

크레인 스프레더의 Swing Motion 제어에 관한 연구 :
로프 길이변화를 고려한 경우
A Study on Swing Motion Control System Design for the Spreader
of the Crane with Varying Rope Length

안상백 · 채규훈 · 김영복
 S. B. An, 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 in order 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 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/s²]
- 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 : 모터 인가 전압

1. 서 론

컨테이너 크레인은 항만에서 컨테이너를 선박에서 트럭으로 혹은 트럭에서 선박으로 하역 또는 선적하는데 필요한 장비이다. 이러한 컨테이너 크레인에 요구되는 최대의 목표는 가장 짧은 시간에 가능한 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 지금까지 여러 문헌을 통하여 소개되고 있으나 그 대부분이 트롤리의 운동을 제어함으로써 컨테이너의 흔들림을 억제하는 방식이다¹⁻⁷⁾. 그러나 트롤리에는 운전자가

접수일 : 2003년 11월 20일
 안상백(책임저자) : 군산대학교 대학원 기관공학전공
 E-mail : jpl166@kunsan.ac.kr, Tel. 063-469-1841
 채규훈 : 군산대학교 해양과학대학 동력기계시스템공학전공
 김영복 : 부경대학교 공과대학 기계공학부

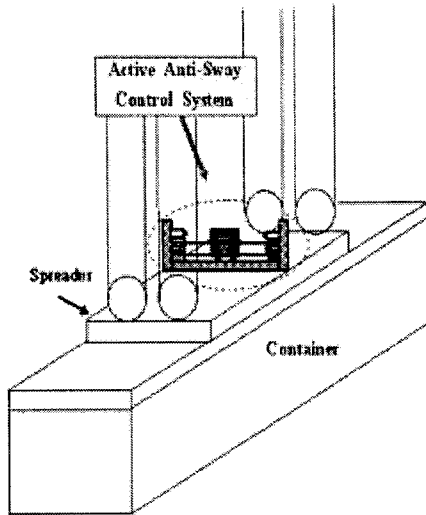


Fig. 1 Schematic diagram of an anti-sway system

탑승한 캐빈(cabin)이 설치되어 있기 때문에 트롤리 운동제어는 운전자의 피로과중과 불편감을 유발시키게 된다.

이와 같은 문제점을 해결하기 위해서 트롤리 운동을 제어하기 위한 장치 외에 브레이크를 내장한 보조드럼 등을 설치하여 보조와이어를 감고 푸는 방법과 sheave truck을 이용해서 흔들림을 억제하는 시스템이 개발되어 있다²⁾.

결국 이와 같은 시스템은 트롤리의 운동 및 외란 등에 의해 발생하는 컨테이너 크레인의 흔들림을 억제할 수는 있지만 트롤리 운동제어로 인한 운전자의 피로과중과 불편감 유발이라는 근본적인 문제는 피할 수 없다.

그리고, 컨테이너 크레인의 흔들림을 방지하기 위한 제어계를 설계할 때의 가장 큰 어려움은 제어대상의 광범위한 파라미터 변동에도 불구하고 주어진 설계 사양대로의 제어성능을 달성할 수 있는 제어계를 구축하는 것이다.

실제 컨테이너 크레인의 경우 컨테이너를 이동시키기 위해 로프를 풀고 감는 동작은 필연적이기 때문에 제어계를 설계할 때 로프의 길이 변화는 반드시 고려해야 할 것이다. 그래서 하나의 동작 점을 기준으로 그 점으로부터의 변동을 불확실성으로 가정하여 제어계를 설계할 수도 있으나 변동범위가 클 경우에는 충분한 제어성능을 기대하기 어렵다.

이러한 실정아래 본 연구에서는 광범위한 파라미터 변동에 대해서도 양호한 제어성능을 달성할 수 있도록 H_2 제어이론에 기초한 LMI(Linear Matrix Inequality)기법을 이용하여 제어계를 설계한다.

이러한 문제점을 고려하여 본 연구에서는 Fig. 1과

같이 컨테이너 스프레더(spreeder) 위에 능동형 흔들림 방지장치를 장착한 시스템에 대해 고찰한다³⁾.

