

# 컨테이너 크레인의 흔들림 방지장치 개발에 관한 연구

손유식 · 김영복

경상대학교 수송기계공학부, 해양산업연구소

## A Study on the Development of Residual Sway Motion Control System for the Container Crane

Yu-Sik SON AND YOUNG-BOK KIM

School of Transport Vehicle Engineering, The Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University, Kyongnam 650-160, Korea

**KEY WORDS:** Sway control problem 흔들림 제어문제, Trolley 트롤리, Container crane 컨테이너 크레인, Residual swing motion 잔여 흔들림, Unexpected disturbance 예측 불가능한 외란

**ABSTRACT:** 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 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, 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 apply the LMI approach and simultaneous optimization design method to design the anti-swing motion control system for the controlled plant. And the simulation result shows that the proposed control strategy is shown to be robust to disturbances like winds and initial sway motion.

### 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 위해 항만에서의 화물처리 과정을 살펴보면, 컨테이너를 들어올린 후 일정한 위치에 이르게 되면 트롤리(trolley)를 가속시켜 최대속력으로 등속운동을 계속한다. 그리고 목표지점 근방에서 감속시킨 후 목표지점에 이르러서 화물을 내리는 일련의 작업과정을 수행하는 것이 일반적인 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(Cheng, 1993; 박 등, 1995; 정과 박, 1997; Nomura et al., 1997; 홍 등, 1998; 허 등, 1999). 그러나 이러한 방식은 컨테이너를 트롤리에 연결된 하나의 독립된 물체로 취급하고 있기 때문에 컨테이너의 흔들림을 억제하기 위해서는 컨테이너의 운동에 트롤

리의 운동이 지배되는 구조로 된다. 예를 들어 컨테이너 크레인의 트롤리에 운전자가 탑승하여 컨테이너 크레인을 조작하는 시스템에 있어서는 바람 혹은 급정지 등에 의해 발생하는 흔들림을 억제하기 위해 트롤리를 심하게 운동시키고 이러한 동작은 캐빈(cabin)에 탑승하고 있는 크레인 운전자에게 엄청난 불쾌감을 주게된다. 그래서 열악한 기상조건과 신속한 물량처리가 요구되는 등의 작업환경에서는 흔들림 방지 시스템을 작동시키지 않고 작업하는 것이 지금의 현실이다.

이와 같은 문제점을 해결하기 위한 또 하나의 방안으로 Fig. 1과 같이 트롤리의 운동을 제어하는 시스템 외 컨테이너의 흔들림만을 억제하기 위한 별도의 장치를 고안하고 있다(藤井 등, 1998). Fig. 1에서 (a)는 트롤리에 브레이크를 내장한 보조 로프용 드럼 및 드럼과 헤드 블록을 연결하는 로프로 구성되어 있다. 이 장치는 컨테이너의 흔들림에 대해 각각의 로프에 작용하는 장력이 일정하도록 로프를 감고 푸는 동작을 행한다. 즉 보조 로프의 길이 변화량과 로프를 감고 풀 때의 장력차에 의해 에너지를 소비함으로써 감쇠 효과를 얻도록 고안된 시스템이다. 그리고 Fig. 1에서 (b)는 컨테이너의 로프가 걸려 있는 트롤리 상의 sheave를 2대의 대차에 탑재시켜 직선운동을 시킴으로써 컨테이너의 흔들림을 억제하도록 고안된 시스템이다.

이와 같은 시스템은 급정지 혹은 예측하기 어려운 외란 등의 영향으로 발생하는 컨테이너의 흔들림을 억제할 수 있으나, i) 장치가 복잡해지고 ii) 기존의 컨테이너 크레인을 부분 개조

