

로프 길이변화를 고려한 크레인의 흔들림 제어에 관한 연구: Gain-Scheduling 기법에 의한 제어기 설계

김영완^{*}, 김영복^{*}

A Study on the Sway Control of a Container Crane with Varying Rope Length Based on Gain-Scheduling Approach

Y. W. Kim 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

The sway motion control problem of a container hanging on the trolley is considered in the paper. In the container crane control problem, suppressing the residual swing motion of the container at the end of acceleration, deceleration or the case of that the unexpected disturbance input exists is main issue. For this problem, in general, many trolley motion control strategies are introduced and applied. In this paper, we introduce and synthesize a swing motion control system in which a small auxiliary mass is installed on the spreader made by ourselves. In this control system, the actuator reacting against the auxiliary mass applies inertial control forces to the container to reduce the swing motion in the desired manner. Especially, we apply the H_∞ based gain-scheduling control technique the anti-sway control system design problem of the controlled plant. In this control system, the controller dynamics are adjusted in real-time according to time-varying plant parameters. And the experiment result shows that the proposed control strategy is shown to be useful to the case of time-varying system and, robust to disturbances like winds and initial sway motion.

기호설명

α : 컨테이너부의 감쇠계수

C_d : 액츄에이터(actuator)부의 감쇠계수

f_d : 장치가 컨테이너에 가하는 수평합력 [N]

g : 중력가속도 [m/s^2]

k_d : 액츄에이터부의 강성계수

l : 로프길이 [m]

M : 컨테이너 질량 [kg]

m : 가동 질량체의 질량(moving 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. 서론

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 처리해야하

[†] 책임저자의 소속 : 부경대학교 대학원

E-mail : kkyww@harmail.net

TEL : (051)620-1584 FAX : (051)620-1584

* 저자 2의 소속 : 부경대학교 공과대학 기계공학부

는 것이다. 이러한 목적을 효과적으로 수행하기 위한 방안이 지금까지 여러 문헌을 통하여 소개되고 있으나 그 대부분이 트롤리의 운동을 제어함으로써 컨테이너의 흔들림을 억제하는 방식이다.^(1,4) 또한 보다 효과적으로 흔들림을 억제하기 위해 Fig 1과 같은 새로운 개념의 장치도 고안되어져 있다.⁽⁵⁾ 이 장치는 그림에서와 같이 가동 질량체(moving mass)를 스프레더 상부에 설치하여 가동 질량체의 운동을 제어하여 흔들림 억제력을 발생시킨다. 따라서 본 논문에서는 이와 같은 크레인 흔들림 방지장치를 제어대상으로 보다 효과적인 흔들림 억제효과를 얻기 위한 제어계설계법에 대해 고찰한다. 그런데 컨테이너 크레인의 흔들림을 방지하기 위한 제어계를 설계할 때의 가장 큰 어려움은 제어대상의 광범위한 파라미터 변동에도 불구하고 주어진 설계 사양대로의 제어 성능을 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. 하나의 동작 점을 기준으로 그 점으로부터의 변동을 불확실성으로 가정하여 제어계를 설계할 수도 있으나 변동범위가 클 경우에는 충분한 제어성능을 기대하기 어렵다.

이러한 설정아래 본 연구에서는 광범위한 파라미터 변동에 대해서도 양호한 제어성능을 달성할 수 있도록 H_∞ 제어에 기초한 gain-scheduling 기법을 이용하여 제어계를 설계한다.

2. 모델링

본 논문에서는 트롤리가 이동을 시작해 목표위치에서 정지하여 컨테이너의 적하작업이 끝나는 일련의 과정중의 모든 상태에서의 컨테이너 흔들림을 억제하는 것에 그 목적이 있다. 따라서 제어대상의 모델링에 있어서 트롤리 운동에 대해서는 고려하지 않는다. 이것은 트롤리가 이동을 시작하고 정지함으로써 컨테이너의 흔들림이 발생한다는 것을 고려하면 트롤리의 운동 그 자체도 컨테이너에 대해서는 하나의 외란으로 간주할 수 있기 때문이다. 따라서 컨테이너와 흔들림 방지 장치와의 결합으로 표현되는 Fig. 2의 제어대상에 대해 모델링을 행하도록 한다.

