

# Gain-Scheduling 기법을 이용한 크레인의 흔들림 제어에 관한 연구

김영복\*

## A Study on the Sway Control of a Crane Based on Gain-Scheduling Approach

Young Bok Kim\*

### ABSTRACT

The gain-scheduling control technique is vary useful in the control problem incorporating time varying parameters which can be measured in real time. Based on these facts, in this paper the sway control problem of the pendulum motion of a container hanging on the trolley, which transports containers from a container ship to trucks, is considered. 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, the trolley motion control strategy is introduced and applied. But, in this paper, we introduce and synthesize a new type of swing motion control system. In this control system, a small auxiliary mass is installed on the spreader. And the actuator reacts against the auxiliary mass, applying inertial control forces to the container to reduce the swing motion in the desired manner. In this paper, we assume that an plant parameter is varying and apply the gain-scheduling control technique design the anti-swing motion control system for the controlled plant. In this control system, the controller dynamics are adjusted in real-time according to time-varying plant parameters. And the simulation 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.

**Key Words** : Gain-Scheduling (게인 스케줄링), Time Varying (시변), Sway Control Problem (흔들림 제어문제), Trolley (트롤리), Container Crane (컨테이너 크레인), Residual Swing Motion (잔여 흔들림)

### 1. 서론

컨테이너 크레인은 항만 등에서 컨테이너를 선박에서 트럭으로 혹은 트럭에서 선박으로 하역 또

는 선적하는데 필요한 장비이다. 이러한 컨테이너 크레인에 요구되는 최대의 목표는 가장 짧은 시간에 가장 많은 컨테이너 물량을 처리해야 하는 것이다. 이러한 목적을 달성하기 위한 항만에서의 일반적인 화물처리 과정을 살펴보면, 컨테이너를 들어

2000년 11월 10일 접수

\* 군산대학교 해양과학대학 기관공학과

올린 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.<sup>[1-7]</sup> 그러나 이러한 방식은 컨테이너를 트롤리에 연결된 하나의 독립된 물체로 취급하고 있기 때문에 컨테이너의 흔들림을 억제하기 위해서는 컨테이너의 운동에 트롤리의 운동이 지배되는 구조로 된다. 따라서 컨테이너 크레인의 트롤리에 설치된 캐빈(cabin)에 운전자가 탑승하여 컨테이너 크레인을 조작하는 시스템에 있어서는, 트롤리의 이동시작과 정지, 또는 바람 등의 외부적 요인으로 발생하는 흔들림을 억제하기 위해 트롤리를 좌우(혹은 전후)방향으로 운동시켜서 흔들림 방지를 위한 제어력을 발생시킨다. 결국 이러한 제어 동작은 캐빈에 탑승하고 있는 크레인 운전자에게 엄청난 불쾌감을 유발시키기 때문에 열악한 기상조건과 신속한 물류처리가 요구되는 등의 작업환경에서는 흔들림 방지 시스템을 작동시키지 않고 작업하는 것이 빈번하다. 이와 같은 난점을 해결하기 위해 장치의 구조적인 변경 등, 기술적인 측면에서의 다양한 시도가 이루어지고 있다.<sup>[8]</sup>

결국 이와 같은 시스템은 트롤리의 운동 및 외란 등에 의해 발생하는 컨테이너 크레인의 흔들림을 억제할 수는 있으나, i)장치가 복잡해지고 ii)트롤리의 제어로 운전자에게 부담시키는 불쾌감과 피로감의 증가로 결국은 작업능률의 저하를 초래하게 된다.

저자는 이와 같은 난점을 해결하면서 외란에 대한 컨테이너의 흔들림 방지라는 궁극적 목표를 효과적으로 달성할 수 있도록 Fig. 1과 같은 새로운 형태의 장치를 고안하였다.<sup>[9]</sup> 이 장치는 가동 질량체(damper mass)와 벨트 혹은 볼-스크류(ball-screw) 형의 구조로 체결하여 가동 질량체를 좌우로 운동시키기 위한 모터로 구성되어 있다.

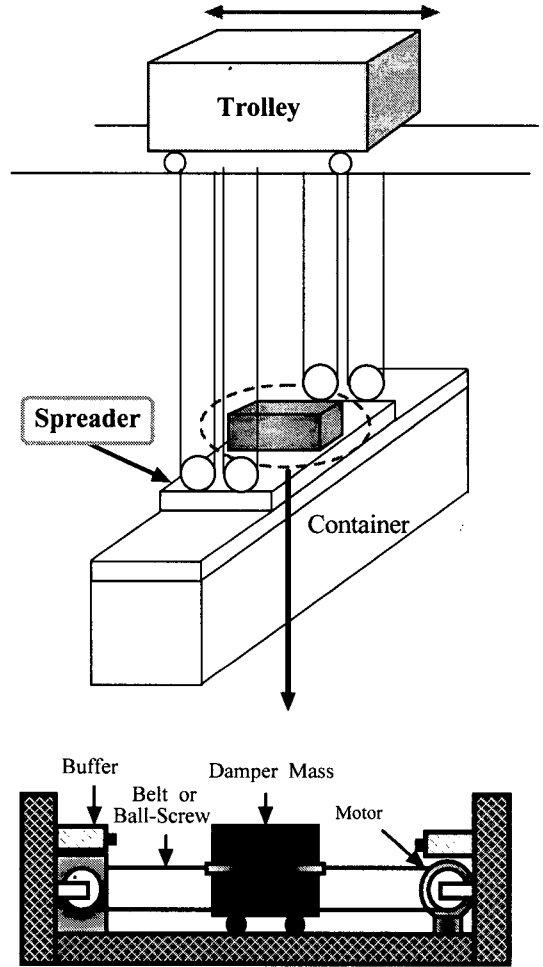


Fig. 1 Active anti-sway control system

만일 spreader 혹은 spreader를 포함한 컨테이너부가 트롤리의 운동 또는 외란에 의해 흔들리게 되면 센서에 의해 계측된 컨테이너부의 흔들림 정도에 따라 제어알고리즘에 의해 계산된 제어신호가 모터를 구동하게 되는데 모터 구동에 의한 가동 질량체의 운동은 컨테이너의 흔들림을 억제하도록 하는 제어력으로 작용하게 된다.

