

# 미지의 부하와 마찰을 갖는 컨테이너 크레인의 적응 가변구조제어

## Adaptive Variable Structure Control of Container Cranes with Unknown Payload and Friction

백운보\*, 임중선  
(Woon-Bo Baek<sup>1,\*</sup> and Joong-Seon Lim<sup>1</sup>)

<sup>1</sup>Department of Mechatronics Engineering, Dong-eui University

**Abstract:** This paper introduces an adaptive anti-sway tracking control algorithm for container cranes with unknown payloads and friction between the trolley and the rail. If the friction effects in the system can be modeled, there is an improved potential to design controllers that can cancel these effects. The proposed control improves the sway suppressing and the positioning capabilities of the trolley and hoisting against uncertain payload and friction. The variable structure controls are first designed based on a class of feedback linearization methods for the stabilization of the under-actuated sway dynamics. The adaptation mechanism are then designed with parameter estimation of unknown payload and friction compensation for the trolley and hoisting, based on Lyapunov stability methods for the accurate positioning and fast attenuation of trolley oscillation due to frictions in the vicinity of the target position. The asymptotic stability of the overall closed-loop system is assured irrespective of variations of rope length. Simulations are shown under various frictions and external winds in the case of no priori information of payload mass.

**Keywords:** container cranes, sway suppression, variable structure control, friction compensation, unknown payload

### I. 서론

컨테이너크레인을 이용한 신속하고 정확한 하역작업에서 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[1]. 이는 크레인이 트롤리와 권상의 2개 구동으로 트롤리와 권상 위치, 그리고 흔들림 각의 3 자유도 시스템을 제어하는 부족구동(under-actuated) 시스템이기 때문이다. 그리고 트롤리와 레일사이의 건 마찰(dry friction) 크레인 부하(payload) 변동, 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, 퍼지제어 방법, 그리고 비선형제어를 이용하는 방법으로 크게 나누어 볼 수 있다. 선형제어 방법에서는 트롤리 및 권상운동과 흔들림의 간섭을 선형화하여 제어기를 설계한 후 이를 추정하여 보상하거나 외란으로 취급하여 이에 강인한 제어기를 설계하

는 방법이 주로 연구되었다. 퍼지제어를 이용한 방법[2,3]은 전문가의 지식을 활용하거나 흔들림 억제를 위한 퍼지 보상을 결합하는 방법 등이 연구되었다. 비선형제어 방법으로는 일반화된 상태공간모델에서 적응 및 가변구조제어[4,5] 및 이들과 퍼지제어를 결합한 방법[6]이 있으며 일정 권상 길이의 경우 점근적 안정성을 보였으나, 권상 속도를 갖는 경우는 제약된 안정성을 보였다. [7]에서는 피드백 선형화(feedback linearization) 방법으로 임의의 권상 속도를 갖는 경우 내부 동역학의 안정성을 보였으며, 피드백 선형화에 기반한 에너지함수 방법을 이용하여 점근적 안정성을 보였다. [8]에서 단순 스윙함수를 사용한 가변구조제어(VSC: Variable Structure Control) 방법으로 바람 등의 외란에 대한 강인한 성능을 보였으며, [9]에서는 트롤리와 레일사이의 건 마찰을 포함한 마찰모델에 대한 보상을 갖는 적응가변구조제어(AVSC: Adaptive VSC) 방법을 제시하고 효과적인 트롤리 위치추종 및 잔류 흔들림억제 성능을 보였으나, 이들 연구[8,9]에서는 정확하게 알려진 부하를 갖는 모델에 적용하였다.

본 연구에서는 미지의 크레인 부하와 마찰보상을 갖는 크레인에 대한 흔들림 억제 제어방법을 제시한다. 본 논문의 주요 내용 및 구성은 다음과 같다. II 장에서는 적용된 크레인 모델에 대해 기술하고, III 장에서는 [9]에서 고려되지 않았던 권상 마찰보상을 포함하고 리아프노프 안정성 방법에 근거하여 크레인 부하 및 마찰추정에 기초한 AVSC 방법을 제시한다. IV 장에서 다양한 마찰 및 강풍 등의 외란 및 미지의 부하가 존재하는 경우에 대한 시뮬레이션을

\* Corresponding Author

Manuscript received August 5, 2014 / revised September 3, 2014 / accepted September 12, 2014

백운보, 임중선: 동의대학교 메카트로닉스공학과  
(wbbaek@deu.ac.kr/jslim@deu.ac.kr)

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

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 운동방정식[9]에 마찰력 모델[10]을 포함하여 나타내면 다음과 같다.

