

로프 길이변화를 고려한 크레인의 흔들림 제어에 관한 연구:  
 Gain-Scheduling 기법에 의한 제어기 설계  
 A Study on the Sway Control of a Container Crane with Varying  
 Rope Length Based on Gain-Scheduling Approach

김영완 · 김영복  
 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  $H_\infty$  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 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.

기호 설명

- $\alpha$  : 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]
- $\theta$  : 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 때에

---

접수일 : 2004년 7월 23일  
 김영복(책임저자) : 부경대학교 기계공학부  
 E-mail : kpjiwoo@pknu.ac.kr, Tel : 051-620-1584  
 김영완 : 부경대학교 대학원 제어기계공학과

도 이러한 불안정한 상태는 계속되어 하역작업이 곤란한 경우가 빈번하고 특히 약천후의 경우에는 작업이 불가능하기도 하다.

이러한 문제를 해결하기 위한 방안이 지금까지 여러 문헌을 통하여 소개되고 있으나 그 대부분이 트롤리의 운동을 제어함으로써 컨테이너의 흔들림을 억제하는 방식이다<sup>1~4)</sup>. 그러나 트롤리에는 운전자가 탑승한 캐빈(cabin)이 설치되어 있기 때문에 트롤리 운동제어는 운전자의 피로과중과 불쾌감을 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 있다<sup>5)</sup>.

또한 보다 효과적으로 흔들림을 억제하기 위해 Fig. 1과 같은 새로운 개념의 장치도 고안되어져 있다<sup>6)</sup>. 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 제어설계법에 대해 고찰한다. 그런데 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.

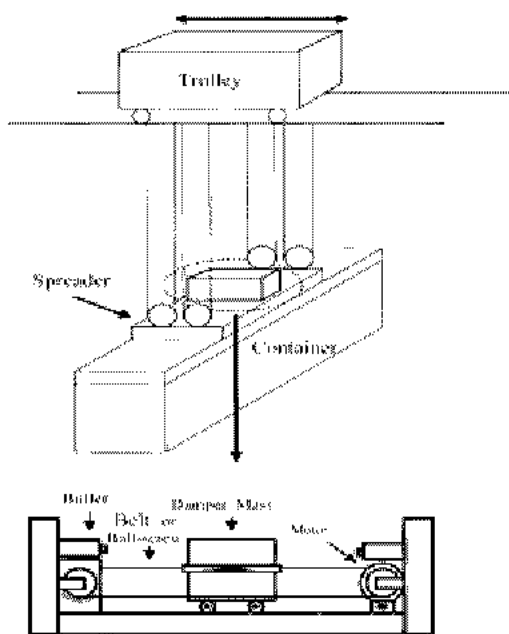
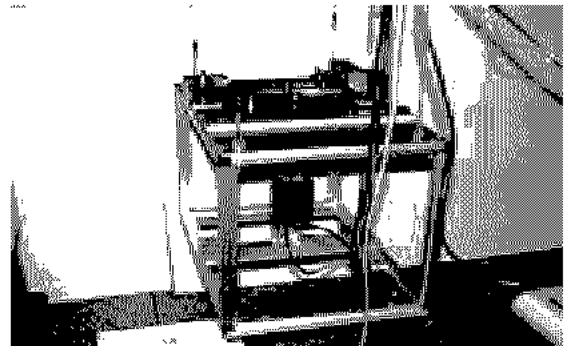


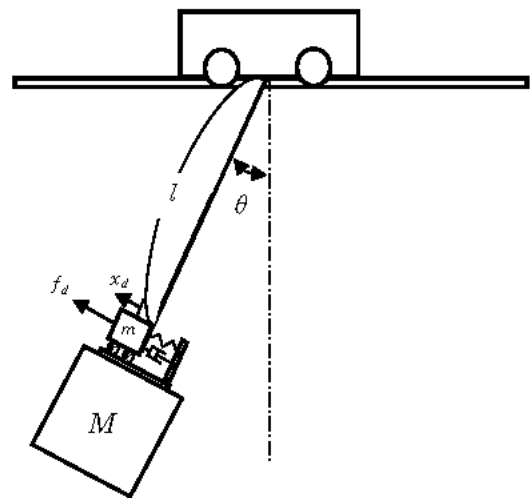
Fig. 1 Schematic diagram of an anti-sway system

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 변동범위를 경우에는 충분한 제어성능을 기대하기 어렵다.