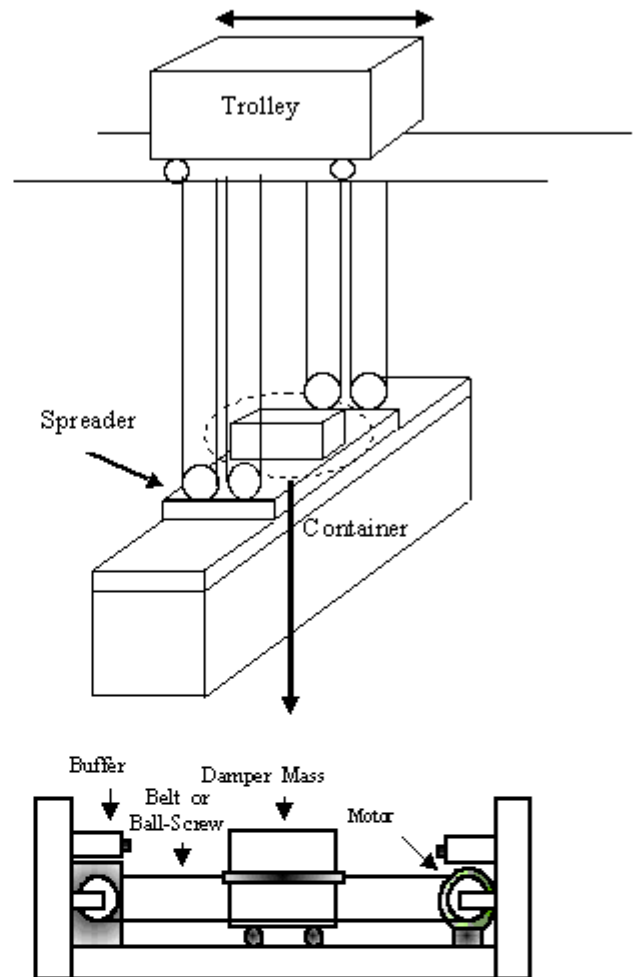


Fig. 1 Schematic diagram of an anti-sway system

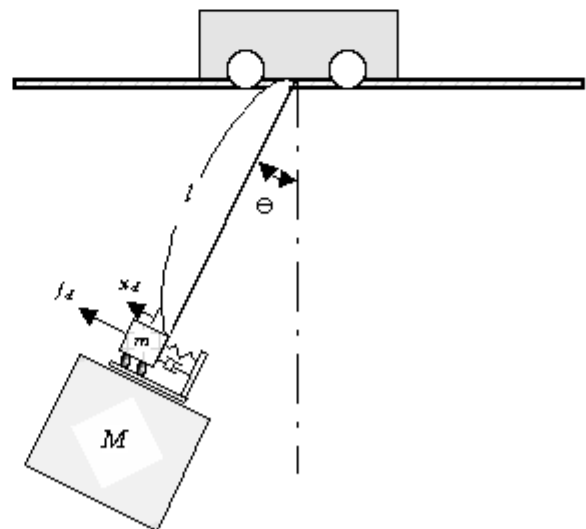


Fig. 2 Dynamic model of the controlled system

이때 컨테이너의 흔들림 현상 및 크레인 시스템에 대하여 몇 가지 잘 알려진 가정아래 Lagrange mechanics를 이용하면 액츄에이터(actuator) 부를 포함한 전체 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁶⁾

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

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

여기서 θ 가 미소하다면 $\sin\theta \approx \theta$, $\cos\theta$ 로 둘 수 있고, 로프 길이 l 은 일정하다고 가정한다. 그리고 스프레더의 평면운동만 고려하여 $x = l$ 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.

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

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

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

$$= -\frac{mg}{l}x + K_v\dot{x} - C_d\dot{x}_d$$

여기서 식(3)은 외력에 의해 발생하는 스프레더부의 운동을 나타내며, 식(4)는 스프레더부의 흔들림을 억제시키기 위한 제어력을 발생시키는 액츄에이터부를 나타내고 있다.

