

컨테이너 크레인의 되먹임 선형화제어

박 한* · 좌동경** · 홍금식***

*부산대학교 대학원 지능기계공학과

**아주대학교 전자공학부

***부산대학교 기계공학부

Feedback Linearization Control of Container Cranes

HAHN PARK*, DONG-KYUNG CHWA** AND KEUM-SHIK HONG***

*Department of Mechanical and Intelligent Systems Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

**School of Electrical and Computer Engineering, Ajou University, Suwon, Korea

***School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

KEY WORDS: Container Crane 컨테이너 크레인, Nonlinear Control Law 비선형 제어법칙, Feedback Linearization Control 되먹임 선형화제어, Lyapunov Stability Theorem 리아프노프 안정성 이론

ABSTRACT: In this paper, a feedback linearizing anti-sway control law, using a 2-D model for container cranes, is investigated. The equations of motion are first derived from Lagrange's equation. Then, by substituting the sway dynamics into the trolley dynamics, a reduction of variables from three (trolley, hoist, sway) to two (trolley, hoist) is pursued. The anti-sway control law is designed based on the Lyapunov stability theorem. The proposed control law guarantees the uniform asymptotic stability of the closed-loop system. The simulation results of the derived control law, using MATLAB/Simulink, are compared with those of the sliding mode control law, noted in previous literature. Also, experimental results using a 3-D pilot crane are provided.

1. 서 론

전 세계적으로 국가간 물류의 규모가 커지고 해로를 통한 수출입 물동량이 비약적으로 증가하는 상황에서 주어진 시간동안 얼마나 많은 컨테이너를 처리하느냐가 항만의 중요한 관건이 되고 있다. 또한 한번에 많은 컨테이너를 싣기 위해서 8,000 TEU급 이상의 초대형 선박이 등장하게 되었고, 12,000 TEU급의 컨테이너선의 설계가 완료되었으며, 이에 따른 컨테이너터미널의 규모도 초대형 선박이 접안 할 수 있을 정도로 커지고 있다. 선박과 야적장 사이에서 컨테이너를 이송하는 장비인 컨테이너크레인도 초대형 선박을 처리할 수 있을 정도로 점점 대형화 되어가고 있고, 생산성을 높이기 위해서 새로운 크레인 매커니즘을 도입하거나 고속화를 위한 연구가 진행되고 있다. 하지만 컨테이너크레인의 하역작업 시 가장 큰 문제점은 트롤리가 목표위치에 정지했을 때 로프 끝에 매달린 컨테이너의 흔들림으로 인하여 다음 작업이 신속히 이뤄지기 어렵다는데 있다. 그리고 컨테이너크레인 시스템은 시스템이 보유하고 있는 자유도의 수가 시스템이 구사할 수 있는 제어입력의 수보다 많기 때문에 동적결합(dynamic coupling)을 활용하여 흔들림을 제어할 수 있는 제어기의 설계가 필요하다.

크레인의 흔들림제어 및 트롤리와 호이스트의 위치제어에 대한 연구결과가 다수 발견되고 있다. Sakawa and Shindo(1982)는 트롤리 움직임을 다섯개의 구간으로 나누어, 구간별 가격함수

(cost function)를 최소화하는 최적속도 기준제어를 제안하였고, Moustafa and Ebeid(1988), Lee(1998)는 3-D 비선형모델을 유도하였고, 운동방정식을 선형화한 후 상태피드백 제어기를 설계하였다. 홍금식 등(1997a, b)은 컨테이너크레인의 흔들림제어를 위한 모델링 및 제어전략에 대하여 제안하였고, 속도선도를 다섯가지로 나누어 각각의 선도에 대한 이동시간 및 흔들림을 비교하였다. 이진우 등(1998)은 2차원 크레인모델에서 서보제어기를 이용하여 크레인의 흔들림을 제어하는 연구를 수행하였다. 손유식과 김영복(2000) 및 김영복 등(2005)은 컨테이너크레인의 스프레더에 편심을 이용한 흔들림 방지장치를 제안하여 흔들림제어를 하였고, 홍금식(1999), Hong et al.(2000)은 시간최적제어로 목표지점까지 도착한 뒤, 모델링 오차 및 외란 등에 의해 발생하는 잔류흔들림을 가변구조제어기를 이용하여 제어하는 2단계(two-stage)에 걸친 흔들림제어를 제안하였다. 이호훈 등(2001) 및 Lee(2003)는 호이스팅을 하는 크레인에 대하여 비선형제어기를 설계하여 안정성을 검증하고, 기준제어를 설정하는 방법을 제안하였다. Bartolini et al.(2002)은 컨테이너크레인의 2차 슬라이딩모드제어에 대하여 제안하였고, 시뮬레이션을 통하여 검증하였다. Kim(2002) 및 Kim et al.(2004)은 비전시스템을 이용하지 않고 경사계(inclinometer)를 이용하여 컨테이너크레인의 흔들림을 제어하는 기법에 대하여 제안하였다. Hong et al.(2003)은 이동 도중의 흔들림각의 크기를 제한하면서도 목표위치에 빠르게 도달하게 하는 입력다듬제어(input shaping control)를 제안하였다. Fang et al.(2003)은 3-D 크레인의 비선형모델을 이용한 비선형제어기를 제안하고, 실험을 통해 검증하였다.

본 논문에서는 컨테이너크레인의 모델을 유도하고, 유도된 모델

제1저자 박 한 연락처: 부산광역시 금정구 장전동 산 30번지 051-510-1481 hpark97@pusan.ac.kr

을 바탕으로 로프의 길이가 변하는 상황에서 컨테이너의 흔들림을 제어하는 비선형제어기를 제안한 후, 시뮬레이션과 실험을 통하여 제어기의 성능을 검증한다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서는 컨테이너크레인의 2-D 모델을 유도하고, 3장에서는 컨테이너의 흔들림방지를 위한 비선형제어기를 설계하여 안정성을 평가한다. 4절에서 시뮬레이션 및 실험결과를 통하여 제어기의 성능을 검증하고, 마지막으로 5절에서 결론을 맺는다.