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



(a) spreader part of crane(experimental apparatus)



(b) dynamic model

Fig. 2 Controlled system

## 2. 제어계의 수학적 모델링

본 논문에서는 트롤리가 이동을 시작해 목표위치에서 정지하여 컨테이너의 적하작업이 끝나는 일련의 과정중의 모든 상태에서의 컨테이너 흔들림을 억제하는 것에 그 목적이 있다. 따라서 제어대상의 모

델팅에 있어서 트롤리 운동에 대해서는 고려하지 않는다. 이것은 트롤리가 이동을 시작하고 정지함으로써 컨테이너의 흔들림이 발생한다는 것을 고려하면 트롤리의 운동 그 자체도 컨테이너에 대해서는 하나의 외란으로 간주 할 수 있기 때문이다. 따라서 컨테이너와 흔들림 방지 장치와의 결합으로 표현되는 Fig. 2의 제어대상에 대해 모델링을 행하도록 한다.

이때 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.

이때 Lagrange mechanics를 이용하면 액츄에이터(actuator)부를 포함한 전체 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다<sup>7)</sup>.

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

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

여기서  $\theta$ 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 액츄에이

터부를 나타내고 있다. 액츄에이터부는 인가전압에 대해 모터가 회전하고, 모터의 회전은 가동 질량체의 직선운동으로 바뀌어 흔들림을 억제하도록 하는 힘을 발생시킨다.

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

$$K_m = 150, C_d = 1.5865, k_d = 0.00095 \quad (5)$$

Table 1 Parameters for experiment and simulation

| Parameters | Values                  |
|------------|-------------------------|
| $M$        | 0.565 [kg]              |
| $m$        | 0.095 [kg]              |
| $g$        | 9.8 [m/s <sup>2</sup> ] |

### 2.1 스프레더부의 모델링

컨테이너박스를 포함한 스프레더부가 거의 수평 상태에서 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.

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

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.

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

$$\frac{\alpha}{(M+m)l^2} = 0.062247, \frac{g}{l} \approx 28.3537 \quad (8)$$

또한 식(8)의 결과를 이용하면 감쇠계수도 다음과 같이 계산된다.

$$\alpha = 0.005324 \quad (9)$$

### 2.2 전체시스템의 표현

위의 결과로부터 전체 시스템에 대한 상태공간표현은 다음과 같이 나타내어진다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_p &= Ax_p + Bu + Dw \\ y_p &= Cx_p \end{aligned} \quad (10)$$

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

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

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

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

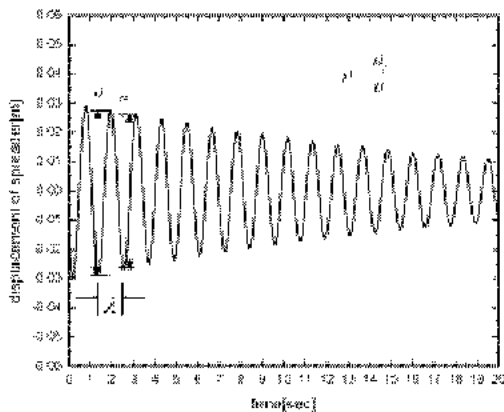


Fig. 3 Free motion of the spreader part

### 3. $H_\infty$ 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<sup>8)</sup>.

그리고 시뮬레이션 및 실험을 통하여 설계된 제어기의 유효성과 성능을 평가한다.

먼저 다음과 같이 표현되는 제어계를 고려하자.

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

$$w := \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix}, \quad z := \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix}, \quad w_1(t) = \Delta(t) z_1(t) \quad (12)$$

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 정확하게는 파악되어 있지는 않으나 각 시각에서의 집합

$$\Delta := \{ \text{diag}(\delta_1 I_{q_1}, \dots, \delta_s I_{q_s}) : |\delta_i| < 1 \quad \subset \mathbf{R}^{q \times q} \} \quad (13)$$

에 속한다고 가정한다.