이 장치는 컨테이너 박스를 포함한 스프레더부가 트롤리의 운동이나 외적요인에 의해 흔들리게 되면 모터 또는 계측장치 등의 작동으로 가동 질량체(moving-mass)를 이동시켜 흔들림을 억제하도록 고안되어있다.

따라서 본 연구에서는 새로운 방식의 흔들림 방지장치개발과 실용화를 위한 기초연구로서 시뮬레이션 및 실험을 통해 모델링을 수행한다.

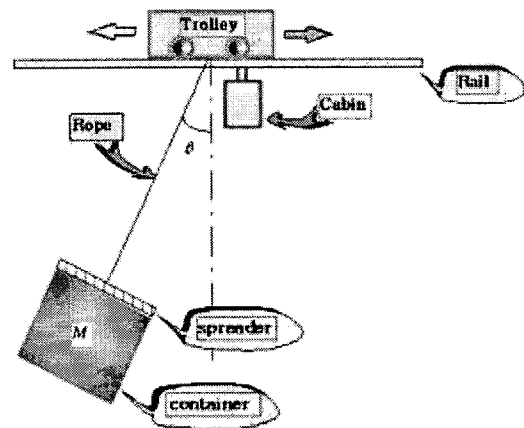


Fig. 2 Dynamic model of controlled system

2. 제어계의 수학적 모델링

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) 속도와 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.

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.

컨테이너와 흔들림 방지 장치와의 결합으로 표현되는 Fig. 2의 제어대상에 대해 모델링을 한다.

2.1 액츄에이터의 모델링

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

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

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

여기서 θ 가 미소하다면 $\sin\theta \approx \theta$, $\cos\theta \approx 1$ 로 둘 수 있고, 로프 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.

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

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

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.

Fig. 3과 같이 시뮬레이션 및 실험을 통해 얻은 시스템응답을 비교 고찰함으로써 식(4)의 미지 파라미터

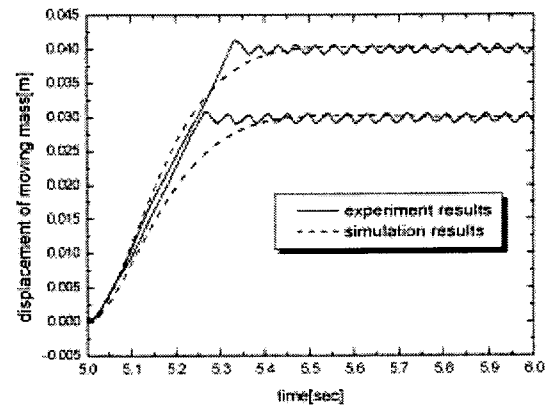


Fig. 3 Step responses of actuator system

Table 1 Parameters for experiment and simulation

Parameters	Values
M	0.565[kg]
m	0.095[kg]
g	9.8[m/s ²]

를 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.

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

여기서, $2\xi\omega_n = C_d/m$, $\omega_n^2 = k_d/m$ 이므로

$$\begin{aligned} K_m &= 150, C_d = 1.5865 \\ k_d &= 0.00095 \end{aligned} \quad (6)$$

2.2 스프레더부의 모델링

컨테이너박스를 포함한 스프레더부가 거의 수평상태에서 진동하고 있다고 가정한다. 이러한 가정 아래, 식(3)으로 표현된 스프레더부의 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.

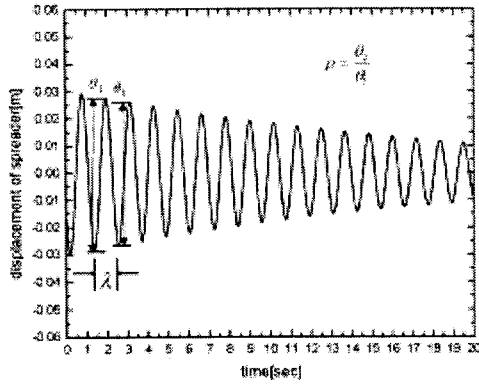


Fig. 4 Free motion of the spreader part

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

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

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

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

또한 식(9)의 결과를 이용하면 짐상계수도 다음과 같이 계산된다.