2. 컨테이너크레인의 모델링

Fig. 1은 트롤리 주행시 발생하는 화물의 흔들림 현상을 나타내는 모델을 보여준다. 3-D 오버헤드크레인과는 달리 컨테이너크레인은 거더(girder)의 움직임이 없으므로 2차원 운동을 한다. 여기서 X 는 트롤리 이동방향, Z 는 호이스트방향을 나타낸다. $l(t)$ 은 트롤리와 컨테이너 사이의 로프의 길이, $x(t)$ 는 트롤리의 이동변위, $\theta(t)$ 는 수직선과 로프간의 흔들림각도, F_x 및 F_l 은 트롤리 및 호이스트의 제어입력을 나타낸다.

운동방정식을 유도하기 위해서 다음과 같은 가정을 한다. 먼저, 화물과 트롤리는 질량이 없는 강체막대로 연결되어 있고, 화물은 단진자운동을 한다. 그리고 트롤리의 질량과 위치는 정확하게 알 수 있고, 강체막대와 트롤리는 마찰력이 없는 힌지로 연결되어 있으며, 연결하는 막대의 신장이나 처짐이 고려되지 않는다고 가정한다. 트롤리 주행, 로프길이, 화물의 흔들림을 고려할 때 컨테이너 크레인의 자유도는 3이 되고, 변수 $q(t) \in R^3$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$q(t) = [x(t) \ l(t) \ \theta(t)]^T. \quad (1)$$

이제 크레인시스템의 운동에너지와 위치에너지를 구하여 보자. 먼저 좌표축 원점에 대한 화물의 좌표를 (x_p, z_p) 라 하면, x_p 와 z_p 는 다음이 된다.

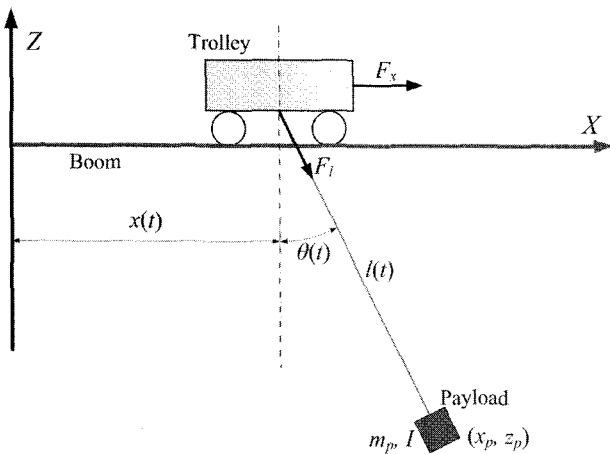


Fig. 1 Sway of the load caused by trolley movement.

$$x_p = x + l \sin \theta, \quad z_p = -l \cos \theta. \quad (2)$$

식 (2)를 이용하여 운동에너지 T 와 위치에너지 V 를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m_t \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_l \dot{l}^2 + \frac{1}{2} m_p (\dot{x}_p^2 + \dot{z}_p^2) + \frac{1}{2} \dot{\theta}^2 \\ &= \frac{1}{2} (m_t + m_p) \dot{x}^2 + \frac{1}{2} (m_p + m_l) \dot{l}^2 + \frac{1}{2} m_p (\dot{\theta})^2 \\ &\quad + m_p \dot{x} (l \cos \theta \dot{\theta} + \sin \theta \dot{l}) + \frac{1}{2} \dot{\theta}^2, \end{aligned} \quad (3)$$

$$V = -m_p g l \cos \theta, \quad (4)$$

여기서 m_p 는 화물의 질량, m_t 와 m_l 은 각각 트롤리구동부와 호이스트구동부의 등가질량(equivalent mass), I 는 화물의 질량관성모멘트, g 는 중력가속도를 나타낸다. 이제 라그랑지 방정식을 이용하여 컨테이너크레인의 운동방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} (m_t + m_p) \ddot{x} + m_p \sin \theta \ddot{l} + m_p l \cos \theta \ddot{\theta} + 2m_p \cos \theta \dot{l} \dot{\theta} \\ - m_p l \sin \theta \dot{\theta}^2 = F_x, \end{aligned} \quad (5)$$

$$m_p \sin \theta \ddot{x} + (m_p + m_l) \ddot{l} - m_p l \dot{\theta}^2 - m_p g \cos \theta = F_l, \quad (6)$$

$$m_p l \cos \theta \ddot{x} + (m_p l^2 + I) \ddot{\theta} + 2m_p l \dot{l} \dot{\theta} + m_p g l \sin \theta = 0. \quad (7)$$

운동방정식 (5)-(7)을 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.

$$M(q) \ddot{q} + V_m(q, \dot{q}) \dot{q} + G(q) = u, \quad (8)$$

여기서

$$M = \begin{pmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} \\ m_{21} & m_{22} & 0 \\ m_{31} & 0 & m_{33} \end{pmatrix}, \quad V_m = \begin{pmatrix} 0 & 0 & V_{m13} \\ 0 & 0 & V_{m23} \\ 0 & 0 & V_{m33} \end{pmatrix},$$

$$G = [0 \quad -m_p g \cos \theta \quad m_p g l \sin \theta]^T, \quad u = [F_x \quad F_l \quad 0]^T,$$

$$m_{11} = m_p + m_t, \quad m_{12} = m_p \sin \theta, \quad m_{13} = m_p l \cos \theta,$$

$$m_{21} = m_p \sin \theta, \quad m_{22} = m_p + m_l, \quad m_{31} = m_p l \cos \theta,$$

$$m_{33} = m_p l^2 + I, \quad V_{m13} = -m_p l \sin \theta \dot{\theta} + 2m_p \cos \theta \dot{l},$$

$$V_{m23} = -m_p l \dot{\theta}, \quad V_{m33} = 2m_p l \dot{l}$$

이다. 그리고 관성행렬 $M(q)$ 와 원심력 및 코리올리력을 포함하는 행렬 $V_m(q, \dot{q})$ 은 다음과 같이 skew-symmetric 관계를 만족한다.