이 장치의 가장 큰 장점은 기존의 장치가 갖는 가장 큰 문제점, 즉 트롤리의 제어동작으로 크레인 운전자에게 부담시키는 불쾌감과 피로감을 해결할 수 있다는 점을 들 수 있다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 1과 같은 흔들림 방지 장치에 대해 모델링을 행하고 제어계를 설계한 후 시뮬레이션을 통하여

제안된 시스템의 유효성과 실용성에 대해 고찰하기로 한다.

컨테이너 크레인의 흔들림을 방지하기 위한 제어계를 설계할 때의 가장 큰 어려움은 제어대상의 광범위한 파라미터 변동에도 불구하고 주어진 설계 사양대로의 제어성능을 달성할 수 있는 제어계를 설계하는 것이다. 실제 컨테이너 크레인의 경우 컨테이너를 이동시키기 위해 로프를 풀고 감는 동작은 필연적이기 때문에 제어계를 설계할 때 로프의 길이 변화는 반드시 고려해야 할 것이다. 단, 하나의 동작점을 기준으로 그 점으로부터의 변동을 불확실성으로 가정하여 제어계를 설계할 수도 있으나 변동범위가 클 경우에는 충분한 제어성능을 기대하기 어렵다. 그러나 로프의 길이는 실시간으로 측정 가능하기 때문에 이러한 정보를 제어입력을 결정하는데 이용할 수 있다면 보다 양호한 제어성능을 달성할 수 있을 것이다. 이러한 설정아래 본 논문에서는 광범위한 파라미터 변동에 대해서도 양호한 제어성능을 달성할 수 있도록 gain-scheduling 기법을 이용하여 제어계를 설계한다.

## 2. 제어대상의 모델링

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

- i) 트롤리의 이동과 로프를 감아 올리고 푸는 동작이 동시에 일어난다.
- ii) 초기 흔들림이나 바람 등의 외란에 대한 영향이 적어야 한다.
- iii) 속도, 가속도는 될 수 있으며 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 목적과는 거리가 멀어지게 될 것이다.

이와 같은 점을 고려하여 제어대상의 표현에

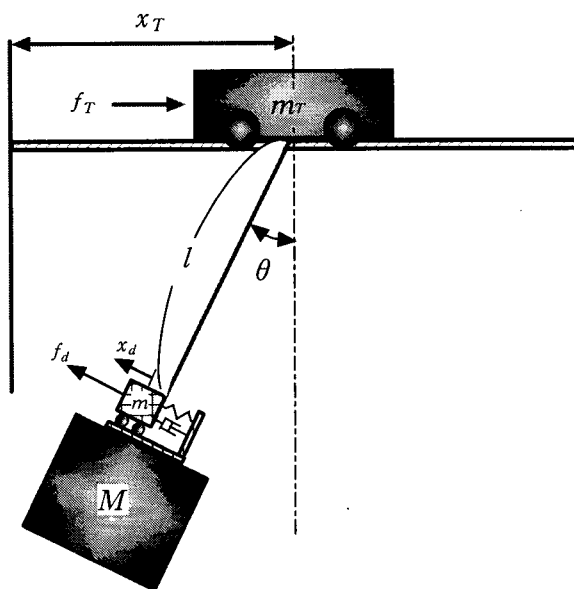


Fig. 2 Dynamic model of the controlled system

대해 고찰해 본다. 앞서 기술한 것과 같이 본 논문에서는 트롤리가 이동을 시작해 목표위치에서 정지하여 컨테이너의 적하작업이 끝나는 일련의 과정중의 모든 상태에서 컨테이너의 흔들림을 억제하는 것에 그 목적이 있다. 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) 컨테이너의 점성저항계수는 무시한다.
- iv) 구름마찰저항이나 드라이브의 메카니즘에서 발생하는 감쇠력은 무시한다.

컨테이너 spreader와 가동 질량체의 무게중심은 같다고 생각하고  $x_G, y_G$ 를 다음과 같이 표시한다.

$$x_G = l \sin \theta + x_T, \quad y_G = -l \cos \theta$$

그리고 spreader의 운동에너지( $K$ )와 포텐셜에너지( $V$ )는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$K = \frac{1}{2} m_T \dot{x}_T^2 + \frac{1}{2} (M+m) (\dot{x}_G^2 + \dot{y}_G^2) \quad (1)$$

$$V = -(M+m)gl\cos\theta \quad (2)$$

여기서  $L = K - V$  라 두면 컨테이너 spreader계의 운동방정식은 다음의 Lagrange 운동방정식으로 주어지게 된다.

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{x}_T} \right) - \frac{\partial L}{\partial x_T} = f_T \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = T - T_d \end{cases} \quad (3)$$

이때 고차항을 무시하여 선형화된 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(m_T + M + m) \ddot{x}_T + (M + m)l\cos\theta\ddot{\theta} = f_T \quad (4)$$

$$(M+m)l\cos\theta\ddot{x}_T + (M+m)l^2\ddot{\theta} + (M+m)gl\sin\theta = T - T_d \quad (5)$$

$$T_d = mg\cos\theta(x_d - l\theta) + f_d \quad (6)$$

$$m\ddot{x}_d = -mg\sin\theta + f_d \quad (7)$$

단,

- $m_T$  : 트롤리의 질량
- $M$  : 컨테이너의 질량
- $m$  : 가동 질량체(damper mass)의 질량
- $x_T$  : 트롤리의 변위
- $l$  : 로프길이
- $f_T$  : 트롤리의 입력
- $T$  : 외란에 의한 강제 모멘트
- $T_d$  : 액츄에이터에 의한 강제 모멘트
- $g$  : 중력가속도
- $x_d$  : 가동 질량체의 변위
- $f_d$  : 장치가 컨테이너에 가하는 수평합력

이다. 여기서  $\theta$ 가 미소하다면  $\sin\theta \approx \theta$ ,  $\cos\theta \approx 1$ 로 둘 수 있고 식(4)~(7)은 다음과 같이 나타낼 수 있

다.

$$(m_T + M + m) \ddot{x}_T + (M + m)l\ddot{\theta} = f_T \quad (8)$$

$$(M+m)l\ddot{x}_T + (M+m)l^2\ddot{\theta} + (M+m)gl\theta = T - T_d \quad (9)$$

$$T_d = mg(x_d - l\theta) + f_d \quad (10)$$

$$m\ddot{x}_d = -mg\theta + f_d \quad (11)$$

이것으로부터 제어대상은 다음의 상태방정식으로 표현된다.

