

미지의 부하와 흔들림 각속도를 갖는 컨테이너 크레인의 2차 슬라이딩 모드 제어

A Second Order Sliding Mode Control of Container Cranes with Unknown Payloads and Sway Rates

백운보*
(Woon-Bo Baek^{1,*})

¹Department of Mechatronics Engineering, Dong-eui University

Abstract: This paper introduces a sway suppression control for container cranes with unknown payloads and sway rates. With no priori knowledge concerning the magnitude of payload mass and sway rate, the proposed control maintains superior sway suppressing and trolley positioning against external disturbances. The proposed scheme combines a second order sliding mode control and an adaptive control to cope with unknown payloads. A second order sliding mode control without feedback of the sway rate is first designed, which is based on a class of feedback linearization methods for stabilization of the under-actuated sway dynamics of the container. Under applicable restrictions of the magnitude of payload inertia and sway rate, a linear regression model is obtained, and an adaptive control with a payload estimator is then designed, which is based on Lyapunov stability methods for the fast attenuation of trolley oscillations in the vicinity of the target position. The asymptotic stability of the overall closed-loop system is assured irrespective of variations of rope length. Simulation are shown in the existence of initial sway and external wind disturbances.

Keywords: container cranes, sway suppression, second order sliding mode, feedback linearization, unknown sway rate

I. 서론

컨테이너 크레인을 이용한 신속하고 정확한 하역 작업에서 가장 큰 문제는 트롤리(trolley)의 주행과 권상(hoist) 구동이 목표지점에 도달했을 때 로프 끝에 매달린 컨테이너의 잔류 흔들림(sway)으로 인해 다음 작업이 신속히 이루어지기 어렵다는 데 있다. 이는 크레인이 트롤리와 권상의 2개 구동으로 트롤리와 권상 위치, 그리고 흔들림 각의 3 자유도 시스템을 제어하는 부족 구동(under-actuated) 시스템이기 때문이다[1]. 그리고 트롤리 및 권상운동과 부하의 흔들림의 간섭으로 인한 강한 비선형성과 바람 등의 외란도 극복해야 하며, 또한 고속 주행으로 발생할 수 있는 큰 오버슈트를 수반하지 않고 목표위치에 도달하게 함으로써 불필요한 트롤리의 전진 및 후진을 억제하여 운전자의 피로를 경감시키는 것이 필요하다.

크레인 제어에 관한 연구는 선형제어 방법 이외에, 퍼지 제어 방법, 입력성형기법 그리고 비선형제어를 이용하는 방법으로 크게 나누어 볼 수 있다. 퍼지제어를 이용한 방법[2,3]은 전문가의 지식을 활용하거나 흔들림 억제를 위한 퍼지 보상기를 결합하는 방법 등이 연구되었으며, 실제적인 제어 파라미터 튜닝이 어려운 것으로 알려져 있다. 입력성

형기법[4]은 시스템의 고유진동수 및 감쇠특성에 맞게 설계가 용이하며 센서 등과 같은 추가적인 장치의 장착없이 적용할 수 있으나, 미지의 외란에 대한 대처가 어려운 것으로 알려져 있다. 비선형제어 방법으로는 일반화된 상태공간 모델에서 적응 및 가변구조 제어[5,6] 및 이들과 퍼지제어를 결합한 방법[7]이 있으나, 권상 속도를 갖는 경우는 제약된 안정성을 보였다. [8]에서 임의 권상 속도를 갖는 경우 피드백 선형화(feedback linearization)에 기반한 에너지 방법으로 점근적 안정성을 보였으며, [9]에서는 단순 스위칭 함수를 사용한 가변구조 제어(VSC: Variable Structure Control) 방법으로 바람 등의 외란에 대한 강인한 성능을 보였으며, [10]에서는 마찰에 대한 보상을 갖는 VSC 방법을 제시하였다. 하지만, [1-11]는 모두 흔들림 각속도 피드백을 이용하였으며 정확하게 알려진 부하를 갖는 모델에 적용하였다.