식(11)의 플랜트에 대해 제어기를 설계하여 불확실성을 나타내는 파라미터  $\Delta(t) \in \Delta$ 에 대해서 페루프계의  $w_2$ 로부터  $z_2$ 까지의  $L_2$  놈을 최소화 하고자 한다. 이 문제는 만약  $\Delta(t) \in \Delta$  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.

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{x}}_c \\ \dot{z}_c \\ \dot{u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_c & B_{c1} & B_{c2} \\ C_{c1} & D_{c11} & D_{c12} \\ C_{c2} & D_{c21} & D_{c22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ w \\ u \end{bmatrix} \quad (14)$$

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

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  $\Delta$ 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 파

라미터 변동  $\Delta(t) \in \mathbf{\Delta}$  에 대해  $w_2$ 에서  $z_2$ 까지의  $L_2$ 게인 즉,

$$\gamma_{rp} := \sup_{0 \neq w_2, \Delta(t) \in \mathbf{\Delta}} \frac{\|z_2\|_{L_2}}{\|w_2\|_{L_2}} \quad (15)$$

의  $\gamma_{rp}$ 가  $\gamma_{rp} < \gamma (> 0)$ 가 되도록 하는 식(14)의 제어기  $C(s)$ 를 설계하는 문제이며 이때  $\gamma_{rp}$ 는 제어계의 제어성능을 나타내는 지표이다.

이 문제는 일반적인 강인제어문제로 간단히 전환하여 생각할 수 있다. 즉 Fig. 4에서 제어기에 연결된  $\Delta(t)$ 를 위로 끌어올리면 Fig. 5와 같이 블록선도를 고쳐 그릴 수 있게 된다.

따라서 Fig. 4(및 Fig. 5)는 새로운 상태공간표현  $\hat{P}(s)$  및 불확실성  $\hat{\Delta}$ 로 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있으며,

$$\hat{P}(s) := \begin{bmatrix} x \\ z_c \\ z \\ w_c \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 & B_1 & 0 & B_2 \\ 0 & 0 & 0 & I_l & 0 \\ C_1 & 0 & D_{11} & 0 & D_{12} \\ 0 & I_l & 0 & 0 & 0 \\ C_2 & 0 & D_{21} & 0 & D_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ w_c \\ w \\ z_c \\ u \end{bmatrix} \quad (16)$$

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

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

#### 4. 시뮬레이션 및 고찰

##### 4.1 시뮬레이션 준비

3장에서 이론을 기초로 하여 설계된 제어계의 유효성과 실효성을 검토하기 위해 Fig. 2의 크레인 실험장치를 제작하였다. 실험장치에 대한 특성은 Table 1과 같고, 이와 같은 컨테이너 크레인 실험장치를 제어대상으로 시뮬레이션을 행한다.

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

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

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \alpha_w w$$

$$+ \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} w + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{K_m}{(M+m)} \\ 0 \\ \frac{K_m}{m} \end{bmatrix} u \quad (18)$$

여기서,  $[x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [x \ \dot{x} \ x_d \ \dot{x}_d]^T$ ,  $u = f_d$ ,  $w = T$ 이고  $\alpha_w$ 는 제어기 설계 시 결정할 weighting factor이다.