액츄에이터부를 표현하는 수식에서 일부 미지 파라미터는 시뮬레이션과 실험을 통해 파라미터를 결정하였다. 그 결과는 식(5)와 같다.

$$K_m = 150, C_d = 1.5865, k_d = 0. \quad (5)$$

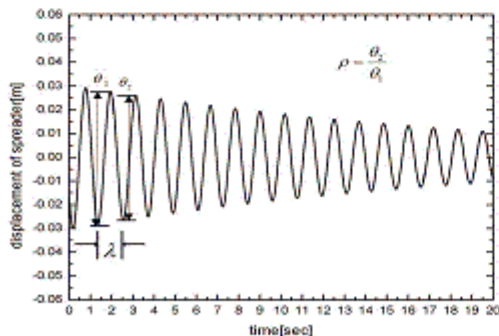


Fig. 3 Free motion of the spreader part

Table 1 Parameters for experiment and simulation

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

2.1 스프레더부의 모델링

컨테이너박스를 포함한 스프레더부가 거의 수평상태에서 진동하고 있다고 가정한다. 이러한 가정아래, 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.

$$(M+m)l\ddot{x} = -\frac{\alpha}{l}\dot{x} - (M \dots) \quad (6)$$

이것은 식(7)과 같이 일반적인 2차계 형식으로 나타낼 수 있다. 그리고 Fig 3의 자유 응답실험으로부터 감쇠율과 주기를 구하여 식(8)과 같이 각각의 파라미터가 계산된다.

$$\ddot{x} + \frac{\alpha}{(M+m)l^2}\dot{x} + \frac{g}{l}x = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\alpha}{(M+m)l^2} = 0.062247, \frac{g}{l} = \dots \quad (8)$$

또한 식(8)의 결과를 이용하면 감쇠계수도 다음과 같이 계산된다.

$$\alpha = 0.0053 \quad (9)$$

2.2 전체 시스템의 표현

위의 결과로부터 전체 시스템에 대한 상태공간 표현은 다음과 같이 나타내어진다.

$$\dot{x}_p = Ax_p + Bu + \dots \quad (10)$$

$$y = Cx_p$$

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

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

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

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

3. H_∞ Gain-Scheduling 기법을 이용한 제어기의 설계

2장의 식(10)으로 표현한 제어대상에 대한 제어기 설계는 강인제어(robust control)기법을 이용한다. 즉, 외란 등의 외부적 요인에 의해 발생하는 크레인의 흔들림을 최대한 억제하도록 제어기를 설계한다.⁽⁷⁾ 그리고 시뮬레이션 및 실험을 통하여 설계된 제어계의 유효성과 성능을 평가한다.

먼저 다음과 같이 표현되는 제어계를 고려하자.

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C & D & \delta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ z \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$w := \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix}, z := \begin{bmatrix} z \\ z \end{bmatrix}, w_1(t) = \Delta(t)z \quad (12)$$

여기서, x 는 상태, u 및 v 는 제어입력과 출력을 나타낸다. 그리고 w 와 z 는 성능을 반영하는 신호이며, w 과 z 는 불확실한 시변(time-varying) 파라미터 $\Delta(t)$ 가 제어계에 미치는 영향을 고려하기 위해 도입된 신호이다. 또한 $\Delta(t)$ 는 불확실한 시변 파라미터로 정확하게는 파악되어 있지 않으나 각 시각에서의 집합

$$\Delta := \{ \text{diag}(\delta_1 I_{n_1}, \dots, \delta_n I_{n_n}) : |\delta_i| \leq 1 \} \quad (13)$$

에 속한다고 가정한다.