본 연구에서는 흔들림 각속도 정보가 알려지지 않은 상태에서 미지의 부하를 갖는 크레인에 대한 흔들림 억제 제어 방법을 제시한다. 본 논문의 주요 내용 및 구성은 다음과 같다. II 장에서는 적용된 크레인 모델에 대해 기술하고, III 장에서는 피드백선형화 방법에 기반하여 흔들림 각속도의 피드백을 갖지 않는 2차 슬라이딩 모드(SOSM: Second Order Siding Mode) 제어를 제시한다. 그리고 부하의 관성 모멘트 및 흔들림 각속도에 대해 실제 적용이 가능한 제약 조건하에 부하 질량에 대한 선형 회귀(regression) 모델을 유도하고, 이에 기초한 부하 추정기를 갖는 적응제어에 대해 소개한다. IV 장에서 강풍 등의 외란이 존재하는 경우에 대

* Corresponding Author

Manuscript received August 26, 2014 / revised January 8, 2015 / accepted January 8, 2015

백운보: 동의대학교 메카트로닉스공학과(wbbaek@deu.ac.kr)

※ 본 연구는 2013년도 동의대학교 교내연구비 지원에 의해 연구되었음(과제번호 2013AA136).

한 시뮬레이션을 통해 제시된 방법의 유효성을 보이고, 마지막으로 V 장에서 결론을 맺는다.

II. 시스템 모델링

본 연구에 사용된 크레인 모델은 그림 1에 도시하였으며, Euler-Lagrange 방법으로 유도된 운동방정식은 다음과 같다.

$$(m_t + m_p)\ddot{x} + m_p \sin\theta \ddot{l} + m_p l \cos\theta \ddot{\theta} - 2m_p \cos\theta \dot{l}\dot{\theta} - m_p l \sin\theta \dot{\theta}^2 = F_x \quad (1a)$$

$$m_p \sin\theta \ddot{x} + (m_p + m_l)\ddot{l} - m_p l \dot{\theta}^2 - m_p g \cos\theta = F_l \quad (1b)$$

$$m_p l \cos\theta \ddot{x} + (m_p l^2 + I_p)\ddot{\theta} + 2m_p l \dot{l}\dot{\theta} + m_p g l \sin\theta = 0 \quad (1c)$$

여기서, x , l 는 각각 트롤리 및 권상 로프의 위치, θ 는 컨테이너의 흔들림 각으로 $|\theta| < \pi/2$, $|\dot{\theta}| < 1$ 로 둔다. m_t , m_l , m_p 는 각각 트롤리, 권상 시스템 및 부하의 질량, I_p ($=m_p r_{xx}^2$)는 부하의 관성모멘트, g 는 중력가속도. F_x , F_l 은 각각 구동제어 입력이다. (1c)를 $\ddot{\theta}$ 에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$\ddot{\theta} = -a \cos\theta (\ddot{x} + g \tan\theta + 2\dot{l}\dot{\theta}/\cos\theta) \quad (1d)$$

$$a = m_p l / (m_p l^2 + I_p) > 0 \quad (1e)$$

여기서, $r = [x, l]^T$, $F = [F_x, F_l]^T$ 로 두면, (1a), (1b), (1d)로부터 다음과 같다.

$$\ddot{r} = PF + W \quad (2a)$$

여기서

$$P = M^{-1} \in R^{2 \times 2}, \quad W = P\bar{W}, \quad \bar{W} \in R^{2 \times 1} \quad (2b)$$

$$M = \begin{bmatrix} m_t + m_p - am_p l \cos^2\theta & m_p \sin\theta \\ m_p \sin\theta & m_l + m_p \end{bmatrix} \quad (2c)$$

$$\bar{W} = \begin{bmatrix} 2m_p \cos\theta \dot{l}(\dot{\theta} - 1) \\ + m_p l \sin\theta (\dot{\theta}^2 + ag \cos\theta) \\ m_p l \dot{\theta}^2 + m_p g \cos\theta \end{bmatrix} \quad (2d)$$

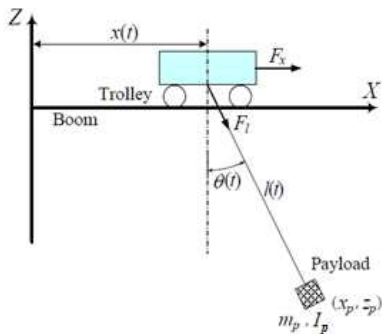


그림 1. 트롤리 운동에 의한 컨테이너의 흔들림.
Fig. 1. Sway of the container by trolley movement.