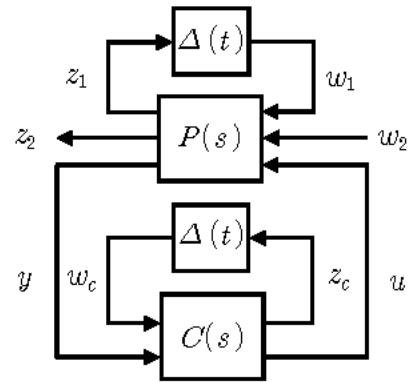


Fig. 4 Gain-scheduling control system

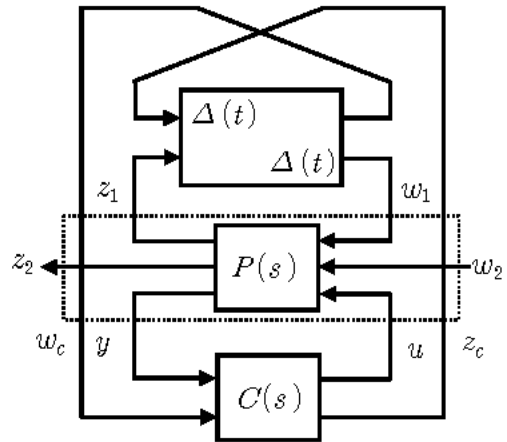


Fig. 5 Transformed structure of gain-scheduling control system

본 논문에서의 제어기 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 발생시키는데 적극적으로 이용한다. 이와 같은 목표를 달성하기 위

한 제어계 설계를 위해 일반화 플랜트를 구축하고 제어출력  $z_2$  및 외부입력  $w_2$ 를

$$z_2 = \alpha_x x_1, w_2 = w$$

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

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

$$1/l = l_0 + \alpha_l \Delta, |\Delta| \leq 1$$

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

위와 같은 설정아래  $w_1 = [w_{11} w_{12}]^T$ ,  $z_1 = [z_{11} z_{12}]^T$ 라 두면 일반화 플랜트의 상태공간표현인 식(16)에서, 각각의 행렬식은 다음과 같이 표현된다.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -gl_0 & -\alpha l_0^2/(M+m) & 0 & -mgl_0/(M+m) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -gl_0 & 0 & -K_{d/m} & -C_{d/m} \end{bmatrix}$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} (l_0 - K_m)/(M+m), B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ K_m/m \end{bmatrix}$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} -g\alpha_l & -2\alpha\alpha_l l_0/(M+m) & -mga_l/(M+m) & 0 \\ -g\alpha_l & 0 & 0 & 0 \\ \alpha_x & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

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

$$D_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \alpha_l/(M+m) \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, D_{12} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$D_{21} = \begin{bmatrix} \alpha_{d1} & \alpha_{d2} & \alpha_{d3} \\ 0 & 0 & \alpha_{d4} \end{bmatrix}, D_{22} = [0]$$

여기서  $\alpha_{di} (i = 1, \dots, 4)$  또한 제어계 설계시 이용하는 weighting factor이고 로프의 길이변화에 대한 불확실성  $\Delta$ 는  $[w_{11} w_{12}]^T = 1/\Delta [z_{11} z_{12}]^T$ 의 형태로 제어계에 영향을 주게 된다.

식(15)의 표현은 gain-scheduling 문제를 일반적인 강인 제어계 설계문제로 변환한 것에 지나지 않는다. 따라서 식(16)의 일반화 플랜트에 대해 gain scheduling 제어가 존재하기 위한 필요충분조건인 LMI 조건<sup>8)</sup>아래 제어성능지수를 최소화하였다. 이때 weighting factor를 포함하여 제어기 설계시

이용한 각 파라미터 값은 다음과 같다.

$$l_0 = 2.86, \alpha_l = 1, \alpha_x = 1.0, \\ \alpha_{di} (i = 1, \dots, 4) = 0.001$$

그리고 제어기의 파라미터는 다음과 같이 구했다.

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

여기서

$$A_c = \begin{bmatrix} 1.1525 \times 10^4 & 11.8598 & 70.0479 & 2.8725 \times 10^5 \\ 7.0122 \times 10^5 & 6.2663 \times 10^3 & 8.1602 \times 10^4 & 3.7224 \times 10^8 \\ 2.0081 \times 10^3 & 31.0959 & 570.6733 & 2.6089 \times 10^6 \\ 2.5670 \times 10^4 & 17.8867 & 36.7397 & 9.2362 \times 10^4 \end{bmatrix}$$

$$B_c = \begin{bmatrix} 0.1236 & 1.2368 \times 10^4 & 5.7673 \\ 1.1294 \times 10^4 & 11.2885 & 0.0050 \\ 0.0328 & 3.2758 \times 10^3 & 0.2046 \\ 0.2868 & 2.8696 \times 10^4 & 12.7302 \end{bmatrix}$$