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu + D_v v + D_w d \\ y = Cx \end{cases} \quad (12)$$

여기서

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & a_1 & 0 & a_2 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_3 & 0 & a_4 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -g & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = [b_{11} \ 0 \ b_{21} \ 0 \ 0 \ b_{31} \ 0]^T$$

$$D_v = [b_{12} \ 0 \ b_{22} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

$$D_w = [b_{13} \ 0 \ b_{23} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

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

단,

$$x = [x_T \ x_T \ \theta \ \theta \ x_d \ x_d]^T, \ u = f_d, \ v = f_T, \ d = T$$

이며,

$$a_1 = \frac{1}{m_T} g, \ a_2 = \frac{mg}{m_T l},$$

$$a_3 = -\frac{M(m_T + M + m)}{m_T(M + m)l} mg,$$

$$a_4 = -\frac{(m_T + M + m)}{m_T(M + m)l^2} mg,$$

$$b_{11} = \frac{1}{m_T}, \ b_{21} = \frac{(m_T + M + m)}{m_T(M + m)l}, \ b_{31} = \frac{1}{m}$$

$$b_{12} = -\frac{1}{m_T}, \ b_{22} = -\frac{1}{m_T l}$$

$$b_{13} = -\frac{1}{m_T l}, \ b_{23} = \frac{(m_T + M + m)}{m_T(M + m)l^2}$$

이다.

### 3. Gain-Scheduling 기법을 이용한 제어기의 설계

먼저 다음과 같이 표현되는 제어계를 고려하자.

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ z \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ w \\ u \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$w := \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix}, z := \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix}, w_1(t) = \Delta(t) z_1(t) \quad (14)$$

여기서,  $x$ 는 상태,  $u$  및  $y$ 는 제어입력과 출력을 나타낸다. 그리고  $w_2$ 와  $z_2$ 는 성능을 반영하는 신호이며,  $w_1$ 과  $z_1$ 은 불확실한 시변(time-varying) 파라미터  $\Delta(t)$ 가 제어계에 미치는 영향을 고려하기 위해 도입된 신호이다. 또한  $\Delta(t)$ 는 불확실한 시변 파라미터로 정확하게 파악되어 있지는 않으나 각 시각에서의 집합

$$\mathcal{A} := \{ \text{diag}(\delta_1 I_{q_1}, \dots, \delta_s I_{q_s}) : |\delta_i| \leq 1 \} \subset \mathbf{R}^{q \times q} \quad (15)$$

에 속한다고 가정한다.

(13)식의 플랜트에 대해 제어기를 설계하여 불확실성을 나타내는 파라미터  $\Delta(t) \in \mathcal{A}$ 에 대해서 페루프계의  $w_2$ 로부터  $z_2$ 까지의  $L_2$  노름을 최소화하고자 한다. 이 문제는 만약  $\Delta(t) \in \mathcal{A}$  이외에는  $\Delta(t)$ 의 값에 대한 어떠한 정보도 주어지지 않는다면 이것은 단순한 강인제어문제(robust control problem)가 되지만 본 논문에서는  $\Delta(t)$ 를 온라인으로 측정 가능한 경우에 대해 고려한다. 이 경우 제어기가 제어입력을 결정할 때 센서로부터의 출력  $y$ 뿐만 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.

$$C(s) := \begin{bmatrix} \dot{x}_c \\ z_c \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_c & B_{c1} & B_{c2} \\ C_{c1} & D_{c11} & D_{c12} \\ C_{c2} & D_{c21} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_c \\ w_c \\ y \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$w_c = \Delta(t) z_c(t)$$

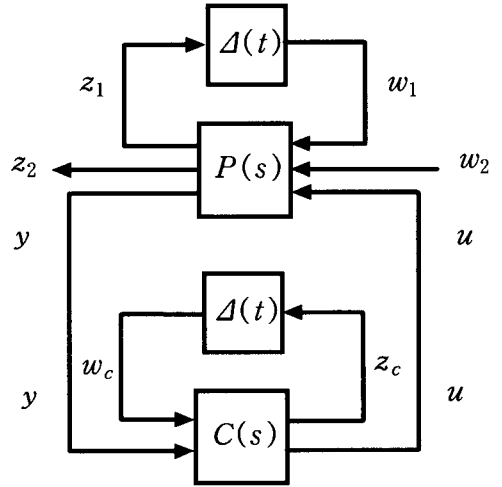


Fig. 3 Gain-scheduling control system

즉, 제어기가 플랜트와 같은 구조를 갖게 되는 것이다. 이것은 플랜트의 시변 파라미터  $\Delta(t)$ 의 변화에 제어기의 파라미터를 조정하는 것이다. 이상과 같은 플랜트와 제어기로 구성되는 페루프계의 블록선도를 Fig. 3에 나타낸다.

이것으로부터 gain-scheduling 문제는 다음과 같이 정리할 수 있다.