III. 제어기 설계

트롤리 및 권상 구동의 위치 오차를 (3)으로 둔다.

$$e = r - r_d = [e_x, e_l]^T = [x - x_d, l - l_d]^T \quad (3)$$

여기서, $r_d = [x_d, l_d]^T$ 는 기준궤적이다. 그러면 피드백 선형화 방법에 기반한 제어 F 는 다음과 같고,

$$F = P^{-1} (\ddot{r}_d - k_d \dot{e} - k_p e - W + F_s) \quad (4a)$$

여기서

$$k_d = 2\Lambda_r, \quad k_p = \Lambda_r^2, \quad F_s = [\bar{f} \ 0]^T \quad (4b)$$

$$\Lambda_r = \text{diag}[\Lambda_x, \Lambda_l], \quad \Lambda_x, \Lambda_l \in R^+ \quad (4c)$$

오차 시스템은 (2a), (4a)로부터 다음과 같다.

$$\ddot{e}_x + 2\Lambda_x \dot{e}_x + \Lambda_x^2 e_x = \bar{f} \quad (5a)$$

$$\ddot{e}_l + 2\Lambda_l \dot{e}_l + \Lambda_l^2 e_l = 0 \quad (5b)$$

$$\ddot{\theta} = -a \cos\theta (\bar{f} + w_d) \quad (5c)$$

여기서

$$w_d = \ddot{x}_d - 2\Lambda_x \dot{e}_x - \Lambda_x^2 e_x + g \tan\theta + 2\dot{l}\dot{\theta}/\cos\theta \quad (5d)$$

그리고 SOSM 제어 \bar{f} 는 다음과 같이 $\dot{\theta}$ 이 포함되어 있지 않는 형태로 설계한다.

$$\bar{f} = \left(\frac{1}{a \cos\theta} \right) (\Lambda_0 \dot{\phi} + \phi - \Lambda_0^2 \theta) + k_s \dot{\phi} + |\omega_b| \text{sgn}(\dot{\phi}) \quad (6a)$$

여기서

$$\phi = \theta + \Lambda_0 \int \theta dt, \quad \Lambda_0 \in R^+ \quad (6b)$$

$$k_s \in R^+, \quad \text{sgn}(\phi) = \begin{cases} \phi & \text{if } \phi > 0 \\ 0 & \text{if } \phi = 0 \\ -\phi & \text{if } \phi < 0 \end{cases} \quad (6c)$$

$$|\omega_b| = \left| \ddot{x}_d - 2\Lambda_x \dot{e}_x - \Lambda_x^2 e_x + g \tan\theta + 2|\dot{l}|/\cos\theta > |\omega_d| \right. \quad (6d)$$

그러면, (5c), (6a), (6b), (6d)로부터 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\phi}^T [\ddot{\phi} + \phi] &= \dot{\phi}^T [-a \cos\theta (\bar{f} + w_d) + \Lambda_0 \dot{\theta} + \phi] \\ &= \dot{\phi}^T [-a \cos\theta (\bar{f} + w_d) + \Lambda_0 \dot{\phi} + \phi - \Lambda_0^2 \theta] \\ &= -a \cos\theta \dot{\phi}^T (k_s \dot{\phi} + |\omega_b| \text{sgn}(\dot{\phi}) + w_d) \\ &< -a \cos\theta k_s \dot{\phi}^2 \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 $a \cos\theta k_s \in R^+$, $\frac{d}{dt}(\dot{\phi}^2 + \phi^2) < 0$, 즉 $\dot{\phi}$, ϕ 는 유한한 시간 내에 0에 도달한다. 이에 따라 \bar{f} 가 0으로 수렴되며, 모든 오차는 0으로 수렴한다. 그리고 $r_{xx}^2/l^2 \ll 1$ 로 두면 (2c)는 (8a)와 같고, (2d)는 (8b)와 같이 부하 m_p 에 대한 선형회귀 모델로 표현된다.