$$C_c = [-6.9299 \quad -0.0601 \quad -0.8064 \quad -3.6785 \times 10^3]$$

## 4.2 시뮬레이션 결과

이것으로부터 본 논문에서는 일정시간 동안 로프 길이를 고정한 경우와, 로프의 길이를  $-0.1[m]$ 에서  $-0.7[m]$ 까지 변화시켜 가면서 이동과정중 외부적 요인에 의해 발생하는 컨테이너의 흔들림이 어떻게 억제되는지 그 추이를 고찰한다.

**[시뮬레이션 결과 1]** 이니셜(initial) 응답 : Fig. 6(개루프계), Fig. 7(폐루프계)

컨테이너를 수평방향으로  $0.3[m]$  이동시켰다 놓았을 때의 initial 응답을 나타내고 있다. 이때 로프의 길이는  $-0.35[m]$ 로 고정시켰다.

**[시뮬레이션 결과 2]** 로프길이변화를 고려한 경우의 이니셜 응답 : Fig. 9(개루프계), Fig. 10(폐루프계)

시뮬레이션 시작과 동시에 컨테이너를 수평방향으로  $0.3[m]$  이동시켰다 놓았다. 이와 동시에 로프의 길이를 Fig. 8과 같이 변화시켰을 경우의 응답특성을 나타내고 있다.

**[시뮬레이션 결과 3]** 로프길이가 Fig. 11과 같이 변하고, 스텝상의 외란을 간헐적으로 인가했을 때의 응답 : Fig. 12(개루프계), Fig. 13(폐루프계)

초기상태에서의 기울임이 없는 상태에서 로프의 길이를 Fig. 11과 같이 변화시켜 가면서 동시에 스텝상의 외란을  $10[sec]$  및  $30[sec]$ 시점에서 약 1초 동안 각각 인가하였을 때의 외란응답을 나타내고 있다.

시뮬레이션 결과를 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. 그리고, 본 연구에서 제어대상으로 하고 있는 실험장치의 경우, 액츄에이터부의 가동 질량체 이동거리가 중심에서  $\pm 0.13[m]$ 로 제한된다. 시뮬레이션 결과에서는 이와 같은 범위에서 가동질량체가 운동하면서 제어력을 효과적으로 발생시키고 있음을 확인할 수 있다.

특히 제어성능에 큰 영향을 주는 파라미터를 실시간으로 계측하여 그것을 제어력을 발생시키기 위한 정보로 이용하기 때문에 일반적인 강인제어계 설계에서는 얻기 힘든 고도의 제어성능을 달성할 수 있었다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 항만하역작업의 자동화를 위한 연구로서 항만 하역장비의 하나인 컨테이너 크레인에 대한 흔들림 방지 시스템을 고안하고 제어계를 설계하여 실험 및 시뮬레이션을 통한 고찰을 수행하였다. 본 연구에서 고려하고 있는 장치는 기존의 장치와는 다른 새로운 개념의 장치이다. 이 장치는 컨테이너의 흔들림을 효과적으로 억제할 수 있도록 모터 등의 구동력으로 가동 질량체를 강제적으로 운동시켜 흔들림을 억제하도록 하는 것이다. 이러한 장치의 장점은 흔들림 방지장치를 스프레더 위에 탑재하여 제어력을 발생시킴으로써 흔들림 방지효과를 얻을 수 있다. 본 연구에서는 스프레더부의 상하이동을 고려하여 제어계를 설계하였으며, 로프 길이가 변함에도 불구하고 스프레더부의 흔들림을 효과적으로 억제할 수 있음을 확인하였다.