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

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

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{g}{l} & -\frac{\alpha}{(M+m)l^2} & -\frac{mg}{(M+m)l} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{g}{l} & 0 & -\frac{k_d}{m} & -\frac{C_d}{m} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{K_m}{(M+m)} \\ 0 \\ \frac{K_m}{m} \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

3. H_∞ 제어기법을 이용한 제어기의 설계

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^[4].

그리고 시뮬레이션 및 실험을 통하여 설계된 제어기의 유효성과 성능을 평가한다.

먼저 식(11)의 시스템 표현으로부터 다음으로 정의되는 LTI(Linear Time Invariant)시스템을 고려한다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_z &= Ax_z + B_1w + B_2u \\ z &= C_1x_z + D_{11}w + D_{12}u \\ y_z &= C_2x_z + D_{21}w + D_{22}u \end{aligned} \quad (12)$$

단 $x_z = x_p$ 이다. 식(11)과 식(12)를 이용하면 각각의 시스템변수는 아래와 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} B_1 &= D, \quad B_2 = B, \\ C_1 &= [1 \ 0 \ 0 \ 0], \quad C_2 = C \\ D_{11} &= [1], \quad D_{12} = [0], \\ D_{21}^T &= [0 \ 0], \quad D_{22}^T = [0 \ 0] \end{aligned} \quad (13)$$

이와 같은 가정과 정의를 토대로 하여 외란에 강한 제어기를 설계한다.

특히, 본 연구에서는 로프의 길이 l 이 일정한 영역에서 변한다고 가정한다. 이러한 가정을 고려한다면 식(12)는 아래와 같이 나타내어진다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_z &= A(\delta)x_z + B_1(\delta)w + B_2u \\ z &= C_1x_z + D_{11}w + D_{12}u \\ y_z &= C_2x_z + D_{21}w + D_{22}u \end{aligned} \quad (14)$$

여기서 $\delta = l$:로프의 길이를 나타내며, 본 연구에서 고려하고 있는 길이의 범위는 아래와 같다.

$$0.25[\text{m}] \leq l \leq 0.75[\text{m}] \quad (15)$$

식(12)를 고려하여 제어기를 다시 표현하면

$$\Xi : \begin{cases} \dot{x}_c = A_c x_c + B_c w \\ u = C_c x_c + D_c w \end{cases} \quad (16)$$

와 같고, 식(16)의 제어기를 포함한 페루프계의 상태 공간 표현은 다음과 같이 나타내어진다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_d &= A(\delta)x_d + B_d(\delta)w \\ z_1 &= C_{d1}x_d + D_{d1}w \\ z_2 &= C_{d2}x_d + D_{d2}w \end{aligned} \quad (17)$$

[Lemma] 파라미터 변동을 포함한 외란입력의 크기가 $\gamma > 0$ 로 정의될 때, 이러한 불확실성에 대해 페루프계가 안정하기 위한 필요충분조건은 다음의 선형 행렬부등식을 만족하는 정정행렬(positive definite matrix) $X_{cl} > 0$ 가 존재하는 것과 동가이다^[1].

$$\begin{bmatrix} X_{cl}A_{cl}(\delta) + A_{cl}^T(\delta)X_{cl} & X_{cl}B_{cl}(\delta) & C_{cl}^T \\ B_{cl}^T(\delta)X_{cl} & -\gamma I & 0 \\ C_{cl} & 0 & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (18)$$

Lemma의 조건을 만족하는 제어기의 파라미터는 MatLab Tool을 이용하여 다음과 같이 구하였다.

$$\Xi(s) = \begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & D_c \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} A_c &= \begin{bmatrix} -8.8544 & -1.3779 & -0.3746 & -0.2245 \\ 11.9172 & -11.2673 & 17.9408 & -26.4625 \\ -1.4202 & 1.8062 & -5.8168 & 1.8712 \\ -1.0796 & 7.4617 & 35.1117 & -10.4310 \end{bmatrix} \\ B_c &= \begin{bmatrix} -0.9165 & 8.8098 \\ 0.3266 & -0.5598 \\ -5.3783 & -1.0668 \\ 29.2411 & 0.0909 \end{bmatrix} \\ C_c &= [0.0891 \quad -0.0754 \quad -0.1705 \quad 0.2185] \\ D_c &= [0 \quad 0] \end{aligned} \quad (20)$$

4. 실험 결과 및 고찰

본 장에서는 크레인 시스템의 실제 운용환경을 고려하여 로프의 길이를 변화시키 가면서 실험을 수행하였다.

