

크레인 스프레더의 Swing Motion 제어에 관한 연구 A Study on Swing Motion Control System Design for the Spreader of the Crane

채규훈 · 김영복

G. H. Chae and Y. B. Kim

Key Words : Swing Motion Control(스윙 모션 제어), Trolley(트롤리), Moving-Mass(가동 질량체), Spreader(스프레더), Container Crane(컨테이너 크레인)

Abstract : In general, the swing motion of the crane is controlled and suppressed by activating the trolley motion. In this paper, we suggest a new type of anti-sway control system of the crane. In the proposed control system, a small auxiliary mass(moving-mass) is installed on the spreader and the swing motion is controlled by moving the auxiliary mass. The actuator reaction against the auxiliary mass applies inertial control forces to the container to reduce the swing motion in the desired manner. In this paper, we apply the H_∞ based control technique to the anti-sway control system design problem. And the experimental result shows that the proposed control system is shown to be useful and robust to disturbances like winds and initial sway motion.

기호 설명

- α : 컨테이너부의 감쇠계수
- C_d : 액츄에이터(actuator)부의 감쇠계수
- f_d : 장치가 컨테이너에 가하는 수평합력[N]
- g : 중력가속도 [m/sec^2]
- k_d : 액츄에이터부의 강성계수
- l : 로프길이 [m]
- M : 컨테이너 질량 [kg]
- m : 가동 질량체의 질량(damper mass) [kg]
- x : 스프레더 변위 [m]
- x_d : 가동 질량체의 변위 [m]
- T : 외란에 의한 강제 모멘트 [Nm]
- θ : 컨테이너 흔들림 각 [deg]
- K_m : 모터 토크 상수
- v : 모터인가전압

1. 서 론

컨테이너 크레인은 항만 등에서 컨테이너를 선박에서 트럭으로 혹은 트럭에서 선박으로 하역 또는 선적하는데 필요한 장비이다. 이러한 컨테이너 크레인에 요구되는 최대의 목표는 가장 짧은 시간에 가장 많은 컨테이너 물량을 처리해야하는 것이다. 이러한 목적을 달성하기 위한 항만에서의 일반적인 화물처리 과정을 살펴보면, 컨테이너를 들어올린 후 일정한 위치에 이르렀을 때 트롤리(trolley)를 가속시켜 최대속력으로 등속운동을 계속한다. 그리고 목표지점 근방에서 감속시킨 후 목표지점에 이르러서 화물을 내리는 일련의 작업과정을 수행하는 것이 통상적인 운전방식이다.

그러나 이와 같은 과정에서 컨테이너의 흔들림은 필연적으로 발생하며 목표지점에 도달하였을 때에도 이러한 불안정한 상태는 계속되어 하역작업이 곤란한 경우가 빈번하고 특히 악천후의 경우에는 작업이 불가능하기도 하다.

이러한 문제를 해결하기 위한 방안이 지금까지의 여러 문헌을 통하여 소개되고 있으나 그 대부분이 트롤리의 운동을 제어함으로써 컨테이너의 흔들림을 억제하는 방식이다^{1) 7)}. 그러나 이것은 컨테이너 흔들림을 감소시키기 위해 트롤리를 제어하는 방식이며, 트

접수일 : 2003년 3월 3일
채규훈(책임저자) : 군산대학교 해양생산·기관공학부
E-mail : ghchae@kunsan.ac.kr, Tel. 063-469-1847
김영복 : 부경대학교 기계공학부

트롤리에는 운전자가 탑승한 캐빈(cabin)이 설치되어 있기 때문에 트롤리 운동제어는 운전자의 피로과중과 불쾌감을 유발시키게 된다. 따라서 신속한 물류처리를 어렵게 할 뿐 아니라 거의 대부분의 작업자로부터 외면당하는 주된 요인이 되기도 하며 나아가서는 산업재해 및 인명피해를 일으키는 계기가 되기도 한다. 이와 같은 문제점을 해결하기 위해서 장치의 구조적 변경 등 기술적인 측면에서 다양한 시도가 이루어지고 있다. 예를 들어 트롤리 운동을 제어하기 위한 장치 외에 브레이크를 내장한 보조드럼 등을 설치하여 보조와이어를 감고 푸는 방법과 sheave truck을 이용해서 흔들림을 억제하는 시스템이 개발되어 있다³⁾.