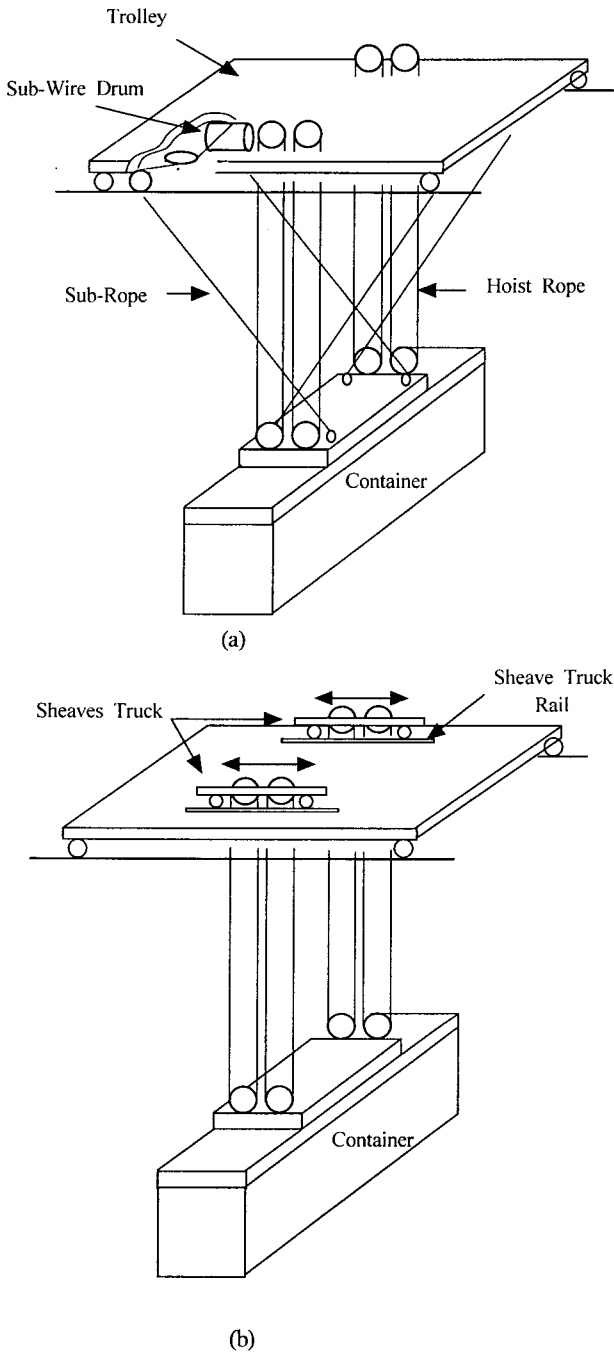


Fig. 1 Concept of a mechanical anti-sway system (藤井 등, 1998)

또는 전면 개조해야하는 난점과 iii) 그림으로써 발생하는 부가적인 제작비의 상승 등을 들 수 있다.

본 논문에서는 이와 같은 난점을 해결하면서 외란에 대한 컨테이너의 흔들림 방지라는 궁극적 목표를 효과적으로 달성할 수 있도록 Fig. 2와 같은 장치(김, 2000)를 고려한다. 이 장치는 모터 등을 구동력으로 하여 가동 질량체를 강제적으로 운동시켜 컨테이너의 흔들림을 억제하도록 하는 것이다. 이러한 장치의 가장 큰 장점은 기존의 컨테이너 크레인을 개조할

필요가 없이 제진 장치만을 spreader 위에 탑재하는 것으로서 흔들림 방지효과를 얻을 수 있다. 따라서 전체적인 구조의 변경 없이 기존의 설비를 이용할 수 있음으로써 얻게되는 경제적인 효과뿐만 아니라 구조가 간단하고 제어효과도 용이하게 달성할 수 있을 것이라 사료된다.

따라서 본 연구에서는 Fig. 2와 같은 흔들림 방지 장치에 대해 모델링을 행하고 제어계를 설계한 후 시뮬레이션을 통하여 제안된 시스템의 유효성과 응용성에 대해 고찰하기로 한다.

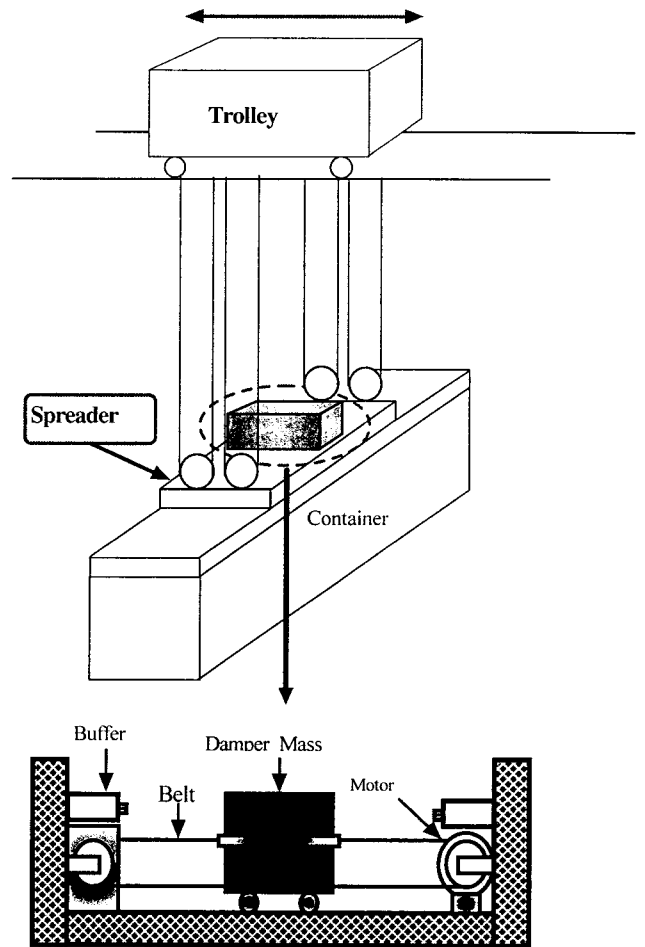


Fig. 2 Active anti-sway control system (proposed type, 김, 2000)

## 2. 시스템 모델링

컨테이너 크레인은 트롤리가 이동함과 동시에 로프를 감고 푸는 것으로서 spreader를 수직방향으로 이동시켜 컨테이너를 적하시킨다. 하역시간의 단축으로 하역작업의 효율화를 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 크야 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 조건하에서 고성능의 제어가 실행되지 않으면 우리의 목적과는 거리가 멀어지게 될 것이다.