다음의 실험결과는 로프의 길이가 변할 때 개루프계 및 페루프계의 응답특성을 나타낸다.

Fig. 5는 로프 길이가 0.25[m]로 일정하게 고정되어 있을 때의 개루프계의 초기치 응답(스프레더 운동)을 나타내고 있다. 이에 대해 Fig. 6은 외란이 간헐적으로 인가될 때 페루프계의 스프레더 운동을 나타내고 있으며, Fig. 7은 가동 질량체의 운동을 나타내고 있다.

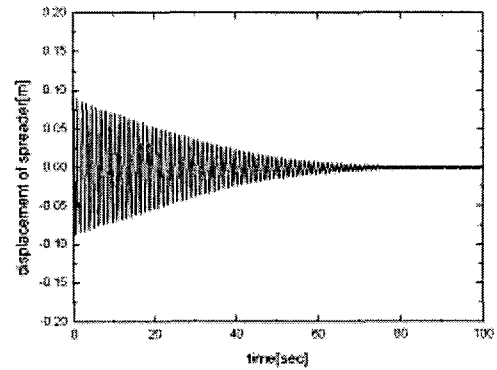


Fig. 5 Sway-motion(open-loop), $l = 0.25$ [m]

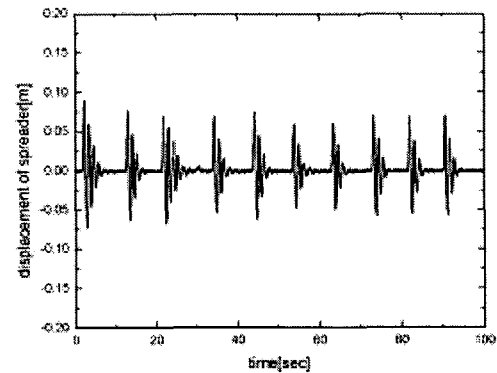


Fig. 6 Sway-motion(closed-loop), $l = 0.25$ [m]

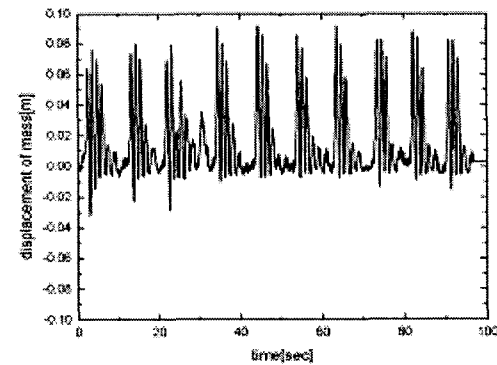


Fig. 7 Displacement of mass(closed-loop), $l = 0.25$ [m]

Fig. 5는 제어력이 발생되고 있지 않으므로 스프레더가 지속적으로 진동하고 있음을 알 수 있다. 이에 대해 Fig. 6은 외란이 지속적으로 인가됨에도 불구하고 가동 질량체의 적절한 운동으로 인해 스프레더의 잔여 진동이 효과적으로 억제되고 있음을 알 수 있다. Fig. 8~Fig. 10은 로프 길이가 0.75[m]로 고정되었을 때 개루프계의 초기치응답 및 페루프계의 외란 억제 특성을 나타내고 있다. 즉, Fig. 8은 개루프계의

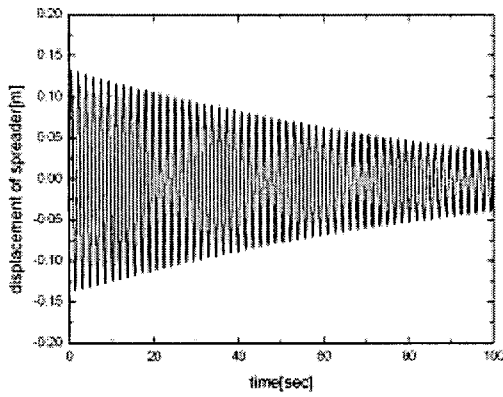


Fig. 8 Sway-motion(open-loop), $l=0.75$ [m]