$$\xi^T \left(\frac{1}{2} \dot{M}(q) - V_m(q, \dot{q}) \right) \xi \in R^3. \quad (9)$$

여기서 $\dot{M}(q)$ 는 $M(q)$ 의 시간에 대한 미분을 나타내고, $M(q)$ 는 다음과 같은 부등식을 만족한다.

$$k_1 \|\xi\|^2 \leq \xi^T M(q) \xi \leq k_2 \|\xi\|^2, \xi \in R^3 \quad (10)$$

여기서 k_1, k_2 는 양의 상수이다.

식 (5)-(7)에서 제어력이 가해지는 부분(x, l)과 그렇지 않은 부분(θ)으로 나누기 위해 식 (7)을 $\ddot{\theta}$ 에 대하여 풀어쓰면 다음이 된다.

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{m_p l^2 + I} (-m_p l \cos \theta \ddot{x} - 2m_p l \dot{\theta} \dot{x} - m_p g l \sin \theta). \quad (11)$$

식 (11)을 살펴보면 로프의 길이변화가 컨테이너의 흔들림에 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 식 (11)을 (5)에 대입하여 정리하고, 다시 쓰면 다음이 된다.

$$\begin{aligned} & (m_p + m_t - \frac{m_p l^2 \cos^2 \theta}{m_p l^2 + I}) \ddot{x} + m_p \sin \theta \ddot{l} \\ &= 2m_p \dot{\theta} \cos \theta \dot{l} (\frac{m_p l^2}{m_p l^2 + I} - 1) \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} & + m_p l \sin \theta (\dot{\theta}^2 + \frac{m_p g l \cos \theta}{m_p l^2 + I}) + F_x \\ & m_p \sin \theta \ddot{x} + (m_p + m_t) \ddot{l} = m_p l \dot{\theta}^2 + m_p g \cos \theta + F_l. \end{aligned} \quad (13)$$

이제, 새로운 변수 $r = [x \quad l]^T$ 를 도입하여, $q = [r^T \quad \theta]^T$ 와 같이 x - 및 l -다이나믹스(actuated part)와 θ -다이나믹스(unactuated part)로 다음과 같이 나누어보자.

$$\ddot{r} = P(F + \bar{W}) = PF + W \quad (14)$$

여기서

$$P = \begin{pmatrix} p_{11} & p_{12} \\ p_{12} & p_{22} \end{pmatrix} = (M')^{-1}$$

$$= \frac{1}{\det(M')} \begin{pmatrix} m_p + m_t & -m_p \sin \theta \\ -m_p \sin \theta & m_p + m_t - \frac{m_p^2 l^2 \cos^2 \theta}{m_p l^2 + I} \end{pmatrix},$$

$$F = [F_x \quad F_l]^T,$$

$$W = [w_1 \quad w_2]^T = P\bar{W},$$

$$\bar{W} = \begin{pmatrix} 2m_p \dot{\theta} \cos \theta \dot{l} (\frac{m_p l^2}{m_p l^2 + I} - 1) + m_p l \sin \theta (\dot{\theta}^2 + \frac{m_p g l \cos \theta}{m_p l^2 + I}) \\ m_p l \dot{\theta}^2 + m_p g \cos \theta \end{pmatrix}$$

$$\det(M') = (m_p + m_t - \frac{m_p^2 l^2 \cos^2 \theta}{m_p l^2 + I})(m_p + m_t) - m_p^2 \sin^2 \theta,$$

이다. 여기서 M' 은 x - 및 l -다이나믹스의 관성행렬을 나타낸다.

3. 비선형제어: Feedback Linearization

3.1 Linearizing Control Law

본 절에서는 트롤리의 위치와 호이스팅로프의 길이변화가 있을 때, 화물의 흔들림을 감쇠시키기 위한 비선형제어기를 설계한다. 제안하는 제어기는 과도상태의 성능을 향상시키고, 로프의 길이변화에 상관없이 트롤리의 위치오차와 호이스팅로프의 길이오차를 줄여 점근적 안정성을 만족하도록 하는 장점이 있다. 화물의 목표 위치가 주어지고 흔들림각, 트롤리의 변위, 호이스팅 로프의 길이와 그 변화율을 알 수 있다고 가정한다. 먼저, 트롤리 위치와 호이스팅로프의 길이에 대한 오차에 대하여 다음과 같이 정의한다.

$$e = r - r_d = [x_e \quad l_e]^T \quad (15)$$

여기서 $r_d = [x_d \quad l_d]^T$, $x_e = x - x_d$, $l_e = l - l_d$ 이고, x_d 와 l_d 는 각각 트롤리 및 로프의 목표값이다.