$$M = \begin{bmatrix} m_t & 0 \\ 0 & m_l \end{bmatrix} + m_p \begin{bmatrix} 1 - \cos^2\theta & \sin\theta \\ \sin\theta & 1 \end{bmatrix} \quad (8a)$$

$$\bar{W} = Y_m m_p, \quad Y_m = (l\dot{\theta}^2 + g \cos\theta) [\sin\theta, 1]^T \quad (8b)$$

그러면, 부하 추정에 기반한 적응제어 \hat{W} 를 갖는 SOSM 제어를 다음과 같이 설계한다.

$$F_s = \begin{pmatrix} \bar{f} \end{pmatrix} + \hat{W} \quad (9a)$$

여기서

$$\hat{W} = P Y_m \hat{m}_p, \quad \dot{\hat{m}}_p = -\Gamma_m (P\epsilon)^T Y_m \quad (9b)$$

$$P = M^{-1}, \quad \epsilon = (\epsilon_x, \epsilon_l)^T = \dot{e} + \Lambda_r e, \quad \Gamma_m \in R^+ \quad (9c)$$

$$M(\hat{m}_p, \theta) = \begin{bmatrix} m_t & 0 \\ 0 & m_l \end{bmatrix} + \hat{m}_p \begin{bmatrix} 1 - \cos^2\theta & \sin\theta \\ \sin\theta & 1 \end{bmatrix} \quad (9d)$$

그러면, (2a), (4a), (9a)로부터 (10)과 같고,

$$\ddot{e} + k_d \dot{e} + k_p e = \hat{W} - P \bar{W} \quad (10)$$

합성 오차는 (9c), (10)으로부터 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\epsilon}_x &= \ddot{e}_x + \Lambda_x \dot{e}_x \\ &= -\Lambda_x \epsilon_x + \hat{W}_1 - (p_{11} Y_{m1} + p_{12} Y_{m2}) m_p \end{aligned} \quad (11a)$$

$$\begin{aligned} \dot{\epsilon}_l &= \ddot{e}_l + \Lambda_l \dot{e}_l \\ &= -\Lambda_l \epsilon_l + \hat{W}_2 - (p_{21} Y_{m1} + p_{22} Y_{m2}) m_p \end{aligned} \quad (11b)$$

(12)의 리아프노프 함수를 적용하면 (7), (9b), (11a), (11b)로부터 (13)과 같다.

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{1}{2} (\dot{\phi}^T \dot{\phi} + \phi^T \phi + \epsilon^T \epsilon + \tilde{m}_p^T \Gamma_m^{-1} \tilde{m}_p) \quad (12) \\ \dot{V}_1 &= \dot{\phi}^T (\ddot{\phi} + \dot{\phi}) + \epsilon_x \dot{\epsilon}_x + \epsilon_l \dot{\epsilon}_l + \tilde{m}_p^T \Gamma_m^{-1} \dot{\tilde{m}}_p \\ &= \dot{\phi}^T (-a \cos\theta (\bar{f} + w_d) + \Lambda_0 \dot{\theta} + \phi) - \epsilon^T \Lambda_r \epsilon \\ &\quad - \epsilon_x (p_{11} Y_{m1} + p_{12} Y_{m2}) m_p + \epsilon_x \hat{W}_1 \\ &\quad - \epsilon_l (p_{21} Y_{m1} + p_{22} Y_{m2}) m_p + \epsilon_l \hat{W}_2 \\ &\quad - (m_p - \hat{m}_p) \Gamma_m^{-1} \dot{\tilde{m}}_p \\ &= -a \cos\theta \dot{\phi}^T (k_s \dot{\phi} + |w_b| \operatorname{sgn}(\dot{\phi}) + w_d) \\ &\quad - \epsilon^T \Lambda_r \epsilon - \epsilon_x (p_{11} Y_{m1} + p_{12} Y_{m2}) \hat{m}_p + \epsilon_x \hat{W}_1 \\ &\quad - \epsilon_l (p_{21} Y_{m1} + p_{22} Y_{m2}) \hat{m}_p + \epsilon_l \hat{W}_2 \\ &< -a \cos\theta k_s \dot{\phi}^2 - \epsilon^T \Lambda_r \epsilon \end{aligned} \quad (13)$$