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

$$m_p\ddot{x}\sin\theta + (m_t + m_p)\ddot{l} - m_p\dot{l}\ddot{\theta} - m_p g \cos\theta + f_{dl} = F_l \quad (1b)$$

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

여기서

$$f_{dx} = Y_1^T \Phi_1, \quad f_{dl} = Y_2^T \Phi_2, \quad (1d)$$

$$\Phi_1 = [k_{vx} \ k_{cx} \ k_{rx}]^T, \quad \Phi_2 = [k_{dl} \ k_d \ k_{rl}]^T \quad (1e)$$

$$Y_1 = [\dot{x}, \tanh(\dot{x}/\eta_x), \tanh(\dot{x}/\eta_x - h_x \tanh(\dot{x}/\eta_x))]^T \quad (1f)$$

$$Y_2 = [\dot{l}, \tanh(\dot{l}/\eta_l), \tanh(\dot{l}/\eta_l - h_l \tanh(\dot{l}/\eta_l))]^T \quad (1g)$$

여기서,  $x, l$ 는 각각 트롤리 및 권상 로프의 위치,  $\theta$ 는 컨테이너의 흔들림 각,  $m_t, m_p, m_p$ 는 각각 트롤리, 권상 시스템, 부하의 질량,  $I$ 는 부하의 관성모멘트,  $g$ 는 중력가속도로,  $I/m_p l^2 \ll 1, |\theta| < \pi/2$  로 둔다.  $F_x, F_l$ 은 각각 트롤리, 권상 구동제어입력,  $f_{dx}, f_{dl}$ 은 마찰력,  $\Phi_1, \Phi_2$ 는 마찰관련 매개변수이다. (1f), (1g)에서  $h_x, \eta_x, h_p, \eta_l \in R^+$ 이며, 그 첫째 항은 점성마찰, 둘째 항은 쿨롱마찰, 셋째 항은 Stribeck 효과를 나타낸다.  $r = [x, l]^T, F = [F_x, F_l]^T, f_d = [f_{dx}, f_{dl}]^T$ 로 두면, 구동부 (1a), (1b)는 다음과 같이 정리된다.

$$\ddot{r} = P(F + \bar{W} - f_d) \quad (2a)$$

여기서

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

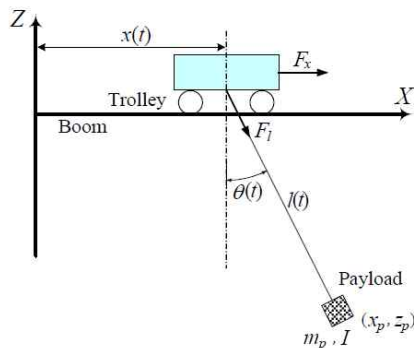


그림 1. 트롤리 운동에 의한 컨테이너의 흔들림.  
Fig. 1. Sway of the container by trolley movement.

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

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

$$a = m_p l / (m_p l^2 + I) \in R^+ \quad (2e)$$

여기서  $I/m_p l^2 \ll 1$  로 두면 다음과 같다.

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

## III. AVSC 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. (2a)에서  $f_d = 0$ 인 경우, 안정한 폐루프 시스템이 되는 VSC는 다음과 같다[9].

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

여기서

$$k_d = 2A_r, \quad k_p = A_r^2, \quad A_r = \text{diag}[A_x, A_l] \quad (4b)$$

$$A_x, A_l \in R^+, \quad W = P \bar{W}, \quad F_s = [f \ 0]^T \quad (4c)$$

$$f = \frac{1}{a \cos \theta} (A_l \dot{\theta} + A_0 \theta) + k_s \phi + |\omega_d| \text{sgn}(\phi) \quad (4d)$$

여기서

$$\phi = \dot{\theta} + A_1 \theta + A_0 \int \theta dt, \quad A_1, A_0, k_s \in R^+ \quad (5a)$$

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

$$\text{sgn}(\phi) = \begin{cases} 1 & \text{if } \phi > 0 \\ 0 & \text{if } \phi = 0 \\ -1 & \text{if } \phi < 0 \end{cases} \quad (5c)$$

그러면 (1a), (1b), (1c), (5a)로부터 (5d)와 같다.

$$\dot{\phi} = -a \cos \theta (f + \omega_d) + A_1 \dot{\theta} + A_0 \theta \quad (5d)$$

그리고 (4d), (5a), (5d)로부터 다음과 같다.