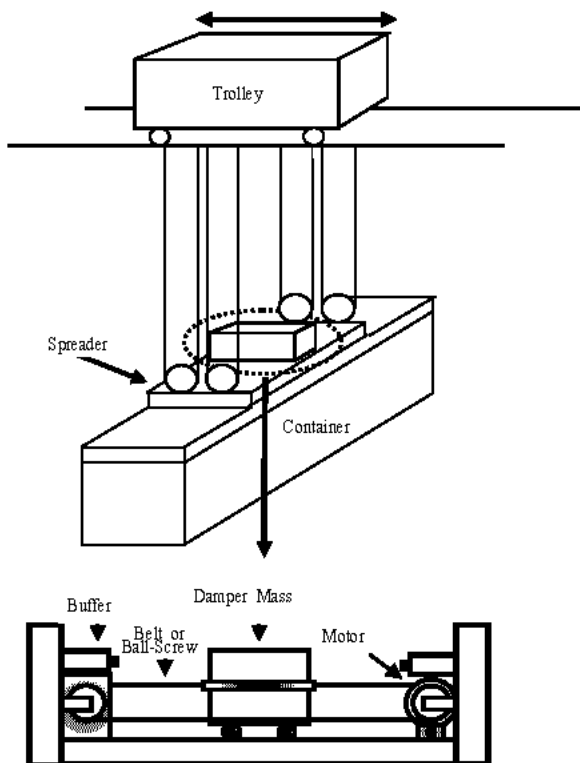


Fig. 1 Schematic diagram of an anti-sway control system

결국 이와 같은 시스템은 트롤리의 운동 및 외란 등에 의해 발생하는 컨테이너 크레인의 흔들림을 억제할 수는 있지만 장치의 복잡성 및 트롤리의 제어로 인한 운전자의 피로과중과 불쾌감의 유발이라는 근본적 문제는 피할 수 없다.

이러한 문제점을 고려하여 본 연구에서는 Fig. 1과 같이 컨테이너 스프레더(spreeder) 위에 능동형 흔들림 방지장치³⁾를 장착한 시스템에 대해 고찰한다. 이 장치는 컨테이너 박스를 포함한 스프레더부가 트롤리의 운동 등 외적요인에 의해 흔들리게 되면 모터 등의 구동력으로 가동 질량체(moving-mass)를 이동시

켜 흔들림 억제력을 발생시키도록 고안되어있다. 이 장치의 가장 큰 장점으로 트롤리 제어방식에서 운전자에게 주는 불쾌감과 피로감을 해결할 수 있다는 점이며, 향후 효율적인 무인화 시스템 구축에 결정적인 동기를 제공할 수 있다는 것이다.

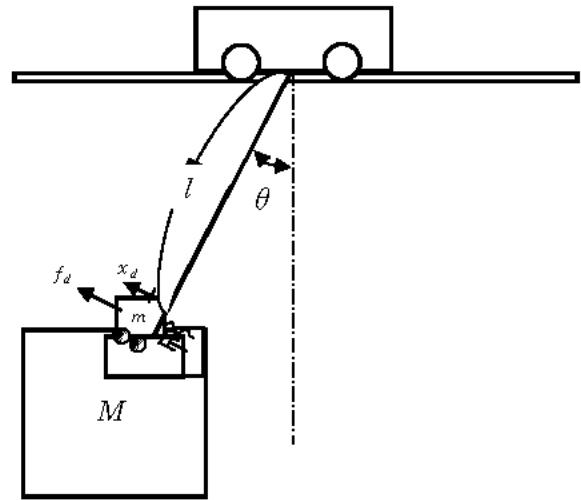


Fig. 2 Dynamic model of controlled system

따라서 본 연구에서는 새로운 방식의 흔들림 방지 장치개발과 실용화를 위한 기초연구로서 시뮬레이션 및 실험을 통해 모델링을 수행한다. 그리고 효과적인 흔들림 억제를 위한 제어계 구축을 위해, 설계된 제어기를 이용하여 제안된 시스템의 유효성과 응용성을 검증한다.