여기서, $a \cos\theta, k_s \in R^+$, $\Lambda_r = \operatorname{diag}[\Lambda_x, \Lambda_l]$, $\Lambda_x, \Lambda_l \in R^+$ 이므로 모든 위치 오차는 유한한 시간 내에 0에 도달한다. 한편 $\dot{\theta}^2 \ll 1$ 로 두면, (2d)는 흔들림 각속도 $\dot{\theta}$ 을 포함하지 않는 (14)로 대체된다.

$$\bar{W} = Y_m m_p, \quad Y_m = g \cos\theta [\sin\theta, 1]^T \quad (14)$$

IV. 시뮬레이션 결과

시뮬레이션에 사용된 공칭 시스템을 나타낸 표 1에서 r_{xx}^2/l^2 이 $O(10^{-4})$ 그리고 실제 크레인에서 $\dot{\theta}^2$ 이 $O(10^{-4})$ 이므로 (2c), (2d)는 각각 (8a), (14)로 대체하였다. 제어 파라미터는 (4c), (6a), (9b)에서 $\Lambda_x, \Lambda_l, \Lambda_0, k_s, \Gamma_m$ 은 모두 1.0으로 두었다. 초기 흔들림 각은 0.01 rad , 부하의 초기 값은 1 kg 으로 두고, 샘플링 시간은 50 ms 로 하였으며, 트롤리는 40 m 까지 주행, 로프는 초기 2.0 m 에서 8.0 m 까지 권상된다. 기준 궤적은 (15a), (15b)의 속도 프로파일을 이용하였으며, $t_a=10$, $t_c=10.667$, $t_d=10$, 그리고 $t_{la}=0.8$, $t_{lc}=0.7$, $t_{ld}=0.8$ 로 각각 설정하였다. 그리고 외란은 트롤리 방향의 강풍으로 (15c)와 같이 두었다.

$$\dot{r}_r = \frac{v_{x\max}}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{t_a} t \right), \quad 0 \leq t \leq t_a \quad (15a)$$

$$\dot{r}_r = \frac{v_{x\max}}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi}{t_d} (t - t_a - t_c) \right), \quad t_a + t_c \leq t \leq t_d$$

$$\dot{r}_l = \frac{v_{l\max}}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{t_{la}} t \right), \quad 0 \leq t \leq t_{la} \quad (15b)$$

$$\dot{r}_l = \frac{v_{l\max}}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi}{t_{ld}} (t - t_{la} - t_{lc}) \right), \quad t_{la} + t_{lc} \leq t \leq t_{ld}$$

$$\begin{cases} f_{w1} = -10N, & 22 \leq t \leq 24s \\ f_{w2} = 10N, & 26 \leq t \leq 28s \end{cases} \quad (15c)$$

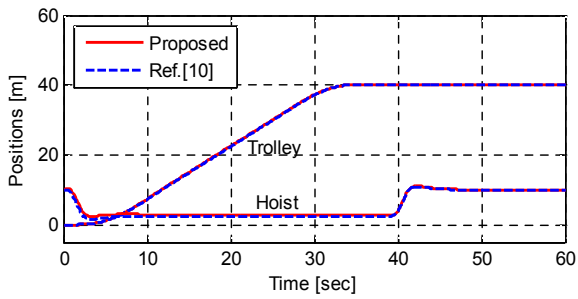
시뮬레이션 조건은 공칭 환경과 (15c)의 강풍이 작용되는 환경으로 2 가지 경우를 선정하였다. 그리고 흔들림 각 속도와 부하에 대한 사전 정보가 없는 상태에서 부하 질량의 초기 추정이 $\hat{m}_p(0) = 1 \text{ kg}$ 으로 적용되는 제시된 방법과 흔들림 각속도 정보를 사용하고 정확하게 알려진 부하가 적용되는 기존 방법[10]의 결과를 비교하였다.