이와 같은 점을 고려하여 제어대상의 표현에 대해 고찰해 본다. 앞서 기술한 것과 같이 본 논문에서는 트롤리가 이동을 시작해서 목표위치에 정지하여 컨테이너의 적하작업이 끝나는 일련의 과정중의 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 외란으로 간주 할 수 있다. 따라서 컨테이너와 흔들림 방지장치와의 결합으로 표현되는 Fig. 3의 제어대상에 대해 모델링을 행하도록 한다.

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

- i) 컨테이너는 평면운동 만을 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.

이때 Lagrange mechanics를 이용하면 제어대상의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

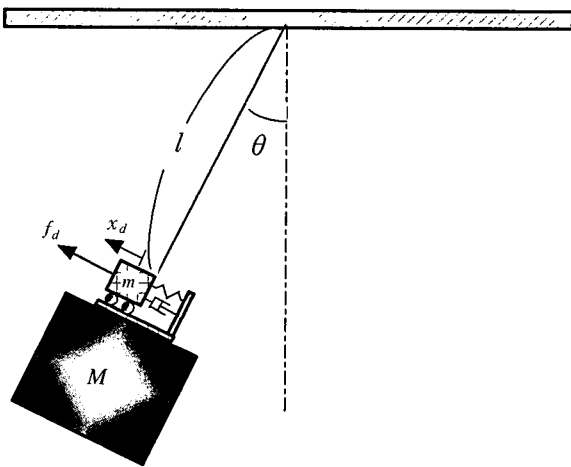


Fig. 3 Dynamic model

$$(M+m)l^2 \ddot{\theta} + (M+m)gl \sin \theta = T - T_d \quad (1)$$

$$T_d = mg \cos \theta (x_d - l\dot{\theta}) + f_d$$

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

단,

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

### 3. 제어기의 설계

#### 3.1 제어대상의 상태공간 표현

식(1)의 우변 제2항 및 식(2)의 우변 제1항은 가동 질량체가 이동할 때의 중력효과를 나타낸다.

여기서  $\theta$ 가 미소하다면  $\sin \theta \approx \theta$ ,  $\cos \theta \approx 1$ 로 둘 수 있고, 또 가동 질량체의 설치위치에 대한 상대변위를  $z = x_d - l\dot{\theta}$ 로 두면 식(1), (2)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(M+m)l^2 \ddot{\theta} + (M+m)gl\theta = T - T_d \quad (3)$$

$$T_d = mgz + f_d$$

$$m \ddot{z} = -mg\theta - m l \ddot{\theta} + f_d \quad (4)$$

이것으로부터 제어대상은 다음의 상태방정식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + Dw \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (5)$$

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

$$B = \begin{bmatrix} -\frac{1}{(M+m)l} & 0 & \frac{1}{(M+m)} & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$D = \begin{bmatrix} \frac{1}{(M+m)l^2} & 0 & -\frac{1}{(M+m)l} & 0 \end{bmatrix}^T$$

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

단,  $x = [\dot{\theta} \ \theta \ \dot{z} \ z]^T$ ,  $u = f_d$ ,  $w = T$ 이다.

3.2 강인한 제어기의 설계

3.1절과 같이 표현되는 제어대상에 대한 제어의 궁극적인 목적은 바람 등과 같은 예측 불가능한 외란이 유입되거나 트롤리의 이동 및 정지에 의해 발생하는 컨테이너 크레인의 흔들림을 억제하는 것이다. 따라서 본 연구에서는 외란  $w$ 가 제어 출력  $y$ 에 미치는 영향을 가능한 한 억제할 수 있도록 강인한 제어기  $\mathcal{E}(s)$ 를 설계한다.

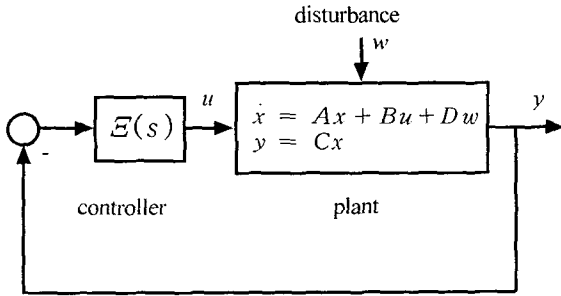


Fig. 4 Block diagram of the control system

먼저 제어대상에 대한 일반화 플랜트를 다음과 같이 표현한다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1w + B_2u \\ z_1 &= C_1x + D_{11}w + D_{12}u \\ z_2 &= C_2x + D_{21}w \\ y &= C_3x + D_{31}w \end{aligned} \tag{6}$$

이때 제어기를 설계하기 위해 식(6)에 대해 다음과 같은 가정을 둔다.