2. 제어계의 수학적 모델링

컨테이너 크레인 트롤리가 이동함과 동시에 로프를 감고 푸는 것으로써 스프레더를 상하방향으로 이동시켜 컨테이너를 적하시킨다. 이때 하역시간을 단축시켜 효율적인 하역작업을 달성하기 위해서는 일반적으로 다음과 같은 점에 주목해야 한다.

- i) 트롤리의 이동과 로프를 감아올리고 푸는 동작이 동시에 일어난다.
- ii) 초기 흔들림이나 바람 등의 외란에 대한 영향이 적어야 한다.
- iii) 속도, 가속도는 될 수 있으면 커야 한다.
- iv) 화물 적하를 위한 정확한 위치로의 이동과 흔들림의 억제가 신속하게 완료되어야 한다.

위에서 i)~iii)항은 iv)항에 서술한 흔들림 방지와

위치 결정을 행하는데 있어서 장애요소로 밖에 작용하지 않기 때문에 이러한 조건에서 고성능의 제어가 실행되지 않으면 우리의 목적달성과는 거리가 멀어지게 될 것이다. 이와 같은 점을 고려하여 제어대상의 표현에 대해 고찰해 본다. 앞서 기술한 것과 같이 본 논문에서는 트롤리가 이동을 시작해 목표위치에서 정지하여 컨테이너의 적하작업이 끝나는 일련의 과정에서 모든 상태에서 컨테이너의 흔들림을 억제하는 것에 그 목적이 있다. 따라서 제어대상의 모델링에 있어서 트롤리의 운동에 대해서는 고려하지 않는다. 트롤리가 이동을 시작하고 정지함으로써 컨테이너의 흔들림이 발생한다는 것을 고려하면 트롤리의 운동 그 자체도 컨테이너에 대해서는 하나의 외란발생요인으로 간주 할 수 있기 때문이다. 따라서 컨테이너와 흔들림 방지 장치와의 결합으로 표현되는 Fig. 2의 제어대상에 대해 모델링을 행하도록 한다.

여기서 컨테이너의 흔들림 현상 및 크레인 시스템에 대하여 다음과 같은 가정을 둔다.

- i) 컨테이너는 평면운동만을 한다. 즉, 컨테이너의 흔들림은 트롤리의 이동방향과 수직선이 이루는 평면 안에서만 발생한다.
- ii) 크레인 구조물의 탄성변형은 무시할 수 있을 정도로 작다.
- iii) 구름마찰저항이나 드라이브의 메카니즘에서 발생하는 감쇠력은 무시한다.

그리고, 모델링은 스프레더부(컨테이너와 스프레더를 포함한 부분)와 액츄에이터부를 각각 별도로 모델링하여 전체시스템을 표현한다.

2.1 액츄에이터의 모델링

Lagrange mechanics를 이용하면 액츄에이터를 포함한 전체 시스템의 운동방정식을 다음과 같이 나타낼 수 있다^{1,3,10)}.

$$(M+m)l^2\ddot{\theta} - - \alpha \dot{\theta} - Mgl\sin\theta - mg(x_d\cos\theta + l\sin\theta) + T - f_d l \quad (1)$$

$$m\ddot{x}_d - - mg\sin\theta + f_d - C_d\dot{x}_d - k_d x_d \quad (2)$$

여기서 θ 가 미소하다면 $\sin\theta \approx \theta$, $\cos\theta \approx 1$ 로 둘 수 있고, 로우프 길이 l 은 일정하다고 가정한다. 그리고 스프레더의 평면운동만 고려하여 $x = l\theta$ 로 두면, $\dot{x} = l\dot{\theta}$, $\ddot{x} = l\ddot{\theta}$ 이고, 결국 식(1)과 식(2)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(M+m)l\ddot{x} - - \frac{\alpha}{l}\dot{x} - Mgx - mgx_d - mgx - - \frac{\alpha}{l}\dot{x} - (M+m)gx - mgx_d + T - f_d l \quad (3)$$

$$m\ddot{x}_d = - mg\theta + f_d - C_d\dot{x}_d - k_d x_d \quad (4) \\ = - \frac{mg}{l}x + K_m v - C_d\dot{x}_d - k_d x_d$$

여기서 식(3)은 외력에 의해 발생하는 스프레더부의 운동을 나타내며, 식(4)는 스프레더부의 흔들림을 억제시키기 위한 제어력을 발생시키는 액츄에이터부를 나타내고 있다. 액츄에이터부는 인가전압에 대해 모터가 회전하고, 모터의 회전은 가동 질량체의 직선운동으로 바뀌어 흔들림을 억제하도록 하는 힘을 발생시킨다.