**[Gain-scheduling Problem]** : (15)식에서 정의한 집합  $\mathcal{A}$ 에 대해  $\Delta(t) \in \mathcal{A}$ 인 시변 파라미터  $\Delta(t)$ 를 포함하는 제어계가 (13)식과 (14)식으로 기술되어 있다고 생각한다. Fig. 3에 있어서 최악의 파라미터 변동  $\Delta \in \mathcal{A}$ 에 대해  $w_2$ 에서  $z_2$ 까지의  $L_2$  게인 즉,

$$\gamma_{np} := \sup_{\substack{0 \neq w_2 \in L_2 \\ \Delta(t) \in \mathcal{A}}} \frac{\|z_2\|_{L_2}}{\|w_2\|_{L_2}}$$

의  $\gamma_{np}$ 가  $\gamma_{np} < \gamma$ 가 되도록 하는 (16)식의 제어기  $C(s)$ 를 설계하는 문제이며 이때  $\gamma_{np}$ 는 제어계의 제어성능을 나타내는 지표이다. 이 문제는 일반적인 강인제어문제로 간단히 전환하여 생각할 수 있다. 즉 Fig. 3에서 제어기에 연결된  $\Delta(t)$ 를 위로 끌어올리면 다음과 같이 블록선도를 고쳐 그릴 수 있다.

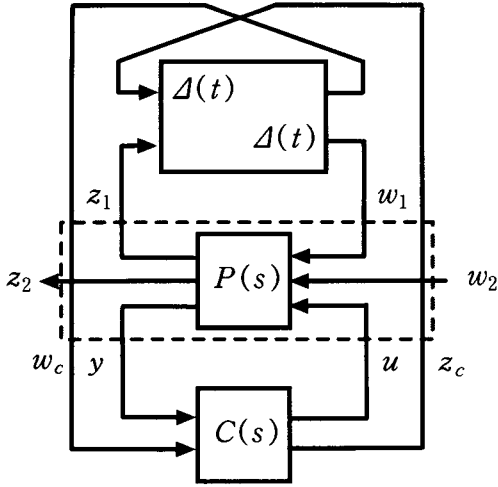


Fig. 4 Transformed structure of gain-scheduling control system

따라서 Fig. 3(및 Fig. 4)은 새로운 상태공간표현  $\hat{P}(s)$  및 불확실성  $\hat{\Delta}$ 로 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있으며

$$\hat{P}(s) : = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ z_c \\ z \\ w_c \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 & B_1 & 0 & B_2 \\ 0 & 0 & 0 & I_l & 0 \\ C_1 & 0 & D_{11} & 0 & D_{12} \\ 0 & I_l & 0 & 0 & 0 \\ C_2 & 0 & D_{21} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ w_c \\ z_c \\ u \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\hat{\Delta} : = \text{diag}(\Delta, \Delta) \quad (18)$$

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

#### 4. 시뮬레이션 및 고찰

##### 4.1 시뮬레이션 준비

3장에서서의 이론을 기초로 하여 설계된 제어계의 유효성과 실효성을 검토하기 위해 표와 같은 값을 갖는 컨테이너 크레인을 제어대상으로 시뮬레이션을 행한다.

그런데 제어계 설계에 있어서 비슷한 제어성능을 달성할 수 있는 조건이라면 가동 질량체의 질량( $m$ )은 가능한 한 작은 값을 선택함으로써 흔들림 방지장치의 설치로 인해 spreader부에 부가되는 부하를 줄일 수 있을 것이다. 그래서 제어기 설계시

Table 1 Simulation data<sup>[10]</sup>

| Parameters | Values         |
|------------|----------------|
| $m_T$      | 150 [kg]       |
| $M$        | 3,500 [kg]     |
| $m$        | to be designed |
| $l$        | 20 [m] : max   |
| $g$        | 9.8 [m/s]      |

가동 질량체의 질량  $m$ 을 변수로 두고 동시최적화 기법을 이용하여 제어기를 설계한다.<sup>[11,12]</sup>

우선 식(12)에 나타난 제어대상의 상태공간표현을 아래와 같이 다시 쓴다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \\ \dot{x}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & g/m_T & 0 & mg/(m_T l) \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{M(m_T+m+m)}{m_T(M+m)l} & g & -\frac{M(m_T+m+m)}{m_T(M+m)l^2} mg \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -g & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m_T} \\ 0 \\ \frac{(m_T+M+m)}{m_T(M+m)l} \\ 0 \\ \frac{1}{m} \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} -\frac{1}{m_T} & -\frac{1}{m_T l} \\ 0 & 0 \\ \frac{(m_T+M+m)}{m_T(M+m)l} & \frac{(m_T+M+m)}{m_T(M+m)l^2} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \xi \quad (19)$$

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} + \alpha_\xi \xi$$

여기서

$[x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6]^T = [\dot{x}_T \ x_T \ \theta \ \dot{\theta} \ \dot{x}_d \ x_d]^T$ ,  
 $u = f_d$ ,  $\xi = [f_T \ T]^T = [v \ d]^T$ 이고  $\alpha_\xi$ 는 제어기 설계시 결정할 weighting factor이다. 특히  $\xi$ 는 외란을 나타내는데 여기에는 컨테이너의 흔들림을 유발시키는 외력에 의한 강제모멘트 항  $T$ 와 트롤리를 이동시키기 위한 입력  $f_T$ 가 포함되어 있다. 본 연구에서는 트롤리의 운동을 제어하여 컨테이너의 흔들림을 제어하는 것이 아니다. 즉 트롤리의 이동은 컨테이너를 지정된 위치에 이동시키기 위한 수단으로만 생각하고 있기 때문에 트롤리의 운동 그 자체도 컨테이너의 흔들림을 유발시키는 원인이 된다. 따라서 본 연구에서는 트롤리의 입력  $f_T$ 를 하나의 외란으로 고려하고 제어계를 설계한다.

본 논문에서의 제어계 설계목표는 화물의 이송을 위해 컨테이너 트롤리와 spreader사이의 로프의 길이가 변할 때, 외란 등의 영향에 대해 spreader부가 가능한 흔들리지 않도록 하는데 있다. 이때 로프의 길이 변화를 실시간으로 측정하고 이러한 정보는 흔들림을 억제시키도록 제어력을 발생시키는 데 적극적으로 이용한다. 이와 같은 목표를 달성하기 위한 제어계를 설계하기 위해 일반화 플랜트를 구축한다. 우선 출력  $z$  및 입력  $w$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$z = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{11} \\ z_{12} \\ z_2 \end{bmatrix}, \quad z_2 = \alpha_x x_2, \quad (20)$$

$$w = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} w_{11} \\ w_{12} \\ w_2 \end{bmatrix}, \quad w_2 = \zeta = \begin{bmatrix} v \\ d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} w_{21} \\ w_{22} \end{bmatrix} \quad (21)$$

로 둔다. 여기서  $\alpha_x$ 는 weighting factor이다.