먼저, 공칭 환경에서 두 방법의 결과를 그림 2에 나타내었다. 그림 2(a)에서 기존 방법과 제시된 방법 모두 우수한 트롤리 및 권상 위치 추종을 나타내며, 목표지점 근방에서 트롤리 위치를 y축 방향으로 확대하여 나타낸 그림 2(b)에서도 모두 급속한 트롤리 위치 추종을 보여 준다. 그리고 그림 2(c)에서 기존의 방법이 초기에 보다 급속한 흔들림 억제력을 보여 주나, 목표지점 근방에서는 두 방법 모두 우수한 흔들림 억제력을 보였다. 그리고 그림 2(d)에서 제시된 방

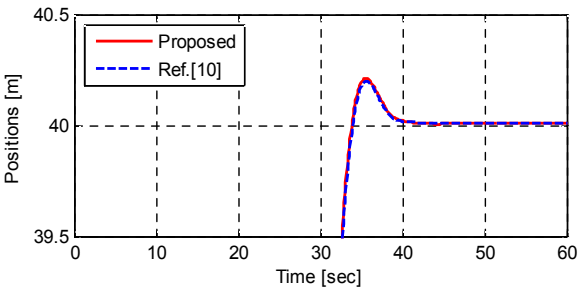
표 1. 공칭 크레인 시스템의 파라미터.

Table 1. Parameters of the nominal crane system.

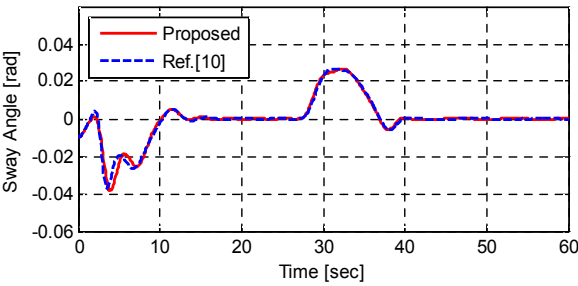
Mechanical property	Symbol	Value	Unit
Trolley system weights	m_t	36.0	kg
Hoist system weights	m_l	1.7	kg
Payload weights	m_p	15.0	kg
Rope length	l	10.0	m
Radius of gyration of payload	r_{xx}	0.1	m
Max. trolley velocity	$v_{x\max}$	1.5	m/s
Max. hoisting velocity	$v_{l\max}$	5.0	m/s



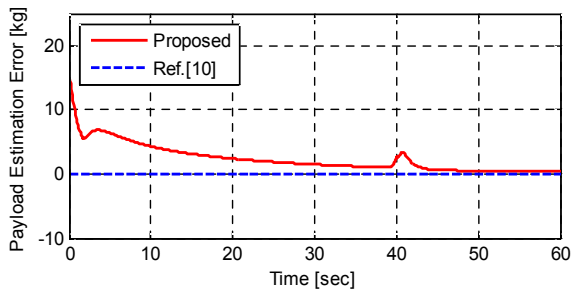
(a) Positionings.



(b) Zoom-in of trolley positionings.



(c) Sway motions.



(d) Estimation error of payload mass.