[가정]

- (i)  $[A, B_1]$  이 가안정
- (ii)  $[A, B_2]$  가 가제어

위와 같은 가정을 두고 상태의 일부만 관측 가능하다는 출력피드백의 경우에 있어서 LMI에 기초한 제어계 설계문제에 대해 고찰한다.

식(6)의 시스템에 대해 다음과 같이 표현되는 제어기를 고려하자.

$$\begin{aligned} \dot{x}_c &= A_c x_c + B_c y \\ u &= C_c x_c + D_c y \end{aligned} \tag{7}$$

여기서  $x_c$ 는 제어기의 상태벡터이며  $A_c, B_c, C_c, D_c$ 는 적당한 크기의 계수행렬이다.

**Lemma** (Boyd and Ghaoui, 1993; Gahinet and Apkarian, 1994; Goh and Papavassulopoulos, 1994): 출력피드백에 의해 식(6)의 페루프 시스템이 안정하고 외란입력  $w$ 에서 제어 출력  $z = [z_1^T z_2^T]^T$ 까지의 전달함수  $T_{zw}$ 에 대한 놈 조건, 즉  $\|T_{zw}\|_\infty < \gamma (> 0)$  를 만족하는 식(7)의 제어기가 존재하

기 위한 필요충분조건은 다음의 부등식을 만족하는 대칭 행렬  $R, S$ 가 존재하는 것과 동가이다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} N_s & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} AS+SA^T & SB_1^T & C_1^T \\ B_1R & -\gamma I & D_{11}^T \\ C_1 & D_{11} & -\gamma I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_s & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} < 0 \\ \begin{bmatrix} N_R & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} AR+RA^T & RC_1^T & B_1 \\ C_1R & -\gamma I & D_{11} \\ B_1^T & D_{11}^T & -\gamma I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_R & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} < 0 \\ \begin{bmatrix} R & 0 \\ 0 & S \end{bmatrix} \geq 0 \end{aligned} \tag{8}$$

여기서  $N_R$ 과  $N_s$ 는 각각  $(B_2^T, D_{12}^T)$ 와  $(C_2, D_{21})$ 의 영(Null)공간에 속하는 기저벡터이다.

위의 계산은 LMI Tool을 이용하면 쉽게 확인할 수 있으며 제어기의 파라미터를 다음과 같이 하나의 변수  $\mathcal{E}$ 로 나타낼 수 있다.

$$\mathcal{E} = \begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & D_c \end{bmatrix} \tag{9}$$

따라서 제어기를 포함한 페루프 시스템의 상태공간표현은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_{cl} &= A_{cl} x_{cl} + B_{cl} w \\ z_1 &= C_{cl} x_{cl} + D_{cl1} w \\ z_2 &= C_{cl2} x_{cl} + D_{cl2} w \end{aligned} \tag{10}$$

$$z = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix}, \quad C_{cl} = \begin{bmatrix} C_{cl1} \\ C_{cl2} \end{bmatrix}, \quad D_{cl} = \begin{bmatrix} D_{cl1} \\ D_{cl2} \end{bmatrix}$$

여기서 페루프시스템의 행렬들은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} A_{cl} &= A_0 + \tilde{B}\mathcal{E}\tilde{C}, \quad B_{cl} = B_0 + \tilde{B}\mathcal{E}\tilde{D}_{21} \\ C_{cl} &= C_0 + \tilde{D}_{12}\mathcal{E}\tilde{C}, \quad D_{cl} = D_0 + \tilde{D}_{12}\mathcal{E}\tilde{D}_{21} \end{aligned} \tag{11}$$

단,

$$\begin{aligned} A_0 &= \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_0 = \begin{bmatrix} B_1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad C_0 = [C_1 \ 0] \\ \tilde{B} &= \begin{bmatrix} 0 & B_2 \\ I & 0 \end{bmatrix}, \quad \tilde{C} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ C_2 & 0 \end{bmatrix}, \quad \tilde{D}_{12} = [0 \ D_{12}], \\ \tilde{D}_{21} &= \begin{bmatrix} 0 \\ D_{21} \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{12}$$

이다.

4. 시뮬레이션

설계된 제어계의 유효성과 실효성을 검토하기 위해 시뮬레이션을 행한다.