이제, 트롤리위치와 화물의 호이스팅제어 그리고 흔들림억제의 과도성능을 향상시키기 위해서 다음과 같은 제어법칙을 제안한다.

$$F = P^{-1} \left(-K_p e - K_d \dot{e} - W + \begin{pmatrix} f \\ 0 \end{pmatrix} \right) \quad (16)$$

여기서 $K_p = \bar{K}^2$, $K_d = 2\bar{K}$, $\bar{K} = \text{diag}(1, k_l)$,

$$f = -\frac{2l\dot{\theta}}{\cos \theta} + \sqrt{\bar{a}}\dot{\theta} + \bar{f}, \quad (17)$$

$$\bar{a} = \left(\frac{m_p l \cos \theta}{m_p l^2 + I} \right)^2 \quad (18)$$

$$\bar{f} = \begin{cases} [\sqrt{\bar{a}}\dot{\theta} - (x_e + x_e)]^{-1} [(x_e \sqrt{\bar{a}}\dot{\theta} - (x_e + x_e) \frac{2l\dot{\theta}}{\cos \theta})] \\ \quad \text{if } \sqrt{\bar{a}}\dot{\theta} - (x_e + x_e) \neq 0, \\ \text{sgn}(\dot{\theta}) 2x_e + x_e, \\ \quad \text{if } \sqrt{\bar{a}}\dot{\theta} - (x_e + x_e) = 0 \end{cases} \quad (19)$$

이다.

3.2 안정성 해석

정리: $\theta(0) < \pi/2$ 일 때 플랜트 식 (11), (14)와 제어법칙 식 (16)-(19)를 고려하자. 그러면 트롤리위치와 호이스팅로프 길이의 오차 x_e, l_e 와 흔들림각도 θ 가 0으로 점근적으로 수렴하고, $\dot{q} = [x \quad l \quad \dot{\theta}]^T$ 는 $t \geq 0$ 에서 유계(bound)된다.

증명: 식 (16)을 식 (14)에 대입하고 다시 쓰면, 트롤리 위치와 화물의 호이스팅 오차동역학은 다음과 같다.

$$\ddot{e} + K_d \dot{e} + K_p e = \begin{pmatrix} f \\ 0 \end{pmatrix} \quad (20)$$

식 (20)을 x 와 l 로 분리하여 다시 쓰면 아래의 식 (21)-(22)와 같이

나타낼 수 있고, 식 (11)의 θ -다이나믹스는 식 (23)처럼 나타낼 수 있다.

$$\ddot{x}_e + 2\dot{x}_e + x_e = f, \quad (21)$$

$$\ddot{l}_e + 2k_l \dot{l}_e + k_l^2 l_e = 0, \quad (22)$$

$$(m_p l^2 + I)\ddot{\theta} + m_p l \cos\theta \ddot{x} + 2m_p l \dot{\theta} \dot{x} + m_p g l \sin\theta = 0 \quad (23)$$

먼저, x - 및 l -다이나믹스에 대한 양한정함수를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_1 = (\dot{e} + \bar{K}e)^T (\dot{e} + \bar{K}e) / 2 \quad (24)$$

그러면 식 (21), (22)를 이용하여 식 (24)를 시간에 대해 미분하면,

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= (\dot{e} + \bar{K}e)^T (\ddot{e} + \bar{K}\dot{e}) \\ &= (\dot{e} + \bar{K}e)^T \left\{ -\bar{K}(\dot{e} + \bar{K}e) + \begin{pmatrix} f \\ 0 \end{pmatrix} \right\} \\ &= -(\dot{e} + \bar{K}e)^T \bar{K}(\dot{e} + \bar{K}e) + (\dot{x}_e + x_e) f \end{aligned} \quad (25)$$

이 된다. 또한, 식 (23)의 θ -다이나믹스도 식 (17)과 식 (21)을 사용하여 식 (26)처럼 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_1 &= \theta_2, \\ \dot{\theta}_2 &= -\bar{a}\theta_2 - \bar{c}\sin\theta_1 + (2\dot{x}_e + x_e)\sqrt{\bar{a}} - \sqrt{\bar{a}} \cdot \bar{f} \end{aligned} \quad (26)$$

여기서 $\theta_1 = \theta$, $\theta_2 = \dot{\theta}$, $\bar{c} = m_p g l / (m_p l^2 + I)$ 이다. 시스템 (26)의 에너지함수(즉, θ -다이나믹스에 대한 양한정함수)는 다음과 같이 고려할 수 있다.

$$V_2 = \frac{1}{2}\theta_2^2 + \bar{c}(1 - \cos\theta_1). \quad (27)$$

식 (26)을 이용하여 식 (27)의 시간에 대한 도함수를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= \theta_2 \dot{\theta}_2 + \bar{c}\sin\theta_1 \dot{\theta}_1 \\ &= \theta_2 \{ -\bar{a}\theta_2 - \bar{c}\sin\theta_1 + (2\dot{x}_e + x_e)\sqrt{\bar{a}} - \bar{f}\sqrt{\bar{a}} \} \\ &\quad + \bar{c}\sin\theta_1 \theta_2 \\ &= -\bar{a}\theta_2^2 + (2\dot{x}_e + x_e)\sqrt{\bar{a}}\theta_2 - \bar{f}\sqrt{\bar{a}}\theta_2. \end{aligned} \quad (28)$$

그러면 식 (24)와 식 (27)의 합으로 나타나는 $V = V_1 + V_2$ 는 x -, l -, θ -다이나믹스에 대한 양한정함수이고, V 의 시간에 대한 도함수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -(\dot{e} + \bar{K}e)^T \bar{K}(\dot{e} + \bar{K}e) - \bar{a}\theta_2^2 + \dot{x}_e \sqrt{\bar{a}}\theta_2 \\ &\quad + (\dot{x}_e + \bar{K}x_e)(f + \sqrt{\bar{a}}\theta_2) - \bar{f}\sqrt{\bar{a}}\theta_2 \\ &= -(\dot{e} + \bar{K}e)^T \bar{K}(\dot{e} + \bar{K}e) - \bar{a}\theta_2^2 + \dot{x}_e \sqrt{\bar{a}}\theta_2 \\ &\quad + (\dot{x}_e + \bar{K}x_e) \left(-\frac{2i\theta_2}{\cos\theta_1} + 2\sqrt{\bar{a}}\theta_2 + \bar{f} \right) - \bar{f}\sqrt{\bar{a}}\theta_2 \\ &= -k_l(\dot{l}_e + k_l l_e)^2 - (\dot{x}_e + x_e - \sqrt{\bar{a}}\theta_2)^2 + \dot{x}_e \sqrt{\bar{a}}\theta_2 \\ &\quad - (\dot{x}_e + x_e) \frac{2i\theta_2}{\cos\theta_1} - \{ \sqrt{\bar{a}}\theta_2 - (\dot{x}_e + x_e) \} \bar{f}. \end{aligned} \quad (29)$$