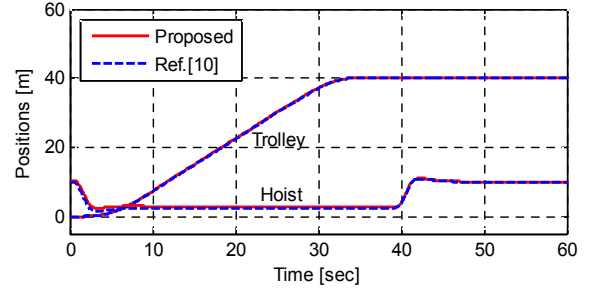
그림 2. 공칭 환경의 경우 제시된 방법과 [10]의 비교.

Fig. 2. Comparison of the proposed method with the one in [10] in the case of nominal environment.

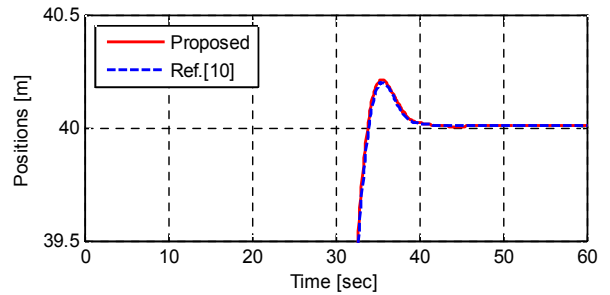
법에 의한 부하 추정 은 트롤리 운동에 둔감하게 반응하며, 느린 응답을 보였다.

강풍이 작용되는 환경에서 두 방법의 결과를 그림 3에 나타내었다. 그림 3(a)에서 기존 방법과 제시된 방법 모두 우수한 트롤리 및 권상 위치 추종을 나타내며, 목표지점 근방에서 그림 3(b)와 같이 모두 우수한 위치 추종을 보였다.

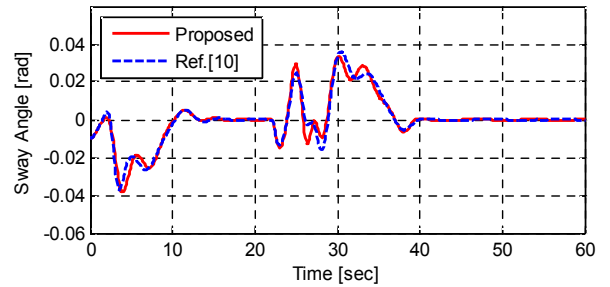
그림 3(c)에서는 기존의 방법이 초기에 보다 급속한 흔들림 억제를 나타내나, 목표지점 근방에서는 모두 우수한 성능을 보여 주며, 두 방법 모두 40초 이내 3 mrad의 우수



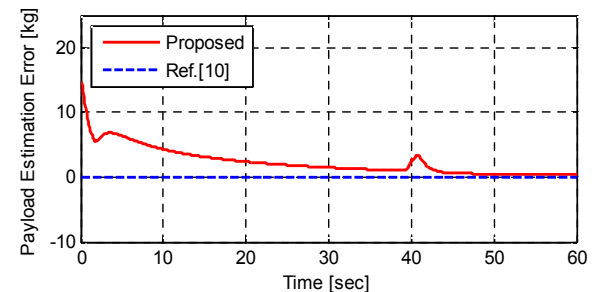
(a) Positionings.



(b) Zoom-in of trolley positionings.



(c) Sway motions.



(d) Estimation error of payload mass.

그림 3. (15c)의 강풍이 있는 경우 제시된 방법과 [10]의 비교.

Fig. 3. Comparison of the proposed method with the one in [10] in the case of existence of strong wind such as (15C).

한 흔들림 억제를 보였다. 그리고 그림 3(d)에서 제시된 방법에 의한 부하 추정도 공칭 환경에서의 그림 2(d)와 같은 응답을 보였다.

이상과 같이 제시된 SOSM 제어 방법의 적용 결과, 강풍이 작용되는 환경에서 흔들림 각속도 정보를 사용하지 않고 부하에 대한 큰 초기 추정오차가 적용되는 경우에도, 정확하게 획득되는 흔들림 각속도와 기지의 부하를 적용한 기존 방법에 비해, 위치 추종 및 흔들림 억제 성능의 저하가 거의 발생하지 않음을 확인하였다.