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

$$l = l_0 + \rho \Delta, \quad |\Delta| \leq 1 \quad (22)$$

단,  $l_0$ 는 공칭계(nominal system)의 값이며  $\rho$ 은 설계시 이용하는 weighting factor이다.

위와 같은 설정아래 (17)식과 (18)식의 참고로 하면 일반화 플랜트의 상태공간표현은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ z_c \\ z \\ w_c \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 & B_1 & 0 & B_2 \\ 0 & 0 & 0 & I & 0 \\ C_1 & 0 & D_{11} & 0 & D_{12} \\ 0 & I & 0 & 0 & 0 \\ C_2 & 0 & D_{21} & 0 & D_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ w_c \\ w \\ z_c \\ u \end{bmatrix} \quad (23)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_T} g & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{M(m_T+m+m)}{m_T(M+m)l_0} g & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -g & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 1/\rho & 0 & \begin{bmatrix} -\frac{1}{m_T} \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} -\frac{1}{m_T l_0} \\ 0 \end{bmatrix} \\ 0 & 1/\rho & \begin{bmatrix} -\frac{1}{m_T l_0} \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} (m_T+M+m) \\ m_T(M+m)l_0^2 \end{bmatrix} \\ 0 & 0 & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ 0 & 0 & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \end{bmatrix}$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_T} \\ 0 \\ \frac{(m_T+M+m)}{m_T(M+m)l_0} \\ 0 \\ \frac{1}{m} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{M(m_T+M+m)}{m_T(M+m)} g & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha_x & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$D_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} -\frac{1}{m_T} \\ (m_T+M+m) \\ m_T(M+m)\rho \end{bmatrix} \\ 0 & 0 & \begin{bmatrix} -\frac{1}{m_T} \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} (m_T+M+m) \\ m_T(M+m)\rho \end{bmatrix} \\ 0 & 0 & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \end{bmatrix}$$

$$D_{12} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{(m_T+M+m)}{m_T(M+m)} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{m_T l_0} mg \\ 0 \\ -\frac{M(m_T+m+m)}{m_T(M+m)l_0^2} mg \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \frac{1}{m_T} mg \\ -\frac{(m_T+M+m)}{m_T(M+m)\rho} mg \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$D_{21} = \begin{bmatrix} \alpha_{d1} & 0 & [0 & 0] \\ \alpha_{d2} & 0 & [0 & 0] \\ 0 & \alpha_{d3} & [0 & 0] \\ 0 & 0 & [\alpha_{z1} & \alpha_{z2}] \end{bmatrix}$$

$$D_{22} = [0]$$

또한  $\alpha_{di}(i=1,2,3)$ ,  $\alpha_{zj}(j=1,2)$ 는 제어계 설계 시 이용하는 weighting factor이고 로프의 길이변화에 대한 불확실성  $\Delta$ 는  $w_1 = (1/\Delta) \cdot z_1$  즉,

$$[w_{11} \ w_{12}]^T = (1/\Delta) \cdot [z_{11} \ z_{12}]^T$$

의 형태로 제어계에 영향을 주게된다.

(23)식의 표현은 gain-scheduling 문제를 일반적인 강인제어계 설계문제로 변환한 것에 지나지 않는다. 따라서 (23)식의 일반화 플랜트에 대해 gain-scheduling 제어가 존재하기 위한 필요충분 조건<sup>[13-15]</sup>아래 제어성능지수를 최소화하였다. 이때 앞서 설명하였듯이 최적의 가동 질량체의 크기를 선정하기 위해 동시최적화 알고리즘을 이용하여 가동 질량체의 질량  $m$ 을 10[kg]에서 500[kg]까지 변화시켜 가면서 제어성능지수( $\gamma$ )를 비교하였다. 그 결과  $\gamma = 5.48$  (대역적 최적해)를 얻었으며 이 결과에 따라 가동 질량체의 질량을 100[kg]으로 선정하였다. 이때 weighting factor를 포함하여 제어기 설계 시 이용한 각 파라미터 값은 다음과 같다.

$$l_0 = 15.0 [m], \quad \rho = 10.0, \quad \alpha_x = 1.0,$$

$$\alpha_{di}(i=1,2,3) = 1.0, \quad \alpha_{zj}(j=1,2) = 1.0$$

그리고 제어기의 파라미터는 다음과 같이 구했다.

$$C(s) := \begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & D_c \end{bmatrix}$$

여기서

$$A_c = \begin{bmatrix} 41.8848 & -2.7646 & 0.0368 & 44.5728 & -18.9211 & 84.2724 \\ 8.2171 & -5.9883 & -0.7878 & 13.9912 & 4.3342 & 8.5188 \\ 2.5463 & -1.4935 & -0.1921 & 3.9949 & 0.7665 & 3.1667 \\ -15.8183 & -0.4781 & -0.3693 & -15.9174 & 4.8545 & -32.2850 \\ 11.3274 & -16.0562 & -3.6481 & 10.5610 & -6.8048 & 21.4520 \\ -19.9850 & 7.0204 & 1.3974 & -18.5994 & 8.2209 & -41.6354 \end{bmatrix}$$

$$B_c = \begin{bmatrix} -2.2797 & -0.1151 & 0.2818 & -0.0407 & -0.0296 \\ 5.3560 & 5.3159 & -0.9690 & -0.0498 & 0.0005 \\ 1.6652 & 0.2641 & -0.1689 & -0.0044 & -0.0001 \\ 22.8575 & 1.5334 & -2.4756 & -0.0646 & 0.0770 \\ -8.8859 & 15.8040 & -0.6633 & -0.1906 & 0.8976 \\ -5.2507 & -5.9436 & 1.0732 & -0.0432 & -0.2883 \end{bmatrix}$$