식 (29)에서 시스템의 안정성을 살펴보기 위하여 $\sqrt{\bar{a}}\theta_2 - (\dot{x}_e + x_e)$ 가 0이 되는지 안 되는지에 따라 구분하여야 함을 알 수 있고, 식 (19)처럼 \bar{f} 는 두 가지 다른 값으로 나눌 수 있다.

(i) 먼저, $\sqrt{\bar{a}}\theta_2 \neq (\dot{x}_e + x_e)$ 이라고 보면 식 (29)는

$$\dot{V} = -k_l(\dot{l}_e + k_l l_e)^2 - (\dot{x}_e + x_e - \sqrt{\bar{a}}\theta_2)^2 \leq 0 \quad (30)$$

이다. 따라서 V 는 x -, l -, θ -다이나믹스에 대한 Lyapunov 함수이고, 폐루프시스템의 고른점근안정성(uniformly asymptotic stability)를 만족한다. 그러므로 $\dot{x}_e + x_e - \sqrt{\bar{a}}\theta_2$ 와 $\dot{l}_e + l_e$ 는 0이 될 때까지 계속 감소한다(Hong et al, 1997).

(ii) 다음, $\sqrt{\bar{a}}\theta_2 = (\dot{x}_e + x_e)$ 라고 하면, 첫 번째로 식 (28)은

$$\dot{V}_2 = -\bar{a}\theta_2^2 \leq 0 \quad (31)$$

와 같이 된다. 따라서 $\int_0^\infty \bar{a}\theta_2^2(t) dt < \infty$ 이 되어 $\theta_2(t)$ 는

$t \rightarrow \infty$ 일 때 0으로 수렴한다(또한 $\sqrt{\bar{a}}\theta_2 = \dot{x}_e + x_e$ 이므로, $\dot{x}_e + x_e$ 도 0으로 수렴한다). 두 번째로 식 (25)는

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= -(\dot{e} + \bar{K}e)^T \bar{K}(\dot{e} + \bar{K}e) \\ &\quad + \sqrt{\bar{a}}\theta_2 \left\{ -\frac{2i\theta_2}{\cos\theta_1} + \sqrt{\bar{a}}\theta_2 + \text{sgn}(\theta_2) 2\dot{x}_e + x_e \right\} \end{aligned} \quad (32)$$

이 된다. $\theta_1 < \pi/2$ 을 가정할 때, 식 (31)에서의 결과를 고려하면

$$\psi(t) = \left\{ -\frac{2i\theta_2}{\cos\theta_1} + \sqrt{\bar{a}}\theta_2 + \text{sgn}(\theta_2) 2\dot{x}_e + x_e \right\} < \infty$$

이므로, $\sqrt{\bar{a}}\theta_2 \psi(t) \rightarrow 0$ 이 된다. 따라서 식 (32)는 최종적으로 uniform ultimate boundness를 만족하고, $\theta_2 \rightarrow 0$ 함에 따라 $\dot{e} + \bar{K}e$ 도 0으로 수렴하게 된다(Hong et al, 1997).

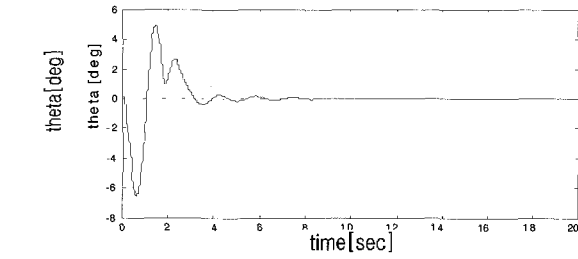
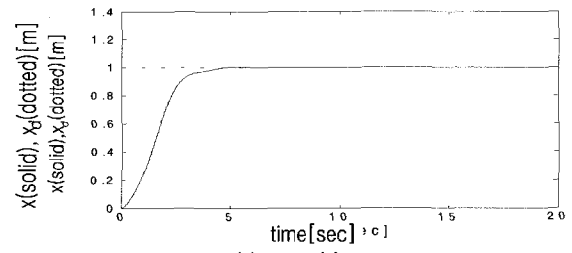
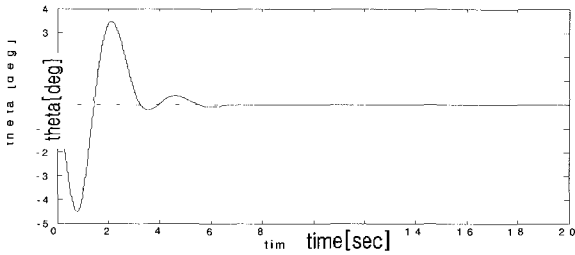
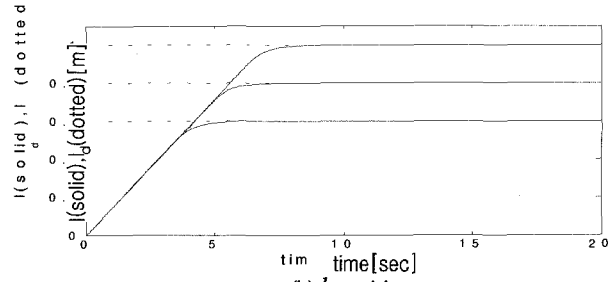
(a) swing angle θ (sliding mode controller)(a) x -position(b) swing angle θ (proposed nonlinear controller)(b) l -position

Fig. 2 Comparison of simulation results of the sliding mode controller and the proposed nonlinear controller.