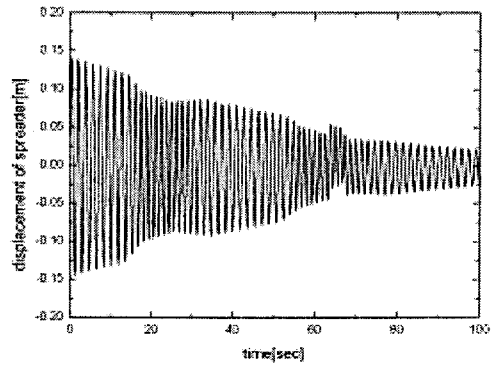


Fig. 11 Sway-motion(open-loop)

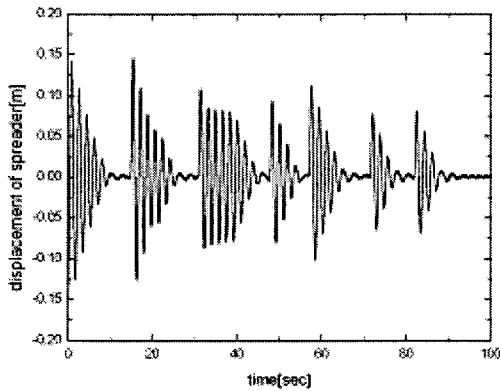


Fig. 9 Sway-motion(closed-loop), $l=0.75$ [m]

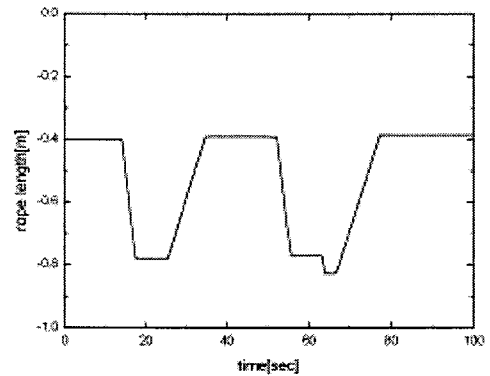


Fig. 12 Rope length transition pattern(open-loop)

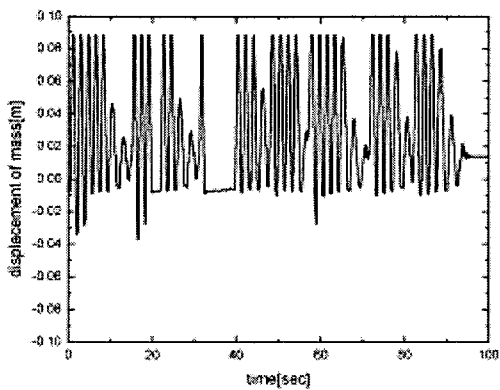


Fig. 10 Displacement of mass(closed-loop),
 $l=0.75$ [m]

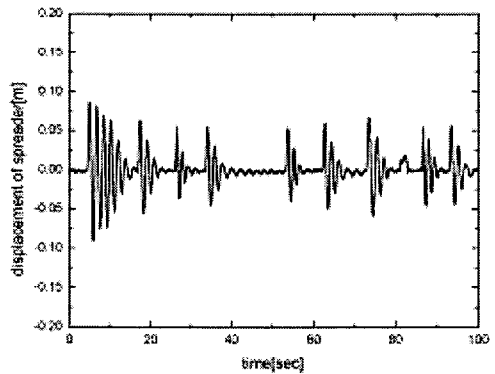


Fig. 13 Sway-motion(closed-loop)

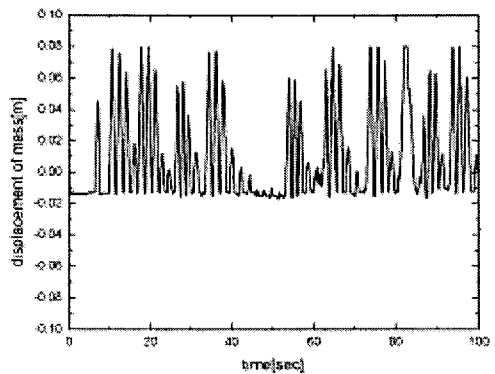


Fig. 14 Displacement of mass(closed-loop)

초기치응답이며, Fig. 9 및 Fig. 10은 페루프계의 외
란응답 특성을 각각 나타내고 있다.