먼저, 액츄에이터부의 모델링을 위해 가동 질량체의 위치제어를 위한 단순한 페루프계를 구성하였다. 그리고 Fig. 3과 같이 시뮬레이션 및 실험을 통해 얻은 스텝응답을 비교 고찰함으로써 식(4)의 미지 파라미터를 추정하는 것으로 모델링을 행한다. 즉, 식(4)는 식(5)와 같이 2차계로 표현하여 페루프계를 구성하고, 실험결과를 토대로 시뮬레이션을 반복해가면서 파라미터를 추정하였으며 그 결과는 식(6)과 같다.

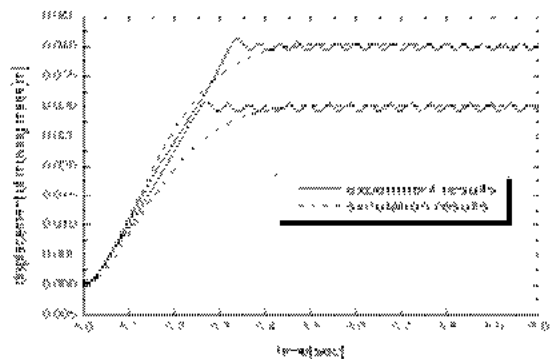


Fig. 3 Step references of actuator system

Table 1 Parameters for experiment & simulation

parameters	values
M	0.565[kg]
m	0.095[kg]
l	0.36[m]
g	9.8[m/s]

$$\frac{X_d(s)}{V(s)} = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} = \frac{K_m}{s^2 + \frac{C_d}{m}s + \frac{k_d}{m}} = \frac{150}{s^2 + 16.75 + 0.01} \quad (5)$$

여기서, $2\xi\omega_n = C_d/m$, $\omega_n^2 = k_d/m$ 이므로
 $K_m = 150$, $C_d = 1.5865$, $k_d = 0.00095$ (6)

2.2 스프레더부의 모델링

컨테이너박스를 포함한 스프레더부가 거의 수평상태에서 진동하고 있다고 가정한다. 이러한 가정아래, 식(3)으로 표현된 스프레더부 모델은 스프레더부의 자유 동요 응답으로부터 감쇠계수와 강성계수를 포함한 미지 파라미터를 추정할 수 있다. 즉, 식(3)의 시스템 표현에서 스프레더부에 가해지는 외부 강제력 항을 모두 '0'으로 두면 식(3)은 다음과 같이 표현된다.

$$(M+m)l\ddot{x} + \frac{\alpha}{l}\dot{x} - (M+m)gx \quad (7)$$

이것은 식(8)과 같이 일반적인 2차계 형식으로 나타낼 수 있다. 그리고 Fig. 4의 자유 횡동요 응답실험으로부터 감쇠율과 주기를 확인함으로써 식(9)와 같이 각각의 파라미터가 계산된다.

$$\ddot{x} + \frac{\alpha}{(M+m)l^2}\dot{x} + \frac{g}{l}x = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\alpha}{(M+m)l^2} = 0.062247, \quad \frac{g}{l} \approx 28.3537 \quad (9)$$

또한 식(9)의 결과를 이용하면 점성계수도 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \alpha &= 0.062247 \times (M+m)l^2 \\ &= 0.062247 \times 0.66 \times 0.36^2 \\ &= 0.005324 \end{aligned} \quad (10)$$