4. 시뮬레이션 및 실험

4.1 시뮬레이션

앞에서 제안된 제어기의 성능을 검증하기 위해서 시뮬레이션을 수행하였다. 이를 통하여 이송구간에서의 트롤리의 위치, 로프의 길이, 흔들림각도를 살펴볼 수 있다. 시뮬레이션은 MathWork사의 MATLAB/Simulink를 사용하여 신호의 흐름을 알 수 있게 프로그래밍하였다. 시뮬레이션을 위해 사용된 파라미터는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_p &= 0.73 \text{ kg}, m_t = 1.06 \text{ kg}, m_l = 0.5 \text{ kg}, \\ I &= 0.005 \text{ kgm}^2, l(0) = 0 \text{ m} \end{aligned} \quad (33)$$

우선 슬라이딩모드제어기(이숙재와 홍금식, 2004)를 적용한 시뮬레이션 결과와 제안한 비선형제어기의 결과를 비교하여 살펴보자. 두 경우 모두 트롤리 목표위치를 1m, 로프 목표길이를 1m로 하고 시뮬레이션을 수행하였다. 실험 결과 트롤리의 위치제어는 sling mode 제어기가 근소한 차이로 조금 빨랐지만 큰 차이가 없었고 길이 변화는 거의 동일한 결과를 보였다. Fig. 2에 제시된 흔들림 결과를 살펴보면 두 제어기 모두 5 sec 이후에 로프가 길어짐에 따라서 흔들림이 빨리 줄어드는 것을 알 수 있는데, 슬라이딩모드제어기는 과도상태에서 불규칙한 파형을 그리면서 세 번의 흔들림으로 정상상태에 도달하는 반면, 제안한 비선형제어기는 초기 흔들림도 작고 상대적으로 빠르게 큰 흔들림 없이 정상상태에 거의 도달함을 볼 수 있다.

다음으로 다양한 목표길이에 대해 제안한 비선형제어기가 좋은 성능을 보이는지 확인하기 위해 목표길이를 0.6m, 0.8m, 1.0m로 하고 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 3의 시뮬레이션 결과를 보면 목표길이의 영향을 거의 받지 않으면서 각각의 목표길이에 대해서도 좋은 성능을 보이고 있음을 알 수 있다.

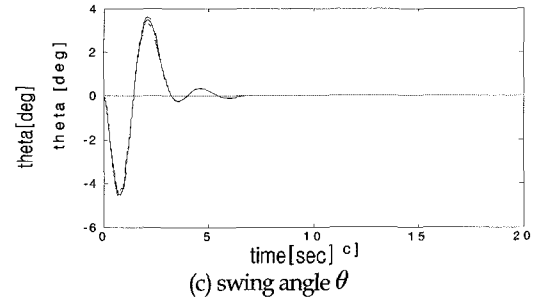
(c) swing angle θ

Fig. 3 Simulation results of the proposed nonlinear controller with load hoisting(varying the target length of rope)

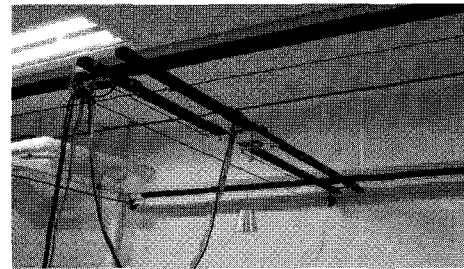


Fig. 4 The 3DCrane of InTeCo corporation.

4.2 파일럿 크레인을 이용한 실험

본 절에서는 3-D 파일럿 크레인을 이용하여 제안한 비선형제어기의 성능을 검증한다. 실험에 사용된 InTeCo사의 3DCrane이 Fig. 4에 나타나 있다. 3DCrane은 X 축이 3 m, Y 축이 1.5 m, Z 축이 1.5 m이고, 각 축에 거더, 트롤리, 호이스트 운동을 위한 모터가 설치되어 있어서, 3차원 운동이 가능하나 본 논문에서는 컨테이너크레인 모델을 사용하였으므로, 거더방향의 운동없이 실험에 임하였다. 그리고 5개의 엔코더(encoder)가 있어서 트롤리와 거더의 위치, 로프길이, 수직축과 화물이 이루는 두 방향의 각도를 측정할 수 있다. 모터 및 엔코더는 파워인터페이스에 의해서 구동되고, PC와의 통신을 위해서 RT-DAC 다목적 디지털 I/O보드가 PC에 장착되어

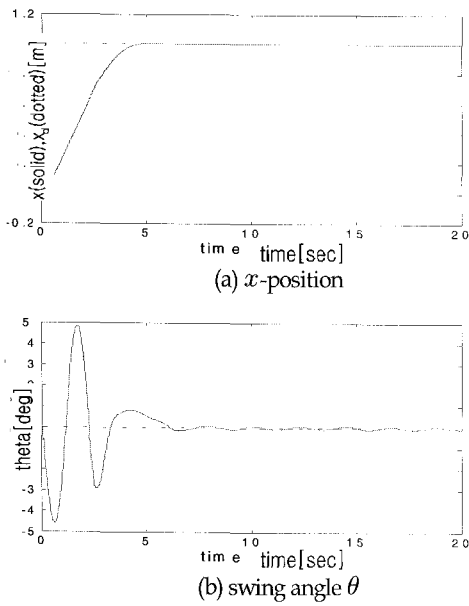


Fig. 5 Experiment results of the proposed nonlinear controller: without load hoisting.