여기서 제어기를 LMI Tool을 이용하여 설계하기 위해 식(5)의 제어대상에 대한 일반화 플랜트를 식(6)에 대응시켜 다음과 같이 나타낸다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1 w + B_2 u \\ z_1 &= C_1 x + D_{11} w + D_{12} u \\ z_2 &= C_2 x + D_{21} w \\ y &= z_2 \end{aligned} \quad (13)$$

단,  $B_1 = D$ ,  $B_2 = B$ ,  $C_1 = [0 \ 0 \ 0 \ 0]$ ,  $C_2 = C$ ,  $D_{11} = [0]$ ,  $D_{12} = [1]$ ,  $D_{21} = [I]$  이다.

우선 제어계 설계에 있어서 비슷한 제어성능을 달성할 수 있는 조건이라면 가동 질량체의 질량( $m$ )은 가능한 한 작은 값을 선택하는 것이 좋다. 그래서 가동 질량체의 질량  $m$ 을 변수로 두고 동시최적화 기법(Kim et al., 1999; Kim, 1999)을 이용하여 제어기를 설계한다.

이것으로부터 식(5)의 제어대상에 대해 페루프 시스템이 안정하고 외란입력  $w$ 에서 제어출력  $z = [z_1^T \ z_2^T]^T$ 까지의 전달 함수  $T_{zw}$ 에 대해  $\|T_{zw}\|_\infty < \gamma (> 0)$ 를 만족하는 식(7)의 제어기를 LMI Tool을 이용하여 구한다. 본 연구에서는 Table 1과 같은 파라미터를 갖는 크레인에 대해 시뮬레이션을 실행한다.

**Table 1** Simulation data (田村<sup>1</sup> 등, 1999)

Parameters	Values
$M$	36,000 [kg]
$m$	to be designed
$l$	20 [m] : max
$g$	9.8 [m/s]

그리고 동시최적화설계 알고리즘(Kim et al., 1999; Kim, 1999)을 이용하여 가동 질량체의 질량  $m$ 을 500[kg]에서 5000[kg]까지 변화시켜가면서 제어계의 제어성능지수를 비교하였다. 그 결과를 기본으로 해서 가동 질량체의 질량  $m = 1000$ [kg]으로 결정하였다. 이 값은 비슷한 제어성능지수에서 가장 작은 질량이다. 그리고 로우프의 길이변화 ( $2.0$ [m]  $\leq l \leq 20.0$ [m])에 대한 제어계의 로버스트 안정성을 보장하는 제어기를 설계하였으며 이때 제어기의 파라미터는 다음과 같이 구했다.

$$E = \begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & D_c \end{bmatrix}$$

여기서

$$A_c = \begin{bmatrix} 1.682 & -9.053 & 8.216 & -1.578 \times 10^{-1} \\ 1.146 \times 10^{-1} & -1.332 & 2.297 \times 10^{-1} & 3.200 \\ 2.903 \times 10^{-2} & 1.488 & -1.240 \times 10 & 1.359 \\ 4.885 & 3.817 \times 10^2 & 2.675 \times 10 & -9.147 \times 10^2 \end{bmatrix}$$

$$B_c = \begin{bmatrix} 6.610 & -6.269 & -5.938 \times 10^{-3} \\ -1.214 & -3.698 & 4.927 \times 10^{-2} \\ 9.157 & 8.640 & -1.778 \times 10^1 \\ -3.190 \times 10^2 & 2.122 \times 10^2 & 1.106 \end{bmatrix}$$

$$C_c = [-1.864 \times 10^4 \ 7.123 \times 10^{-4} \ -1.279 \times 10^{-3} \ -6.896 \times 10^5]$$

$$D_c = [0]$$

본 연구에서는 아래와 같이 크게 세 가지 경우를 고려하여 시뮬레이션을 행하였으며 이때의 컨테이너의 흔들림 각도(그림에서 실선)와 각속도(그림에서 파선) 응답 및 주파수응답을 Fig. 5~Fig. 18에 나타낸다. 그리고 외란은 스텝상의 외란으로서  $7.0 \times 10^5$  [N·m]의 크기로 약 2초동안 인가하였다.

**[case 1] 로우프의 길이  $l=2.0$ [m]일 경우**

- a. 컨테이너를 약 3° 정도 흔들었다 놓았을 때의 이니셜 응답 (Fig. 5, Fig. 6)
- b. 바람 등의 외란 및 트롤리의 이동 및 정지에 의해 컨테이너가 흔들리는 경우에 있어서의 외란응답 (Fig. 7, Fig. 8)