$$C_c = \begin{bmatrix} -0.9616 \times 10^4 & 0.1374 \times 10^4 & -0.0630 \times 10^4 \\ 0.7160 \times 10^4 & -0.0544 \times 10^4 & 0.0018 \times 10^4 \\ -1.8212 \times 10^4 & -0.9740 \times 10^4 & -0.6051 \times 10^4 \\ 0.8292 \times 10^4 & -0.3499 \times 10^4 & 1.3562 \times 10^4 \end{bmatrix}$$

$$D_c = [0]$$

#### 4.2 시뮬레이션 전략

이것으로부터 본 논문에서는 일정시간 동안(50초) 로프의 길이를 Fig. 5와 같이 -20[m]에서 -9[m]까지 변화시키고 이와 동시에 트롤리도 이동시킨다. 이때 이동과정중 외부적 요인에 의해 발생하는 컨테이너의 흔들림이 어떻게 억제되는지 그 추이를 고찰한다. 이때 사용한 MatLab 시뮬레이션 블록선도를 Fig. 6에 나타내며 시뮬레이션 결과는 다음과 같이 정리한다.

##### [case 1] initial 응답 [Fig. 7(개루프계), Fig. 8(폐루프계)]

컨테이너를 약 3° 정도 기울인 상태에서 트롤리를 0.2[m/s<sup>2</sup>]로 5초간 가속시킨 후 25초간 1[m/s]의 등속운동, 다시 0.2[m/s<sup>2</sup>]로 5초간 감속시켰다가 정지시킨다. 이와 같은 트롤리의 운동과 동시에 로프의 길이를 Fig. 5와 같이 변화시킬 때의 initial 응답(각속도 및 각도)을 나타내고 있다.

##### [case 2] 정현파형의 외란에 대한 응답 [Fig. 9(개루프계), Fig. 10(폐루프계)]

트롤리를 0.2[m/s<sup>2</sup>]로 5초간 가속시킨 후 25초간 1[m/s]의 등속운동, 다시 0.2[m/s<sup>2</sup>]로 5초간 감속시켰다가 정지시킨다. 이러한 운동과 동시에 정현파형의 외란(최대크기 : 약 7.0×10<sup>5</sup> [N·m])를 지속적으로 인가했을 때의 응답을 나타내고 있다.

##### [case 3] 스텝상의 외란을 간헐적으로 인가했을 때의 외란응답 [Fig. 11(개루프계), Fig. 12(폐루프계)]

초기상태에서의 기울임이 없는 상태에서 트롤리를 0.2[m/s<sup>2</sup>]로 5초간 가속시킨 후 25초간 1[m/s]의 등속운동, 다시 0.2[m/s<sup>2</sup>]로 5초간 감속시켰다가 정지시킨다. 동시에 스텝상의 외란(크기 : 5.0×10<sup>5</sup>)을 15[sec] 및 35[sec]시점에서 약 2초 동안 인가하였다. 이때의 외란응답을 나타내고 있다.

그리고 Fig. 13과 Fig. 14는 로프의 길이변화에 따른 주파수응답을 각각 나타내고 있다.



시뮬레이션 결과를 나타내고 있는 각각의 그림으로부터 알 수 있듯이 컨테이너가 외력에 의해 흔들릴 경우 제어를 행하지 않은 상태에서는 흔들림이 지속적으로 계속되거나 발산하는 추이를 보이고 있는 반면(Fig. 7, Fig. 9, Fig. 11), 본 연구에서 제안하는 방식에 따라 제어를 행할 경우 흔들림이 신속하게 억제됨을 알 수 있다(Fig. 8, Fig. 10, Fig. 12). 그리고 이러한 제어성능은 주파수응답을 나타내고 있는 Fig. 13(개루프계)과 Fig. 14(폐루프계)로부터도 알 수 있는데, 특히 페루프로 제어계를 구성하여 제어를 행한 Fig. 14의 경우는 공진주파수영역 주위에서의 이득이 Fig. 13(개루프계)의 경우에 비해 현저하게 개선(감소)되었음을 알 수 있다.

특히 제어성능에 큰 영향을 주는 파라미터를 실시간으로 계측하여 그것을 제어력을 발생시키기 위한 정보로 이용하기 때문에 변동하는 파라미터의 크기만을 고려하여 제어계를 설계하는 강인제어계 설계에서는 얻기 힘든 고도의 제어성능을 달성할 수 있었다.