V. 결론

미지의 크레인 부하 및 흔들림 각속도를 갖는 크레인 시스템에 대해 피드백 선형화 방법에 기반하여 흔들림 각속도 피드백이 없는 SOSM 제어 방법을 제시하였다. 부하의 모멘트와 흔들림 각속도에 대한 제약 조건하에 부하 질량에 대한 선형 회귀 모델을 유도하고, 이에 기초하여 부하 추정기를 적용하였다. 제시된 방법을 적용한 시뮬레이션 결과, 강풍이 작용되는 환경에서 흔들림 각속도를 이용하지 않고, 부하에 대한 큰 초기 추정 오차를 인가하는 경우에도, 정확하게 알려진 흔들림 각속도 정보를 이용하고, 기지의 부하를 적용한 기존 방법에 비해, 트롤리 위치추종 및 흔들림억제 성능의 저하 없이 제어 가능성을 보였다. 향후, 선형회귀 모델 유도를 위한 가정의 완화 및 상태변수의 추정 관련 연구가 계속될 것이다.

REFERENCES

- [1] K. S. Hong, B. J. Park, and M. H. Lee, "Two-stage control for container cranes," *JSME International Journal, Series C*, vol. 43, no. 2, pp. 273-282, 2000.
- [2] J. Yi, N. Yubazaki, and K. Hirota, "Anti-swing and positioning control of overhead travelling crane," *Information Science: an Int. Journal*, vol. 155, no. 1-2, pp. 19-42, 2003.
- [3] H. Omar and A. Nayfeh, "Anti-swing control of gantry and tower cranes using fuzzy and time -delayed feedback with friction compensation," *Shock and Vibration*, vol. 12, pp. 73-89, 2005.
- [4] B. G. Kim and S. W. Hong, "Input shaper design for tower crane in consideration of nonlinear coupled motions," *J. of the KSPE*, vol. 26, pp. 88-95, 2003.
- [5] H. Lee, "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, 2003.
- [6] H. Lee, Y. Liang, and D. Segura, "Sliding-mode anti-swing trajectory control for overhead cranes with high-speed load hoisting," *Trans. of ASME*, vol. 128, pp. 842-845, 2006.
- [7] M. S. Park, D. Chwa, and S. K. Hong, "Anti-sway tracking control of overhead cranes with system uncertainty and actuator nonlinearity using an fuzzy sliding mode control," *IEEE, Trans. on Industrial Electronics*, vol. 55, no. 11, pp. 3972-3984, 2008.
- [8] H. Park, D. Chwa, and K. S. Hong, "A feedback linearization control of container cranes: varying rope length," *International Journal of Control, Automation, and Systems*, vol. 5, no. 4, pp. 379-387, 2007.
- [9] W. B. Baek, "A study on the sway suppression control of container cranes," *Journal of KSMTE*, vol. 21, no. 2, pp. 109-115, 2012.
- [10] W. B. Baek, "Anti-sway tracking control of container

cranes with friction compensation," *Journal of KSMTE*, vol. 21, no. 6, pp. 878-884, 2012.

- [11] L. A. Tuan, S.-G. Lee, V.-H. Dang, S. C. Moon, and B. S. Kim, "Partial feedback linearization control of a three-dimensional overhead crane," *International Journal of Control, Automation, and Systems*, vol. 11, no. 4, pp.718-727, 2013.
- [12] W. B. Baek and J.-S. Lim "Adaptive variable structure control of container cranes with unknown payload and friction," *Journal of Institute of Control, Robotics and Systems (in Korean)*, vol. 20, no. 10, pp. 1008-1013, 2014.



백 운 보

1985년 부산대학교 기계공학과 졸업 (공학사). 1987년 동 대학원 기계공학과(공학석사). 1992년 동 대학원 기계공학과(공학박사). 1993년~2001년 삼성중공업 기계전자연구소 근무. 2002년~현재 동의대학교 메카트로닉스공학과 교수. 관심분야는 지능 로봇, 건설 비선형 제어, 자동차 지능제어 등.