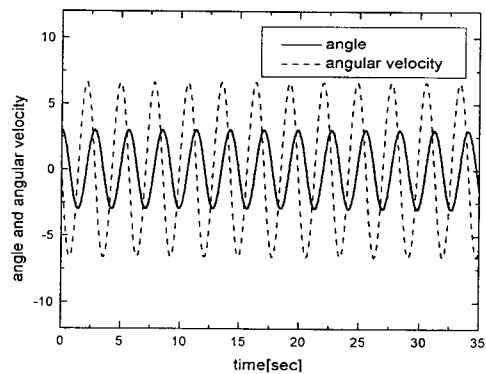
**[case 2] 로우프의 길이  $l=10.0$ [m]일 경우**

- a. 컨테이너를 약 3° 정도 흔들었다 놓았을 때의 이니셜 응답 (Fig. 9, Fig. 10)
- b. 바람 등의 외란 및 트롤리의 이동 및 정지에 의해 컨테이너가 흔들리는 경우에 있어서의 외란응답 (Fig. 11, Fig. 12)
- c. 개루프계와 페루프계의 주파수 응답 (Fig. 17, Fig. 18)

**[case 2] 로우프의 길이  $l=20.0$ [m]일 경우**

- a. 컨테이너를 약 3° 정도 흔들었다 놓았을 때의 이니셜 응답 (Fig. 13, Fig. 14)
- b. 바람 등의 외란 및 트롤리의 이동 및 정지에 의해 컨테이너가 흔들리는 경우에 있어서의 외란응답 (Fig. 15, Fig. 16)

시뮬레이션 결과를 나타내고 있는 각각의 그림에서 알 수 있듯이 컨테이너가 외력에 의해 흔들릴 경우 제어를 행하지 않은 상태에서는 흔들림이 지속적으로 계속되고(Fig. 5, Fig. 7, Fig. 9, Fig. 11, Fig. 13, Fig. 15) 있는 반면 본 연구에서 제안하는 방식에 따라 제어를 행할 경우 흔들림이 수초 내에 억제됨을 알 수 있다(Fig. 6, Fig. 8, Fig. 10, Fig. 12, Fig. 14, Fig. 16). 따라서 본 연구에서 제안하는 방법에 따라 제어계를 설계하고 제어를 행할 경우 컨테이너 크레인의 흔들림을 효과적으로 억제시킬 수 있음을 확인할 수 있다.



**Fig. 5** Initial response (open-loop,  $l=2$ [m])

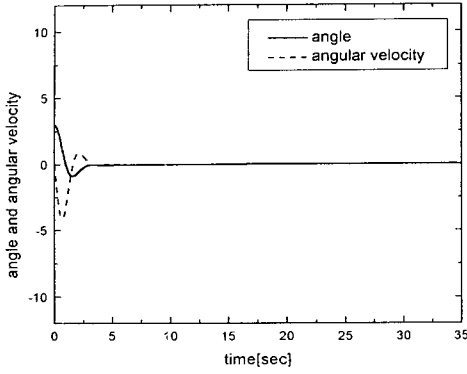


Fig. 6 Initial response (closed-loop,  $l=2[m]$ )

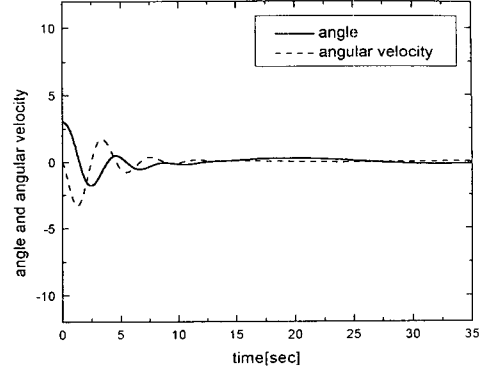


Fig. 10 Initial response (closed-loop,  $l=10[m]$ )

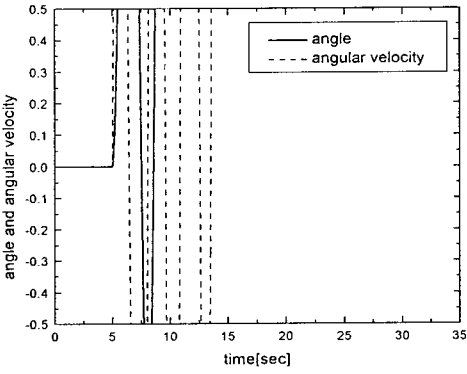


Fig. 7 Disturbance response (open-loop,  $l=2[m]$ )

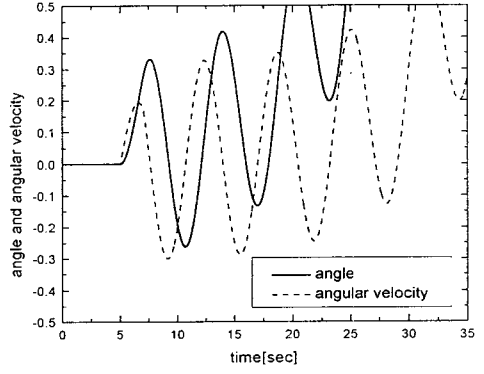


Fig. 11 Disturbance response (open-loop,  $l=10[m]$ )