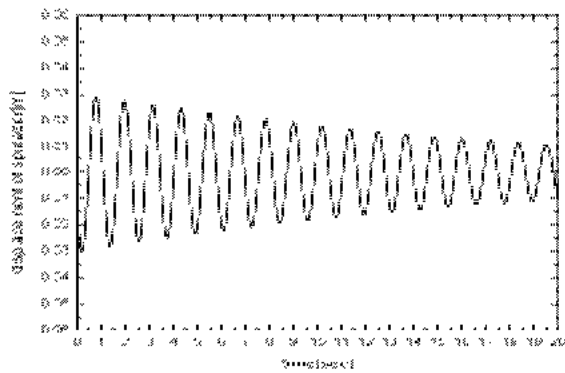


Fig. 4 Free motion of the spreader part

2.3 전체시스템의 표현

위의 결과로부터 전체 시스템에 대한 상태공간표현은 다음과 같이 나타내어진다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_p &= Ax_p + Bu + Dw \\ y_p &= Cx_p \end{aligned} \quad (11)$$

단, $x_p = [x \ \dot{x} \ x_d \ \dot{x}_d]^T$, $u = v$ (모터인가전압), $w = T$ (외란에 의한 강제 모멘트)이고,

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{g}{l} & -\frac{\alpha}{(M+m)l^2} & -\frac{mg}{(M+m)l} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{g}{l} & 0 & -\frac{k_d}{m} & -\frac{C_d}{m} \end{bmatrix} \\ B &= \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{K_m}{(M+m)} \\ 0 \\ \frac{K_m}{m} \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ C &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

3. H_∞ 제어기법을 이용한 제어기의 설계

2장에서는 여러 가지 파라미터 추정법을 이용하여 시스템동정을 행하였다.

2장의 식(11)로 표현한 제어대상에 대한 제어기 설계는 강인제어(robust control)기법을 이용하였다. 즉, 외란 등의 외부적 요인에 의해 발생하는 크레인의 흔들림을 최대한 억제하도록 제어기를 설계한다.

먼저 제어대상에 대한 일반화 플랜트를 다음과 같이 표현한다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_g &= Ax_g + B_1w + B_2u \\ z &= C_1x_g + D_{11}w + D_{12}u \end{aligned} \quad (12)$$

$$y_g = C_2x_g + D_{21}w + D_{22}u$$

이때, 강인제어기법이란 식(12)의 폐루프 시스템이 안정하고 외란입력 w 에서 제어출력 z 까지의 전달함수 T_{zw} 에 대한 놈(norm) 조건 $\|T_{zw}\|_\infty < \gamma$ (> 0)를 만족하는 다음 식의 제어기를 구하는 것으로 정의된다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_c &= A_c x_c + B_c y_g \\ u &= C_c x_c + D_c y_g \end{aligned} \quad (13)$$

이러한 조건을 만족하는 제어기설계는 MatLab Tool을 이용하면 쉽게 구할 수 있다.

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 실험 준비

3장에서서의 이론을 기초로 하여 설계된 제어계의 유

효성과 실효성을 검증하기 위해 실험을 수행한다.

3장에서 소개한 것과 같이 강인성 이론에 따라 제어를 설계하여 식(11)의 제어대상에 대해 식(12)와 같이 일반화 플랜트로 나타내었다. 이때, 식(11)과 식(12)의 관계는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} B_1 &= D, B_2 = B, \\ C_1 &= [1 \ 0 \ 0 \ 0], C_2 = C \\ D_{11} &= [1], D_{12} = [0], \\ D_{21}^T &= [0 \ 0], D_{22}^T = [0 \ 0] \end{aligned} \quad (14)$$

이것으로부터 제어기의 파라미터는 다음과 같이 구했다.

$$E(s) = - \begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & D_c \end{bmatrix} \quad (15)$$

여기서 제어기의 각 계수행렬은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A_c &= \begin{bmatrix} 2.5234 & 0.5709 & 0.4550 & 2.4035 \\ 0.5100 & 4.3636 & 2.2421 & 1.3109 \\ 4.5748 & 5.00887 & 10.1794 & 3.2709 \\ 7.5437 & 3.4879 & 21.4871 & 43.4999 \end{bmatrix} \\ B_c &= \begin{bmatrix} 0.8803 & 2.1623 \\ 13.7120 & 1.0277 \\ 12.2821 & 3.1357 \\ 4.8467 & 4.5473 \end{bmatrix} \\ C_c &= [0.0602 \ 0.0658 \ 0.1519 \ 0.0642] \\ D_c &= [0 \ 0] \end{aligned} \quad (16)$$

4.2 실험 결과

본 연구에서는 Fig. 5와 같이 컨테이너 크레인에 대한 15:1 축소모델을 제작하여 모델링을 행하였다. 외란에 대해 강인한 제어를 설계하여 실험을 수행하였으며, 외부적 요인에 의해 발생하는 컨테이너의 흔들림이 어떻게 억제되는지 그 실험결과는 다음과 같이 정리한다.