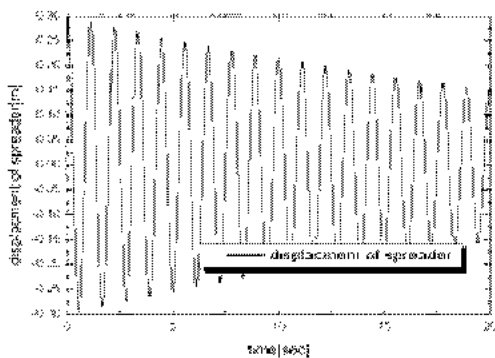
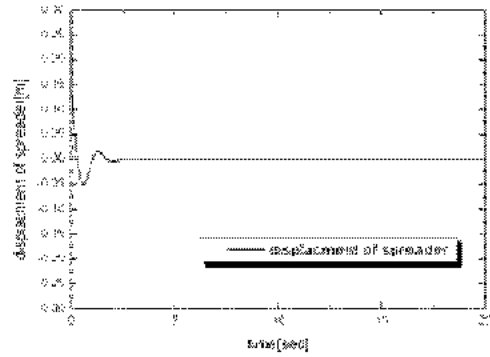
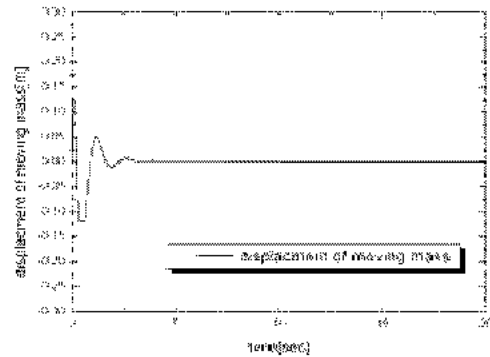


Fig. 6 Initial response(open-loop),  $l = 0.35[m]$



(a) displacement of spreader



(b) displacement of moving mass

Fig. 7 Initial response(closed-loop),  $l = 0.35[m]$

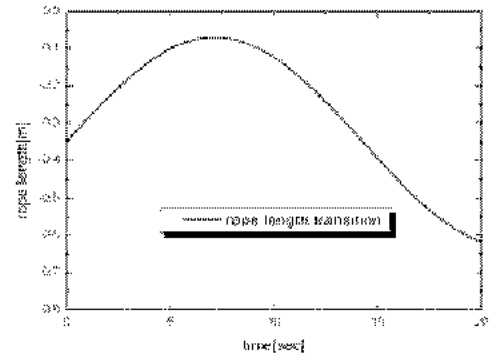


Fig. 8 Rope length transition pattern

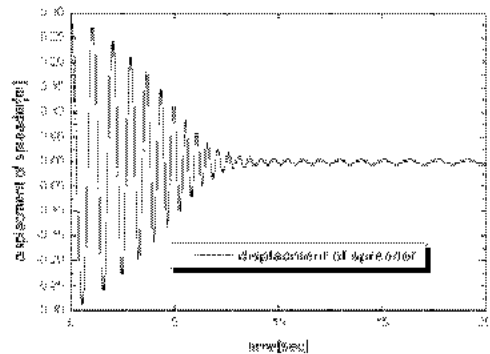
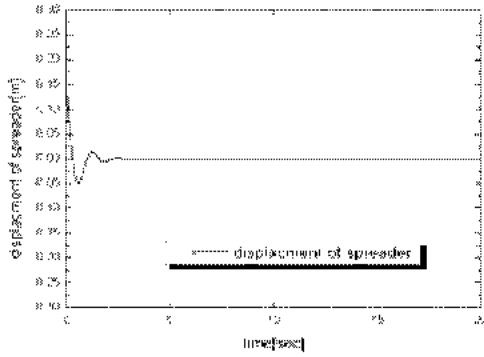
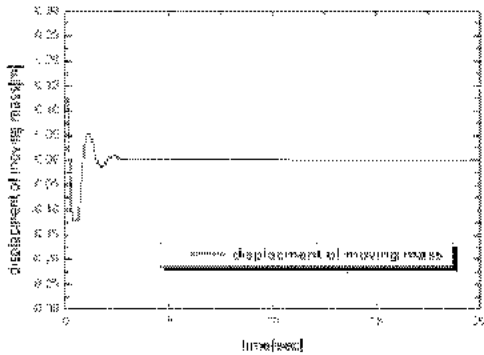