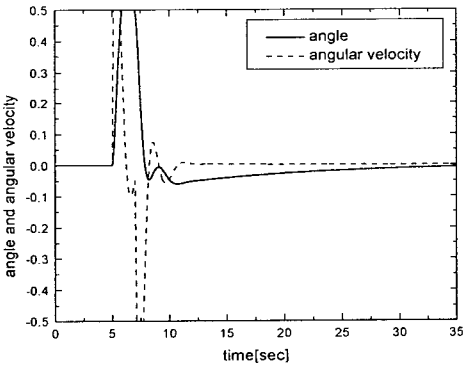


Fig. 8 Disturbance response (closed-loop,  $l=2[m]$ )

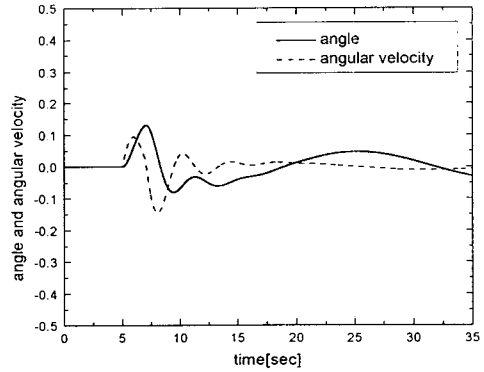


Fig. 12 Disturbance response (closed-loop,  $l=10[m]$ )

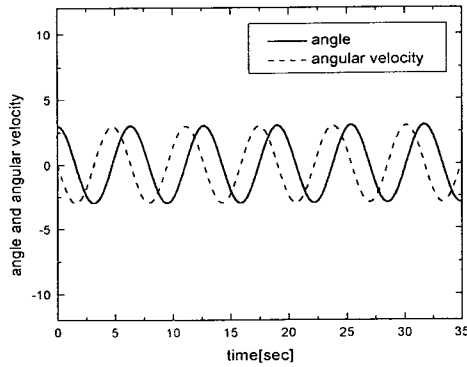


Fig. 9 Initial response (open-loop,  $l=10[m]$ )

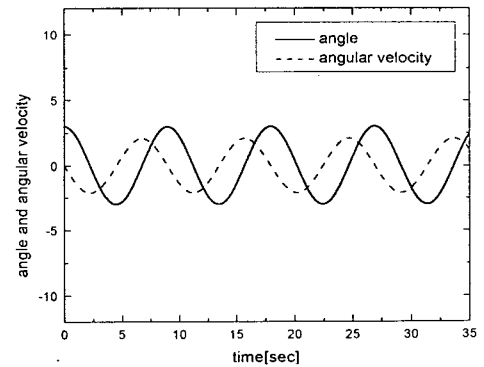


Fig. 13 Initial response (open-loop,  $l=20[m]$ )

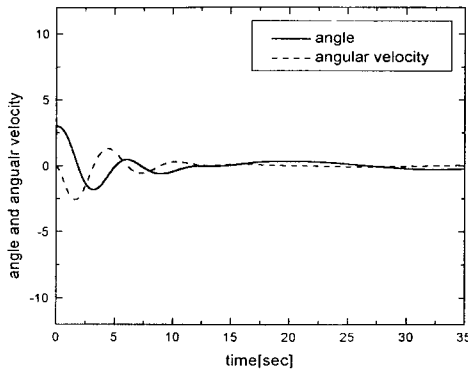


Fig. 14 Initial response (closed-loop,  $l=20[m]$ )

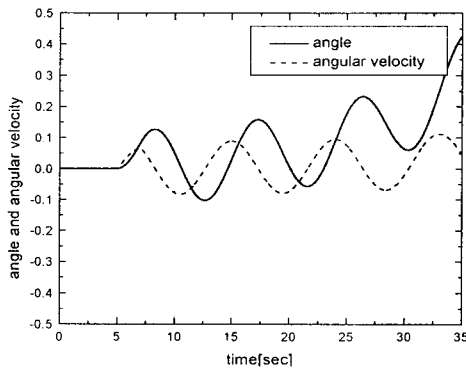


Fig. 15 Disturbance response (open-loop,  $l=20[m]$ )

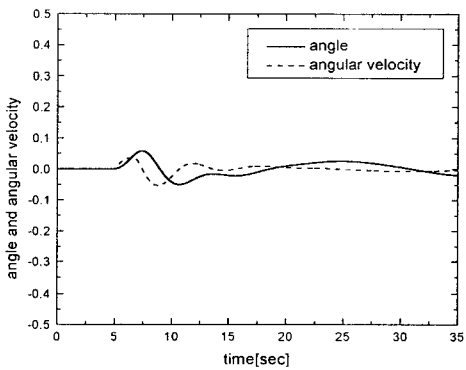


Fig. 16 Disturbance response (closed-loop,  $l=20[m]$ )