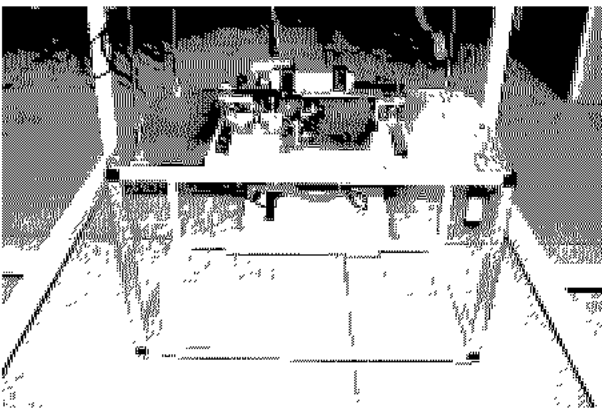
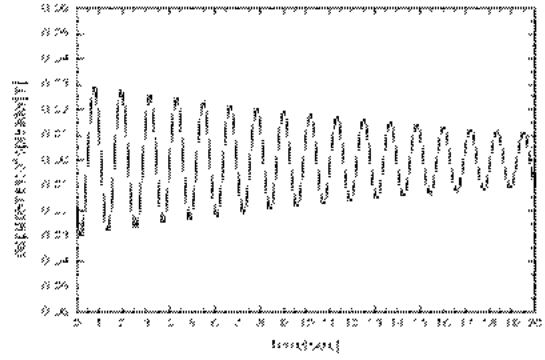
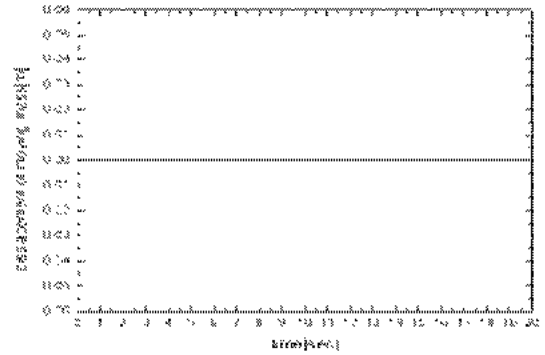


Fig. 5 Reduction model of an active anti-sway control system

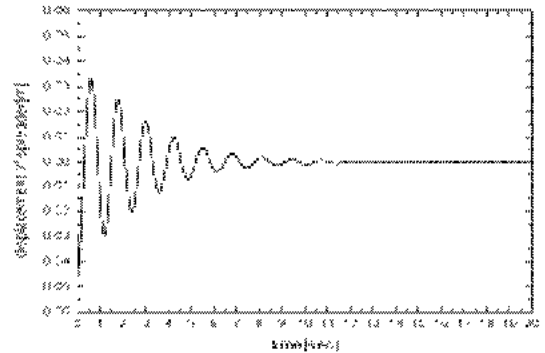


(a) sway-motion

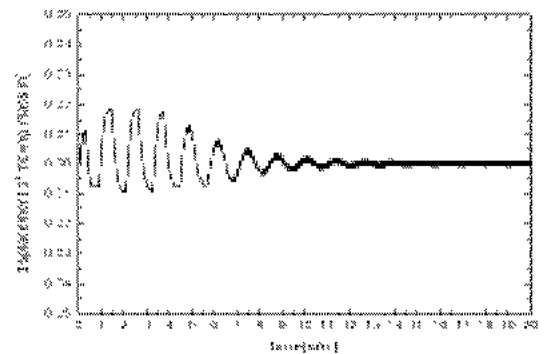


(b) displacement of moving mass

Fig. 6 Initial response (open-loop)



(a) sway-motion



(b) displacement of moving mass

Fig. 7 Initial response (closed-loop)

먼저, Fig. 6과 Fig. 7은 개루프(open-loop) 및 폐루프(closed-loop)계의 초기응답(initial response) 즉, 일정한 위치만큼 스프레더를 이동시킨 후 자유로운 상태로 놓았을 때의 응답특성을 나타내고 있다. 각각의 그림에서 (a)는 스프레더의 흔들림을 나타내며, (b)는 흔들림 억제력을 발생시키는 액츄에이터부의 가동 질량체(moving-mass) 운동을 나타내고 있다.