식(11)의 플랜트에 대해 제어기를 설계하여 불확실성을 나타내는 파라미터 $\Delta(t) \in \Delta$ 에 대해서 페루프계의 w 로부터 z 까지의 L_2 노름을 최소화 하고자 한다. 이 경우 제어기가 제어입력을 결정할 때 센서로부터의 출력 v 뿐 만 아니라 시변 파라미터 $\Delta(t)$ 의 정보를 이용할 수 있게 된다. 이와 같은 상황에 적합한 제어기의 구조 중 하나로서 다음과 같은 것을 고려할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_c \\ z_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_c & B_{c1} & B_{c2} \\ C_{c1} & D_{c11} & D_{c12} \\ C & D & \delta \end{bmatrix} w_r = \Delta(t)z_c \quad (14)$$

즉, 제어기가 플랜트와 같은 구조를 갖게 되는 것이다. 이것은 플랜트의 시변 파라미터의 $\Delta(t)$ 변화에 제어기의 파라미터를 조정하는 것을 의미한다.

이상과 같은 플랜트와 제어기로 구성되는 페루프계의 블록선도를 Fig. 4에 나타낸다.

이것으로부터 gain-scheduling 문제는 다음과 같이 정리할 수 있다.

[Gain-scheduling Problem] : 식(13)에서 정의한 집합 Δ 에 대해 $\Delta(t) \in \Delta$ 인 시변 파라미터 $\Delta(t)$ 를 포함하는 제어계가 식(11)과 식(12)로 기술되어 있다고 생각한다. Fig. 4에 있어서 최악의 파라미터 변동 $\Delta(t) \in \Delta$ 에 대해 w 에서 z_2 까지의 L_2 노름 즉,

$$\gamma_{\text{opt}} := \sup_{0 \neq w, \Delta(t) \in \Delta} \frac{\|z_2\|_L}{\|w\|_2} \quad (15)$$

의 γ_{opt} 가 $\gamma_{\text{opt}} < \gamma (>)$ 가 되도록 하는 식(14)의 제어기 $C(s)$ 를 설계하는 문제이며 이때 γ_{opt} 는 제어계의 제어성능을 나타내는 지표이다.

이 문제는 일반적인 강인제어문제로 간단히 전환하여 생각할 수 있다.

따라서 Fig. 4는 새로운 상태공간표현 $\hat{P}(s)$ 및 불확실성 $\hat{\Delta}$ 로 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있으며,

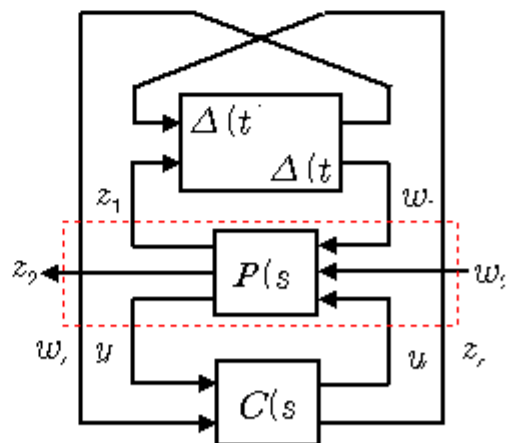


Fig. 4 Transformed structure of gain-scheduling control system

$$\hat{P}(s) := \begin{bmatrix} \dot{x} \\ z_c \\ z \\ w_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 & B_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_l \\ C_1 & 0 & D_{11} & 0 \\ 0 & I_l & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$\hat{\Delta} := \text{diag}(\Delta) \quad (17)$$

이렇게 표현된 시스템에 대한 제어계 설계문제는 앞서 기술한 것처럼 강인제어계 설계문제로 귀착시킬 수 있음을 알 수 있다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 실험 준비

실험장치에 대한 특성은 Table 1과 같고, 이와 같은 컨테이너 크레인 실험장치를 제어대상으로 및 실험을 행한다.

우선 식(10)에 나타난 제어대상의 상태공간표현을 아래와 같이 다시 쓴다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{g}{l} & -\frac{\alpha}{(M+m)l^2} & -\frac{mg}{(M+m)l} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -g & 0 & -\frac{k_d}{n} & -\frac{1}{n} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} w + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{K_m}{(M+m)l} \\ 0 \\ K_m \end{bmatrix} u$$

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \quad (18)$$

여기서, $[x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [x \ \dot{x} \ x \ u = f, w =$ 이고 α_n 는 제어계 설계 시 결정할 weighting factor이다.