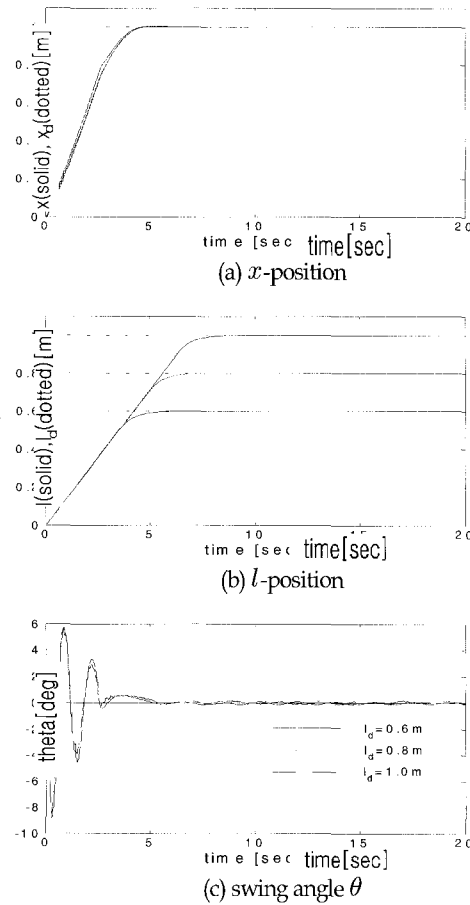


Fig. 7 Experiment results of the proposed nonlinear controller with load hoisting (varying the target length of the rope).

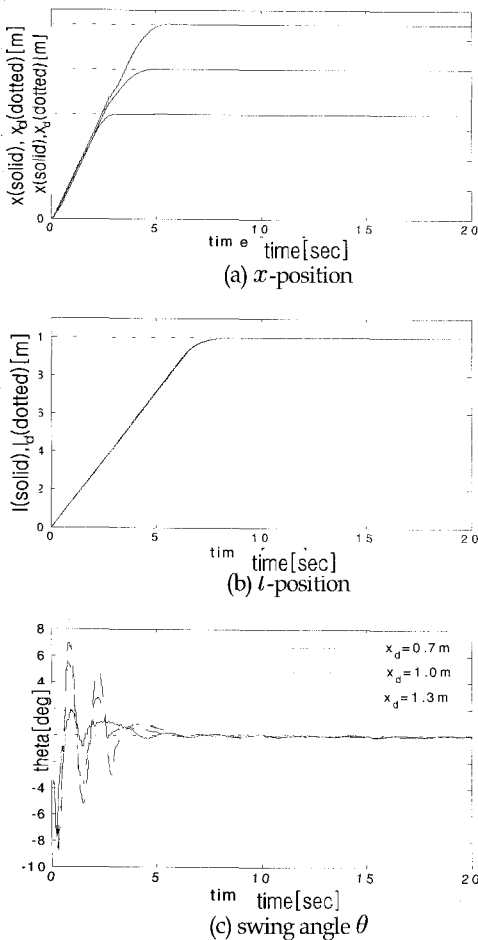


Fig. 6 Experiment results of the proposed nonlinear controller with load hoisting (varying the target position of the trolley).

있다. 3DCrane의 물리적인 파라미터는 시뮬레이션에서 사용한 파라미터와 같이 식 (33)에 주어졌고, 샘플링타임은 0.01 sec이다.

Fig. 5는 길이가 일정한 경우에 대한 실험결과를 나타낸다. 로프 길이를 $l = 1m$ 로 하고, 트롤리 목표 위치를 1m로 하고 실험을 하였다. 실험결과를 살펴보면 정착시간은 약 6 sec로 좋은 성능을 나타냈다. 그리고 컨테이너의 흔들림은 두 번의 초기 흔들림만에 정상상태로 찾아감을 볼 수 있다. 그리고 정상상태에서 나타나는 미세한 흔들림은 실험에 사용한 3DCrane의 모터가 움직일 수 있는 최소한의 힘의 범위에 명령이 미치지 못해서 발생한 것으로 사료된다. 이는 다음에 제시될 길이변화의 경우에도 마찬가지이다.

다음으로 로프의 길이변화를 고려한 실험결과에 대하여 알아보자. 길이변화에 대한 성능을 검증하기 위해 트롤리 목표위치와 로프 길이를 변화시켜 가면서 실험을 수행하였다. Fig. 6의 결과는 트롤리 목표 위치를 변화시켜 가면서 실험한 결과인데 목표위치가 멀수록 제어력이 크게 작용하여 흔들림이 크게 나타나는 것을 볼 수 있고, 큰 차이는 없지만 흔들림이 멈추게 되는 시점도 목표위치에 따라 달라짐을 볼 수 있다. Fig. 7의 결과는 로프의 목표위치를 변화시키면서 실험한 결과인데, 시뮬레이션의 결과에서 본 것처럼 흔들림이 줄어드는 형태가 거의 유사함을 알 수 있다. 이것은 제어력이 목표위치에 따라 크게 좌우되기 때문이며, 또한 로프의 길이 변화 속도가 동일하므로 결과적으로 흔들림의 형태가 비슷하다.