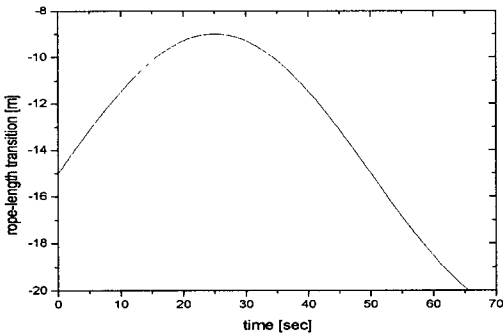


Fig. 5 Rope-length transition

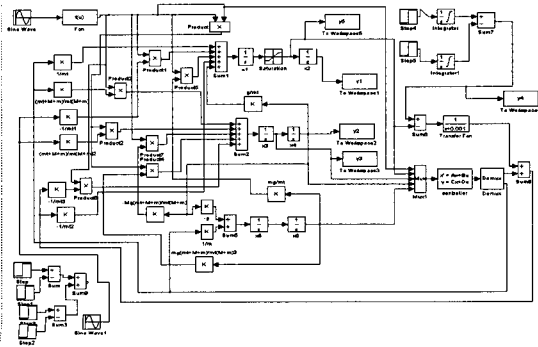


Fig. 6 Block diagram for simulation

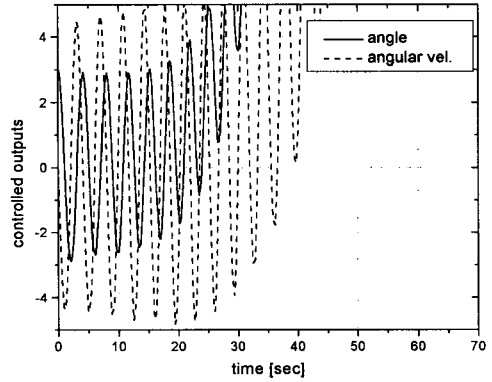
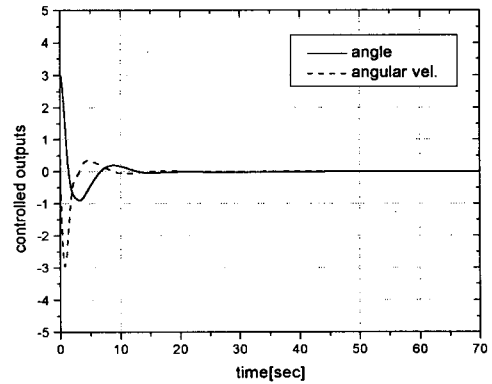
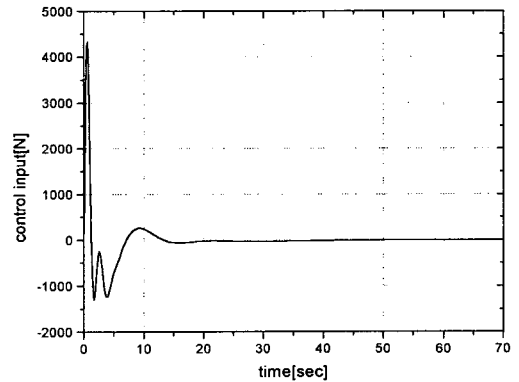


Fig. 7 Initial response (open-loop system)



(a) controlled outputs



(b) control input

Fig. 8 Initial response (closed-loop system)

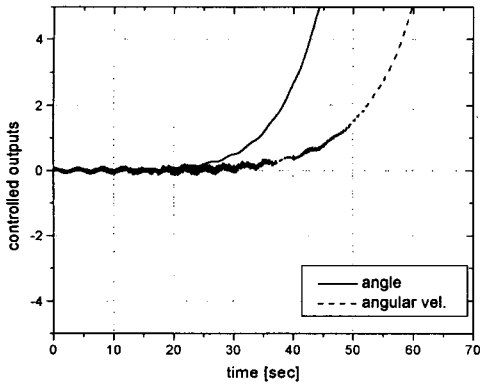


Fig. 9 Responses to sinusoidal disturbance input (open-loop system)

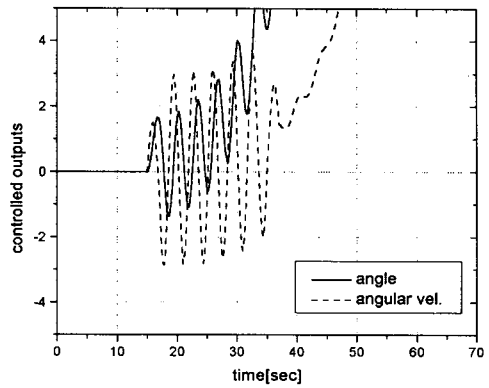
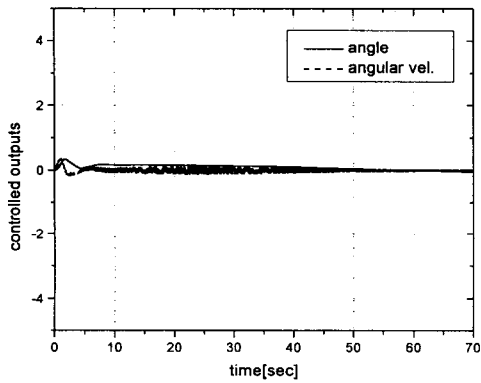
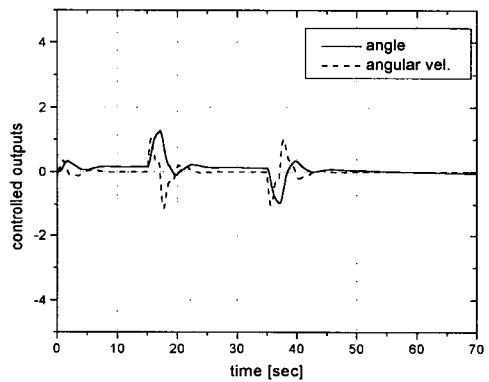


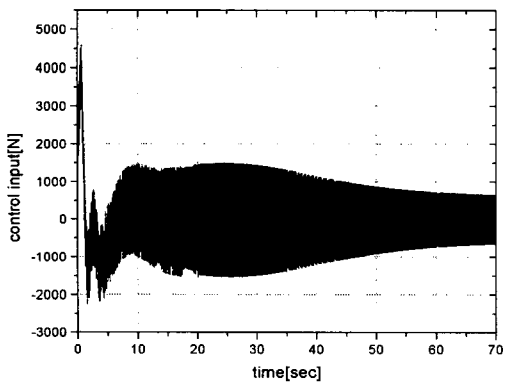
Fig. 11 Responses to step-type disturbance input (open-loop system)



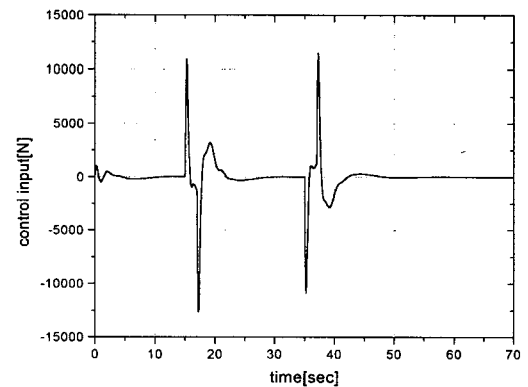
(a) controlled outputs



(a) controlled outputs



(b) control input



(b) control input

Fig. 10 Initial response (closed-loop system)

Fig. 12 Responses to step-type disturbance input (closed-loop system)