Fig. 9 Initial response when the rope length varies(open-loop)

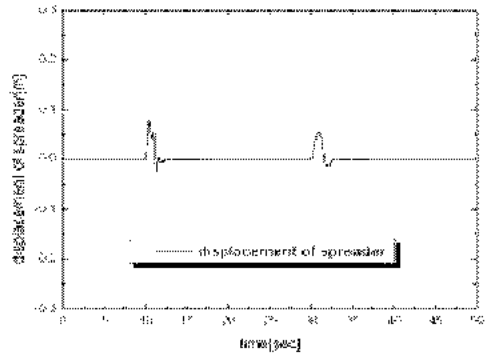


(a) displacement of spreader

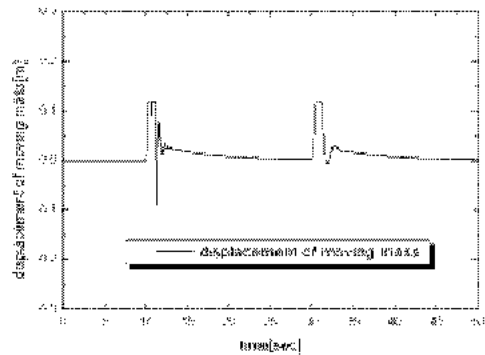


(b) displacement of moving mass

Fig. 10 Initial response when the rope length varies(closed-loop)



(a) displacement of spreader



(b) displacement of moving mass

Fig. 13 Disturbance response when the rope length varies(closed-loop)

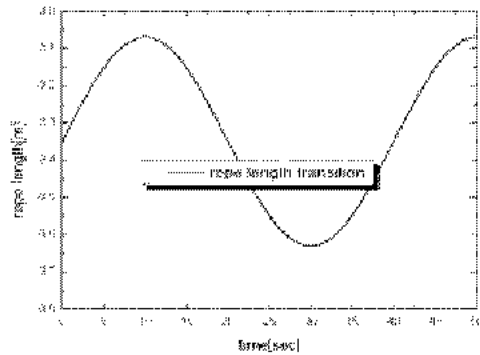


Fig. 11 Rope length transition pattern

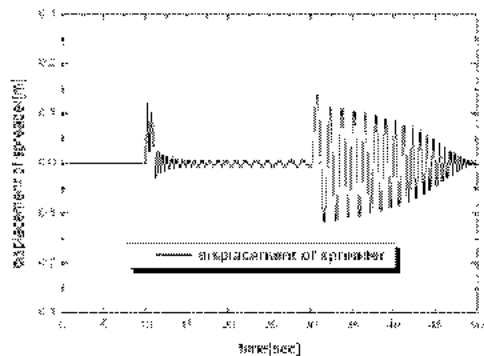


Fig. 12 Disturbance response when the rope length varies(open-loop)

후 기

이 논문은 2004년도 두뇌한국21사업에 의하여 일부 지원되었음.

참고 문헌

1. 정승현, 박정일, 1997, “퍼지제어를 이용한 크레인  
의 진동억제 및 위치제어”, 제어·자동화·시스  
템공학논문지, Vol. 3, No. 5, pp. 435~442.
2. 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.
3. 홍금식, 손성철, 이만형, 1998, “컨테이너 크레인  
의 흔들림 제어 (Part II): 트롤리 주행속도 조절  
을 통한 진자 운동의 제어”, 제어·자동화·시스  
템공학논문지, Vol. 3, No. 2, pp. 132~138.
4. 허남, 이영진, 이만형, 1999, “무인 컨테이너 트랜



- 스포터의 조향 및 속도 제어”, 한국자동제어학술 회의논문집, pp. d37~d40.
5. 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.
  6. 안상백, 채규훈, 김영복, 2004, “크레인 스프레더의 Swing Motion 제어에 관한 연구”, 한국동력기계공학회지, Vol. 8, No. 1, pp. 55~61.
  7. 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.
  8. Skelton, R. E., Iwasaki, T. and Grigoriadits, K. M., 1998, “A Unified Algebraic Approach to Linear Control Design”, Taylor & Francis, London.