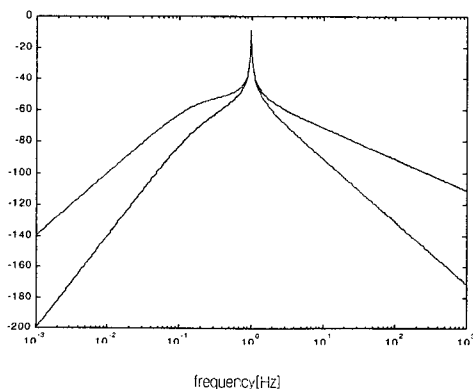


Fig. 17 Frequency responses (open-loop,  $l=10[m]$ )

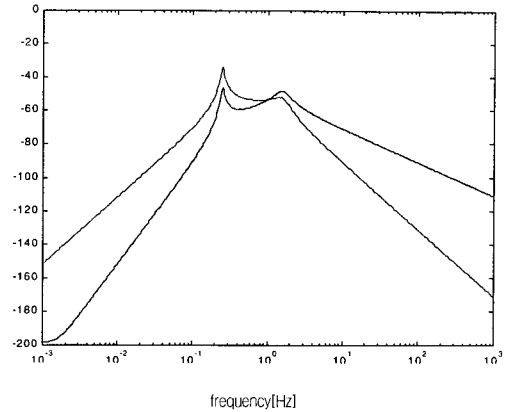


Fig. 18 Frequency responses (closed-loop,  $l=10[m]$ )

## 5. 결 론

본 연구에서는 항만하역작업의 자동화를 위하여 하역장비의 하나인 컨테이너 크레인에 대한 흔들림 방지 시스템을 고안하고 제어계를 설계하였다. 그리고 시뮬레이션을 통해 본 연구에서 제안하는 장치의 유효성과 실용성을 검증하였다. 본 연구에서 고안한 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. 그래서 트롤리를 제어함으로써 운전자에게 부담시키는 불쾌감과 피로감을 해소시킬 수 있으므로 결국에는 작업능률의 증대를 도모할 것이다. 최근에는 카메라 등의 고가의 계측장치를 이용하여 컨테이너의 동적 특성을 실시간으로 계측해서 컨테이너의 흔들림을 억제하고자 하는 연구가 진행되고 있으나 만일 본 연구에서 제안하는 방식의 흔들림 방지장치를 이용한다면 그와 같은 고가의 장비를 사용하지 않더라도 하역장비의 무인화를 위해 요구되는 목적을 충분히 달성할 수 있을 것으로 본다.

## 후 기

이 논문은 2000년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었습니다.

## 참 고 문 헌

- 김영복(2000). "컨테이너 크레인의 흔들림 방지장치", 특허, 출원번호 : 제2000-1852호.
- 박진현, 김현식, 최영규, 이만형(1995). "진화알고리즘에 의한 온라인 제어방식", '95 KACC, pp 906~910.
- 윤지섭, 강이석(1995). "친정크레인의 무진동/위치 제어기 개발에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제19권, 제6호, pp

- 1391~1401.
- 정승현, 박정일(1997). “퍼지제어기를 이용한 크레인의 진동억제 및 위치제어”, 제어·자동화·시스템공학회 논문지, 제3권, 제5호, pp 435~442.
- 허남, 이영진, 이만형(1999). “무인 컨테이너 트랜스포터의 조향 및 속도 제어”, 한국자동제어학술회의 논문집, pp d37~d40.
- 홍금식, 손성철, 이만형(1998). “컨테이너 크레인의 흔들림 제어 (Part II): 트롤리 주행속도 조절을 통한 진자운동의 제어”, 제어/자동화/시스템공학논문지, 제3권, 제2호, pp 132~138.
- Boyd, S. and Ghaoui, L. EL.(1993). “Linear Algebra and Its Applications”, SIAM Book, pp 63~111.
- Cheng, W. and Li, X.(1993). “Computer Control of High Speed Cranes”, Proceedings of the American Control Conference, pp 2562~2566.
- Gahinet, P. and Apkarian, P.(1994). A Linear Matrix Inequality Approach to  $H_\infty$  Control, Int. J. Robust and Nonlinear Control, Vol. 4, No. 4, pp 421~448.
- Goh, M. K. C. and Papavassilopoulos, G. P.(1994). “A Global Optimization Approach for BMI Problem”, Proc. in 33th CDC, pp 850~855.
- Kim, Y. B.(1999). “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.
- Kim, Y. B., Byun, J. H., Jeong, H. J., Jeong, S. K. and Yang, J. H.(1999). “Active Vibration Control of a Structure”, 한국해양공학회 1999년도 춘계학술대회 강연논문집, pp 121~126.
- Nomura, N., 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. 117, No. 11, pp 1341~1347.
- 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, 第35巻, 第2号, pp 140~143.
- 田中正吾, 芥川周平, 河野進(1999). “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, 第35巻, 第10号, pp 1227~1235.

---

2000년 8월 3일 원고 접수

2000년 10월 11일 수정본 채택