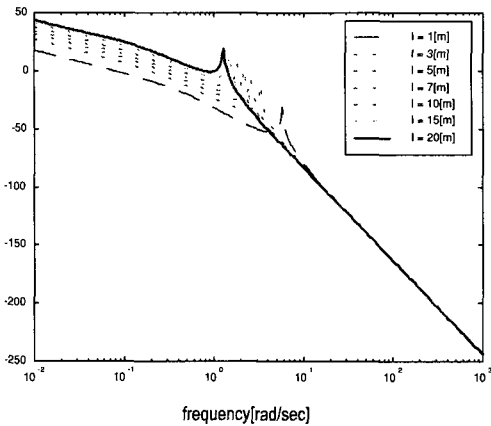


Fig. 13 Frequency responses [dB] (open-loop system)

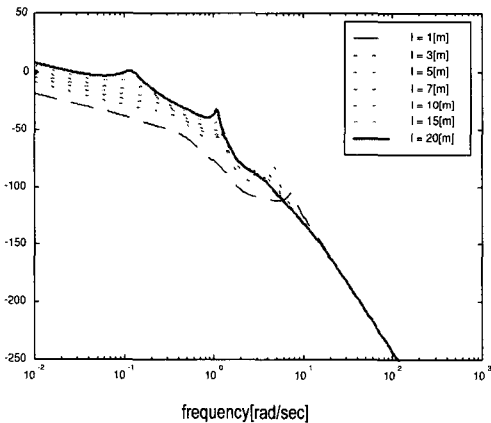


Fig. 14 Frequency responses [dB] (closed-loop system)

### 5. 결론

본 연구에서는 항만하역작업의 자동화를 위한 기초적 연구로서 항만 하역장비의 하나인 컨테이너 크레인에 대한 흔들림 방지 시스템을 고안하고 제어계를 설계하였다. 특히 본 논문에서는 컨테이너 크레인의 트롤리와 spreader부를 연결하는 로프의 길이변화를 실시간으로 측정할 수 있다는 점을 고려하였다. 따라서 이러한 정보를 흔들림을 억제하도록 하는 제어신호의 발생에 유익하게 이용할 수 있도록 gain-scheduling 기법을 기본으로 하여 외란과 불확실성에 대해 강인한 제어계를 설계하였다.

그리고 시뮬레이션을 통해 강인성만 고려하여 제어계를 설계할 경우의 제어성능 악화문제를 크게 개선할 수 있음을 확인하였으며 궁극적으로는 본 연구에서 제안하는 흔들림 방지장치의 유효성과 실용성을 검증하였다. 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 강제적으로 운동시켜 흔들림을 억제하도록 하는 것이다. 이러한 장치의 장점은 기존의 컨테이너 크레인을 크게 개조할 필요가 없이 장치를 spreader 위에 탑재하여 제어력을 발생시킴으로써 흔들림 방지효과를 얻을 수 있을 수 있다. 그리고 최근에는 카메라 등의 고가의 계측장치를 이용하여 컨테이너의 동적 특성을 실시간으로 계측해서 컨테이너의 흔들림을 억제하고자 하는 연구가 진행되고 있으나 만일 본 연구에서 제안하는 방식의 장치를 이용한다면 그와 같은 고가의 장비를 사용하지 않더라도 하역장비의 무인화를 위해 요구되는 목적을 충분히 달성할 수 있을 것이라 본다.

### 후 기

이 논문은 2001년도 군산대학교 수산과학연구소의 연구비 지원에 의하여 연구되었습니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참고문헌

1. Cheng, W. and Li, X., "Computer control of high speed cranes," *Proceedings of the American Control Conference*, pp. 2562-2566, 1993.
2. 박진현, 김현식, 최영규, 이만형, "진화알고리즘에 의한 온라인 제어방식," '95 KACC, pp. 906-910, 1995.
3. 윤지섭, 강이석, "천정크레인의 무진동/위치 제어기 개발에 관한 연구," 대한기계학회논문집, Vol. 19, No. 6, pp. 1391-1401, 1995.
4. 정승현, 박정일, "퍼지제어기를 이용한 크레인의 진동억제 및 위치제어," 제어·자동화·시스템공학논문지, Vol. 3, No. 5, pp. 435-442, 1997.

5. Nomura, N., Hakamada, Y. and Saeki, H., "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, 1997.
6. 홍금식, 손성철, 이만형, "컨테이너 크레인의 흔들림 제어 (Part II): 트롤리 주행속도 조절을 통한 진자운동의 제어," 제어·자동화·시스템공학논문지, 제3권, 제2호, pp. 132-138, 1998.
7. 허남, 이영진, 이만형, "무인 컨테이너 트랜스포터의 조향 및 속도 제어," 한국자동제어학술회의 논문집, pp. d37-d40, 1999.
8. 藤井俊行, 藤井基之, 門前唯明, 本多明弘, "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, 1998.
9. 김영복, "컨테이너 크레인의 흔들림 방지장치," 특허, 출원번호 : 제2000-1852호, 2000.
10. 田中正吾, 芥川周平, 河野進, "CCDカメラを用いたコンテナクレーン・スプレッドの低周波振れ計測," *日本計測自動制御學會論文集*, Vol. 35, No. 10, pp. 1227-1235, 1999.
11. Kim, Y. B., Byun, J. H., Jeong, H. J., Jeong, S. K. and Yang, J. H., "Active vibration control of a structure," *한국해양공학회 1999년도 춘계학술대회 강연논문집*, pp. 121-126, 1999.
12. Kim, Y. B., "Active vibration control of a structure based on simultaneous optimization design method," *Int. J. of Ocean Engineering and Technology*, Vol. 2, No. 1, pp. 38-45, 1999.
13. Boyd, S. and Ghaoui, L. EL., *Linear Algebra and Its Applications*, SIAM Book, pp. 63-111, 1993.
14. Apkarian, P. and Gahinet, P., "A convex characterization of gain-scheduled  $H_{\infty}$  controller," *IEEE Trans. AC*, Vol. 40, No. 5, pp. 853-865, 1995.
15. Packard, A., "Gain scheduling via linear fractional transformations," *Sys. Contr. Lett.*, Vol. 22, pp. 79-92, 1994.