본 논문에서의 제어계 설계목표는, 외란 등의 영향에 대해 spreader부가 가능한 흔들리지 않도록 하는데 있다. 이때 로프의 길이 변화를 실시간으로 측정하고 이러한 정보는 흔들림을 억제시키도록 제어력을 발생시키는데 적극적으로 이용한다. 이와 같은 목표를 달성하기 위한 제어계 설계를 위해 일반화 플랜트를 구축하고 제어출력 z_2 및 외부입력 w 를 $z_2 = \alpha_n x_1, w_2 =$ 로 둔다. 여기서 α_n 는 weighting factor이다.

본 논문에서는 로프의 길이(l)를 변동하는 파라미터로 고려하고 있으므로 불확실성(uncertainty)을 다음과 같이 모델링한다.

$$1/l = l_n + \alpha_n \Delta, \quad |\Delta| \leq 1$$

단, l_n 는 공칭값(nominal value)이며 α_n 은 설계시 이용하는 weighting factor이다.

위와 같은 설정아래 식(16)의 일반화 플랜트에 대해 gain scheduling 제어가 존재하기 위한 필요충분조건인 LMI 조건⁽⁷⁾아래 제어성능지수를 최소화하였다. 이때 weighting factor를 포함한 각 파라미터 값을 적절히 선택하여 제어기의 파라미터는 다음과 같이 구했다.

$$A_c = \begin{bmatrix} 1.1626 \times 10^4 & 11.8698 & 70.0479 & 2.8726 \\ -7.0122 \times 10^6 & -6.2663 \times 10^3 & -8.1602 \times 10^4 & -3.722 \\ -2.0081 \times 10^3 & -31.0959 & -570.6733 & -2.608 \end{bmatrix}$$

$$B_c = \begin{bmatrix} -0.1236 & 1.2368 \times 10^4 & -6 \\ 1.1294 \times 10^{-4} & -11.2886 & -0 \\ -0.0328 & 3.2768 \times 10^3 & -0 \end{bmatrix}$$

$$C_c = [-6.9299 \ -0.0601 \ -0.8064 \ -3.678E]$$

$$D_c = [0 \ 0 \]$$

4.2 실험 결과

초기상태에서의 기울임이 없는 상태에서 로프의 길이를 Fig. 5와 같이 변화시켜 간다. 동시에 스텝상의 외란을 10[sec] 및 30[sec]시점에서 약 1초 동안 각각 인가하였을 때의 외란응답을 구하였다. Fig. 6은 개루프계의 응답을 나타내고 있으며, Fig. 7은 폐루프계의 응답을 나타낸다. Fig. 7에서 (a)는 스프레더부의 흔들림을 나타내며, (b)는 액추에이터 moving-mass의 운동을 나타내고 있다. 실험결과를 나타내고 있는 각각의 그림으로부터 알 수 있듯이 컨테이너가 외력에 의해 흔들릴 경우 제어를 행하지 않은 상태에서는 흔들림이 지속적으로 계속되는 반면, 본 연구에서 제안하는 방식에 따라 제어를 행할 경우 흔들림이 신속하게 억제됨을 알 수 있다. 특히 제어성능에 큰 영향을 주는 파라미터를 실시간으로 계속하여 그것을 제어력을 발생시키기 위한 정보로 이용하기 때문에 일반적인 강인제어계 설계에서는 얻기 힘든 고도의 제어성능을 달성할 수 있었다.

5. 결론

본 연구에서는 항만하역작업의 자동화를 위한

연구로서 항만하역장비의 하나인 컨테이너 크레인 에 대한 흔들림 방지 시스템을 고안하고 제어 계를 설계하여 실험 및 시뮬레이션을 통한 고찰 을 수행하였다. 본 연구에서는 특히 스프레더부 의 상하이동을 고려하여 제어계를 설계하였으며, 로프 길이가 변함에도 불구하고 스프레더부의 흔들림을 효과적으로 억제할 수 있음을 확인하였 다.