앞서 설명하였듯이 크레인이 화물을 파지해서 적
절한 위치에 적하시키기 위해서는 로프를 풀고 감는
과정이 반드시 수반된다. 따라서 이러한 로프 길이
변화에 대한 안정성은 반드시 보장되어야 한다.

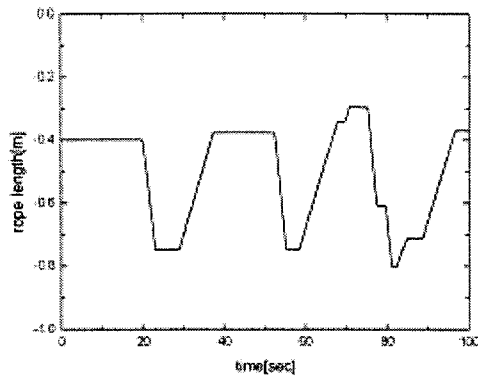


Fig. 15 Rope length transition pattern(closed-loop)

본 연구에서는 강인제어이론에 기초하여 로프 길이 변화 등의 불확실성에 강인한 제어를 설계하였으며, 다음의 실험결과를 통해 유효성을 다시 한번 확인하도록 한다. Fig. 11은 로프길이가 Fig. 12와 같이 변할 때의 개루프계의 초기치응답을 나타낸다. 로프 길이 변화에 따라 흔들림 주기가 변하고 있음을 알 수 있으며, 스프레더가 지속적으로 흔들리고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 13은 로프 길이가 Fig. 15와 같은 패턴으로 변할 때 폐루프계의 외란응답 특성을 나타낸다. 특히, 이 경우는 외란이 간헐적으로 제어대상에 인가되었을 때의 외란 억제 특성을 나타내고 있다. 지속적으로 외란이 인가됨에도 불구하고 스프레더의 흔들림이 효과적으로 억제되고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 항만하역작업의 자동화를 위한 기초적 연구로서 항만 하역장비의 하나인 컨테이너 크레인에 대한 흔들림 방지 시스템을 고안하고 제어기를 설계하여 실험적 고찰을 수행하였다. 본 연구에서 고려하고 있는 장치는 기존의 장치와는 다른 새로운 개념의 장치이다. 이 장치는 컨테이너의 흔들림을 효과적으로 억제할 수 있도록 모터 등을 구동력으로 하여 가동 질량체를 강제적으로 운동시켜 흔들림을 억제하도록 하는 것이다. 이러한 장치의 장점은 기존의 컨테이너 크레인을 크게 개조할 필요가 없이 흔들림 방지장치를 스프레더 위에 탑재하여 제어력을 발생시킴으로써 흔들림 방지효과를 얻을 수 있다. 본 연구에서는 스프레더부의 상하이동을 고려하여 제어기를 설계하였다. 즉, 로프 길이가 변함에도 불구하고 스프레더부의 흔들림을 효과적으로 억제할 수 있음을 확인하였다.

사 사

본 연구는 2003년도 군산대학교 수산과학연구소 연구지원비에 의하여 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, "진화알고리즘에 의한 온라인 제어방식", Proceedings of '95KACC, pp. 906~910.
3. 윤지섭, 강이석, 1995, "천정크레인의 무진동/위치제어기에 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·시스템공학논문지, Vol. 3, No. 2, pp. 132~138.
7. 허남, 이영진, 이만형, 1999, "무인 컨테이너 트랜스포터의 조향 및 속도 제어", 한국자동제어학회 회의논문집, 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 and F. Ohkawa, 1990, "Adaptive Control for Crane", 日本機械學會論文集, Vol. 56, No. 526, pp. 150~154.
11. R. E. Skelton, T. Iwasaki and K. M. Grigoriadits, 1998, "A Unified Algebraic Approach to Linear Control Design", Taylor & Francis, London.