Fig. 6과 같은 지속적인 흔들림 상태가 Fig. 7과 같이 가동 질량체의 운동에 의해 적절하게 억제되고 있음을 알 수 있다.

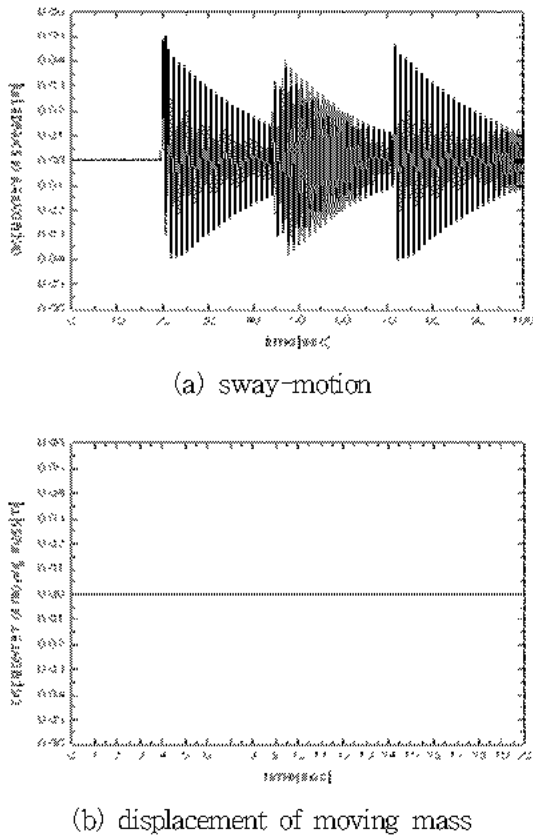


Fig. 8 Disturbance responses (open-loop)

그리고, Fig. 8과 Fig. 9는 정상상태에서 간헐적으로 외력이 작용하여 흔들림이 발생하였을 때의 제어계 응답을 나타내고 있다. Fig. 6 및 Fig. 7의 경우와 마찬가지로, 각각의 그림 중 (a)는 스프레더의 흔들림을 나타내며 (b)는 가동 질량체의 이동상태를 나타내고 있다. 외력에 의해 발생된 스프레더의 흔들림도 적절하게 억제되고 있음을 실험결과로부터 확인할 수 있다.

그리고, 본 연구에서 고안한 흔들림 방지장치의 액츄에이터는 가동 질량체를 이동시킴으로써 제어력을 발생시킨다. 따라서 질량체의 이동범위는 일정한 범

위로 제한될 수밖에 없다는 점을 고려해야 한다.

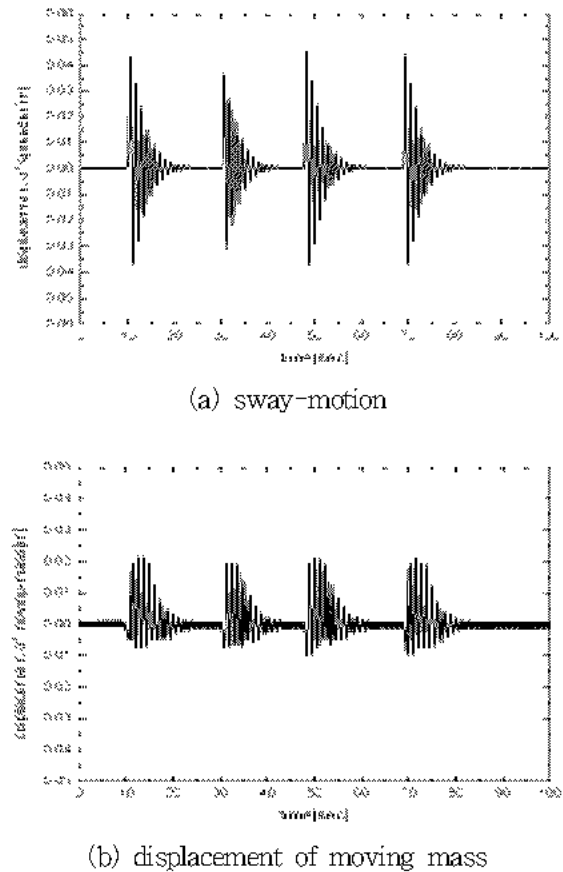


Fig. 9 Disturbance response (closed-loop)