참 고 문헌

- (1) Chung, S. H. and Park, J. I., 1997, "Anti-Swing and Position Control of Crane Using Fuzzy Controller", *Journal of Control, Automation, Systems Engineering* Vol. 3, No. 5, pp. 435~442.
- (2) Nomura, M., Hakamada, Y. and Saeki, H., 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.
- (3) Hong, K. S., Shon, S. C. and Lee, M. H., 1998, "Sway Control of a Container Crane (Part II): Regulation of the Pendulum Sway through Patternizing Trolley Moving Velocity", *Journal of Control, Automation, Systems Engineering*, Vol. 4, No. 2, pp. 132~138.
- (4) Fujii, T., Fujii, M., Morzen, T., Honda, A. and Kusano, T., 1998, "Container Vibration against Wind and Its Control", *Mitsubishi Juko Giho*, Vol. 35, No. 2, pp. 140~143.
- (5) Ahn, S. B., Chae, G. H. and Kim, Y. B., 2004, "A Study on Swing Motion Control System Design for the Spreader of the Crane with Varying Rope Length", *Journal of the KSPSE*, Vol. 8, No. 1, pp. 55~61.
- (6) Sagara, S. and Ohkawa, F., 1990, "Adaptive Control for Crane", *Trans. of JSME*, Vol. 56, No. 526, pp. 150~154.
- (7) Skelton, R. E., Iwasaki, T. and Grigoriadits, K. M., 1998, "A Unified Algebraic Approach to Linear Control Design", Taylor & Francis, London.

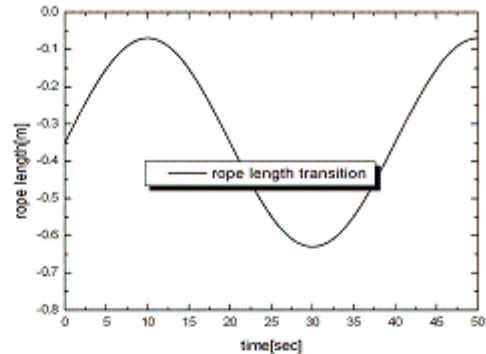


Fig. 5 Rope length transition pattern

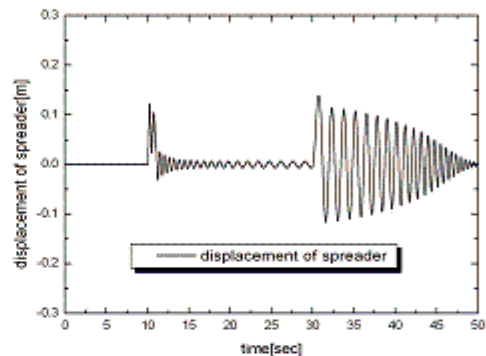
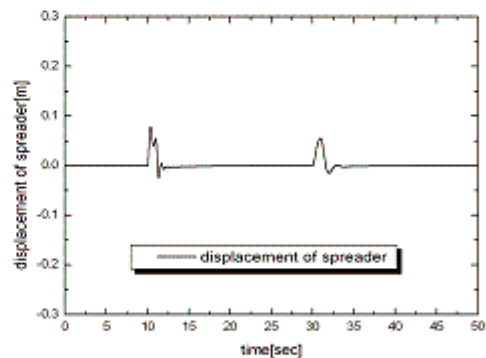
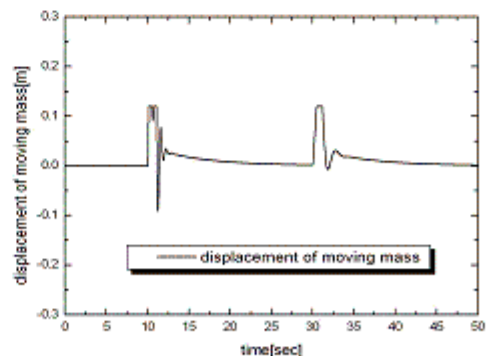


Fig. 6 Disturbance response when the rope length varies(open-loop)



(a) displacement of spreader



(b) displacement of moving mass

Fig. 7 Disturbance response when the rope length varies(closed-loop)