시뮬레이션 결과와 비교해보면 실험결과가 시뮬레이션 결과보다 그 흔들림에 있어서 더 많이 흔들림이 발생함을 알 수 있는데, 이것은 다음과 같이 생각해 볼 수 있다. 파일럿 크레인에서 로프의 움직임은 모델링 과정에서 고려한 진자운동형태와는 다르다. 실제로 로프는 강체가 아니기 때문이다. 또한 로프와 로프 끝에 매달린 질량의 연결 상태도 가정과는 약간의 차이가 있다. 따라서 시뮬레이션 결과와 실험 결과의 차이는 시스템의 모델링에서 생긴다고 할 수 있다. 하지만 제안한 제어법칙이 모델링의 차이를 극복하면서 좋은 제어성능을 보이는 것을 실험 결과를 통해 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 컨테이너 크레인의 흔들림방지를 위하여 되먹임 선형화를 이용한 비선형제어기를 제안하였다. 이를 위해 먼저 컨테이너크레인의 2-D 모델을 유도하였고, 흔들림방지를 위한 비선형 제어기를 제안하고, Liapunov 안정성 해석을 통해 안정성을 확보하였다. 시뮬레이션 결과에서 비선형제어기와 슬라이딩모드제어기의 성능이 비슷하게 나왔으나 흔들림 횟수와 과도상태 흔들림 상태에서 제안한 비선형제어기의 성능이 더 우수함을 알 수 있었다. 그리고 파일럿 크레인을 이용한 실험을 통해서 제어기의 성능을 검증하였는데, 시뮬레이션 결과와는 약간의 차이를 보이지만 예측한 바와 마찬가지로 트롤리의 위치와 화물의 흔들림이 빠르게 정상상태로 도달함을 확인할 수 있었다.

후 기

이 논문은 교육인적자원부 지방연구중심대학육성사업 (차세대 물류IT기술연구사업단)의 지원에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

- 김영복, 문덕홍, 양주호, 채규훈 (2005). "동시최적화 설계기법을 이용한 항만용 크레인의 흔들림 제어계 설계", 한국해양공학회지, 제19권, 제3호, pp 66-73.
- 손유식, 김영복 (2000). "컨테이너크레인의 흔들림 방지장치 개발에 관한 연구", 한국해양공학회지, 제14권, 제4호, pp 35-42.
- 이숙재, 홍금식 (2004). "컨테이너 크레인의 슬라이딩 모드제어", 한국정밀공학회 2004 추계학술대회논문집, BEXCO, pp 151-157.
- 이진우, 여태경, 안희웅, 김상봉 (1998). "2자유도 서보제어기를 이용한 크레인의 Anti-Sway 제어", 한국해양공학회지, 제12권, 제4호, pp 17-23.
- 이호훈, 전종학, 최승갑 (2001). "권상/권하 속도가 큰 경우 크레인의 비선형 무진동 제어", 대한기계학회논문집 A권, 제25권, 제9호, pp 1461-1467.
- 홍금식, 손성철, 이만형 (1997a). "컨테이너 크레인의 흔들림 제어 (Part I): 모델링, 제어전략, 기준선도를 이용한 오차피드백 제어", 제어·자동화·시스템공학논문지, 제3권, 제1호, pp 23-31.
- 홍금식, 손성철, 이만형 (1997b). "컨테이너 크레인의 흔들림 제어 (Part II): 트롤리 주행속도 조절을 통한 진자운동의 제어", 제어·자동화·시스템공학논문지, 제3권, 제2호, pp 132-138.
- 홍금식 (1999). "컨테이너 기중기의 제어: 수정된 시간최적주행과 비선형 잔류흔들림 제어", 제어·자동화·시스템공학논문지, 제5권, 제5호, pp 630-639.
- Bartolini, G., Pisano, A. and Usai, E. (2002). "Second-order Sliding-mode Control of Container Cranes", Automatica, Vol 38, No 10, pp 1783-1790.
- Fang, Y., Dixon, W. E., Dawson, D.M. and Zergeroglu, E. (2003). "Nonlinear Coupling Control Laws for an Underactuated Overhead Crane System", IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol 8, No 3, pp 418-423.
- Hong, K.S. (1997). "Asymptotic Behavior Analysis of a Coupled Time-varying System: Application to Adaptive Systems", IEEE Transactions on Automatic Control, Vol 42, No 12, pp 1693-1697.
- Hong, K.S., Park, B.J. and Lee, M.H. (2000). "Two-stage Control for Container Cranes", JSME International Journal, Series C, Vol 43, No 2, pp 273-282.
- Hong, K.T., Huh, C.D., & Hong, K.S. (2003). "Command Shaping Control for Limiting the Transient Sway Angle of Crane Systems", International Journal of Control, Automation, and Systems, Vol 1, No 1, pp 43-53.
- Khalil, H.K., Nonlinear Systems, 3rd edition, Prentice-Hall, 2002.
- Kim, Y.S. (2002). Control Systems for Suppressing Sway of a Suspended Load without a Vision System, Ph.D Dissertation, School of Electrical Engineering, Seoul National University.
- Kim, Y.S., Hong, K.S., and Sul, S.K., "Anti-sway Control of Container Cranes: Inclinometer, Observer, and State Feedback," International Journal of Control, Automation, and Systems, Vol. 2, No. 4, pp. 435-449, 2004.
- Lee, H.H. (1998). "Modeling and Control of a Three-dimensional Overhead Cranes", ASME Transactions, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol 120, No 4, pp 471-476.
- Lee, H.H. (2003). "New Approach for the Anti-swing Control of Overhead Cranes with High-speed Load Hoisting", International Journal of Control, Vol 76, No 15, pp 1493-1499.
- Moustafa, K.A.F. and Ebeid, A.M. (1988). "Nonlinear Modeling and Control of Overhead Crane Load Sway", ASME Transactions, Journal of Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol 110, pp 266-271.
- Sakawa, Y. and Shindo, Y. (1982). "Optimal Control of Container Cranes", Automatica, Vol 18, No 3, pp 257-266.

2004년 12월 21일 원고 접수

2005년 9월 28일 최종 수정본 채택