본 실험장치의 경우 가동 질량체는 중심에서 약 $\pm 0.1[m]$ 까지 이동할 수 있는 공간이 확보되어 있다. 본 실험결과에서는 가동 질량체가 $\pm 0.05[m]$ 범위 내에서 운동하고 있으며, 위에서 언급한 시스템 구조상의 제약을 만족시키고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 항만하역작업의 자동화 및 물류처리 시스템의 효율적 운영을 위한 기초적 연구로서 항만 하역장비의 하나인 컨테이너 크레인에 대한 흔들림 방지 시스템을 고안하고 제어계를 설계하여 실험적 고찰을 수행하였다.

본 연구에서 고려하고 있는 장치는 컨테이너의 흔들림을 방지하기 위해 트롤리의 운동을 제어하는 기존의 장치와는 다른 새로운 개념의 장치이다. 이 장치는 컨테이너의 흔들림을 효과적으로 억제할 수 있도록 모터 등을 구동력으로 하여 가동 질량체를 장제

적으로 운동시켜 흔들림을 억제하도록 하는 것이다. 이러한 장치의 장점은 기존의 컨테이너 크레인을 크게 개조할 필요 없이 장치를 스프레더 위에 탑재하여 제어력을 발생시킴으로써 흔들림 방지효과를 얻을 수 있다는 것이다.

본 연구에서는 스프레더부의 상하이동을 고려하지 않고 있다. 카메라 등의 계측장치를 이용하여 컨테이너의 동적특성을 실시간으로 계측하는 시스템을 도입하면 보다 효율적이고 효과적인 시스템 구축이 가능할 것이다.

후 기

본 논문은 2002년도 군산대학교 대학자체 학술연구비의 지원에 의해 연구되었습니다.

참고 문헌

1. W. Cheng and X. Li, 1993, "Computer Control of High Speed Cranes", Proceedings of the American Control Conference, pp. 2562~2566.
2. 박진현, 김현식, 최영규, 이만형, 1995, "진화알리즘에 의한 온라인 제어방식", '95KACC, pp. 906~910.
3. 윤지섭, 강이석, 1995, "천정크레인의 무진동/위치 제어기에 관한 연구", 대한기계학회논문집, Vol. 19, No. 6, pp. 1391~1401.
4. 정승현, 박정일, 1997, "퍼지제어기를 이용한 크레인의 진동억제 및 위치제어", 제어·자동화·시스템공학논문지, Vol. 3, No. 5, pp. 435~442.
5. M. Nomura, Y. Hakamada and H. Saeki, 1997, "Anti-Sway Position Control of Crane Based on Acceleration Feedback and Predicted Pattern Following Method", Trans. of the Institute of Elec. Eng. of Japan (D), Vol. 17, No. 11, pp. 1341~1347.
6. 홍금식, 손성철, 이만형, 1998, "컨테이너 크레인의 흔들림 제어 (Part II):트롤리 주행속도 조절을 통한 진자 운동의 제어", 제어·자동화·시스템공학 논문지, Vol. 3, No. 2, pp. 132~138.
7. 허남, 이영진, 이만형, 1999, "무인 컨테이너 트랜스포터의 조향 및 속도 제어", 한국자동제어학회 의논문집, pp. d37~d40.
8. 藤井俊行, 藤井基之, 門前唯明, 本多明弘, 1998, "風によるコンテナ振れ把握とその制御法", Mitsubishi重工技報, Vol. 35, No. 2, pp. 140~143.
9. 김영복, 2002, "컨테이너 크레인의 흔들림 방지장치", 특허, 등록번호: 0350780호.
10. S. Sagara, F. Ohkawa, 1990, "Adaptive Control for Crane", 日本機械學會論文集, Vol. 56, No. 526, pp. 150~154.