$$\phi \dot{\phi} = -a \cos \theta \phi (|\omega_d| \text{sgn}(\phi) + \omega_d + k_s \phi) \quad (6a)$$

$$\leq -a \cos \theta k_s \phi^2 \quad (6b)$$

여기서  $a \cos \theta k_s \in R^+$ 이므로  $\phi$ 는 유한한 시간 내에 0에 도달하고, 이에 따라 (4d)의  $f$ 가 0으로 수렴하게 된다. 그리고 (2a), (4a)로부터 (7)과 같다. 따라서 모든 위치오차는 0으로 수렴한다[9]. 이에 따라 제어 (4a)를 갖는 시스템 (1a), (1b), (1c)는 점근적으로 안정하다.

$$\ddot{e} + 2A_r \dot{e} + A_r^2 e = [f, 0]^T \quad (7)$$

그리고 부하 추정에 기초한  $\hat{W}$ , 그리고 트롤리 및 권상 마찰 보상  $f_r$ 를 갖는 AVSC를 다음과 같이 설계한다.

$$F_s = \begin{pmatrix} f \\ 0 \end{pmatrix} + \widehat{W} + f_r \quad (8a)$$

여기서

$$\widehat{W} = P Y_m \widehat{m}_p, \quad \dot{\widehat{m}}_p = -\Gamma_m (P\epsilon)^T Y_m \quad (8b)$$

$$P = M_c^{-1}, \quad \epsilon = (\epsilon_x, \epsilon_l)^T = \dot{e} + A_r e, \quad \Gamma_m \in R^+ \quad (8c)$$

$$M_c = \begin{bmatrix} m_t & 0 \\ 0 & m_l \end{bmatrix} + \widehat{m}_p \begin{bmatrix} 1 - \cos^2 \theta & \sin \theta \\ \sin \theta & 1 \end{bmatrix} \quad (8d)$$

여기서

$$f_r = [f_{r1}, f_{r2}]^T = P [Y_1^T \widehat{\Phi}_1, Y_2^T \widehat{\Phi}_2]^T \quad (9a)$$

$$\dot{\widehat{\Phi}}_i = -(\epsilon_x p_{1i} + \epsilon_l p_{2i}) \Gamma_i Y_i \quad (9b)$$

$$\Gamma_i = \text{diag}[\gamma_{ij}], \quad \gamma_{ij} \in R^+, \quad i = 1, 2, \quad j = 1, 2, 3 \quad (9c)$$

참고로 (8b)의 적응이득  $\Gamma_m$ 의 과도한 증대는  $\widehat{m}_p$ 의 요동을 야기할 수 있고, (9a)는 [9]에서 고려되지 않은 편상보상  $f_{r2}$ 를 포함한다. 그러면 (2a), (4a), (8a)로부터 다음과 같다.

$$\ddot{e} + k_d \dot{e} + k_p e = f_r - P f_d + \widehat{W} - P \overline{W} \quad (10a)$$

여기서

$$f_d = [Y_1^T \widehat{\Phi}_1, Y_2^T \widehat{\Phi}_2]^T, \quad \overline{W} = Y_m m_p \quad (10b)$$

그리고 (8c), (10a), (10b)로부터 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\epsilon}_x &= \ddot{e}_x + A_x \dot{e}_x = -A_x \epsilon_x + f_{r1} - p_{11} Y_1^T \widehat{\Phi}_1 \\ &\quad - p_{12} Y_2^T \widehat{\Phi}_2 + \widehat{W}_1 - (p_{11} Y_{m1} + p_{12} Y_{m2}) m_p \end{aligned} \quad (11a)$$

$$\begin{aligned} \dot{\epsilon}_l &= \ddot{e}_l + A_l \dot{e}_l = -A_l \epsilon_l + f_{r2} - p_{21} Y_1^T \widehat{\Phi}_1 \\ &\quad - p_{22} Y_2^T \widehat{\Phi}_2 + \widehat{W}_2 - (p_{21} Y_{m1} + p_{22} Y_{m2}) m_p \end{aligned} \quad (11b)$$

(12)의 리아프노프 함수를 적용하면 (6a), (6b), (8b), (9a), (9b), (11a), (11b)로부터 (13)과 같다.

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{2} \phi^T \phi + \frac{1}{2} \epsilon^T \epsilon + \frac{1}{2} \widetilde{\Phi}_1^T \Gamma_1^{-1} \widetilde{\Phi}_1 \\ &\quad + \frac{1}{2} \widetilde{\Phi}_2^T \Gamma_2^{-1} \widetilde{\Phi}_2 + \frac{1}{2} \widetilde{m}_p^T \Gamma_m^{-1} \widetilde{m}_p \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \dot{\phi} \dot{\phi} + \epsilon_x \dot{\epsilon}_x + \epsilon_l \dot{\epsilon}_l + \widetilde{\Phi}_1^T \Gamma_1^{-1} \dot{\widetilde{\Phi}}_1 \\ &\quad + \widetilde{\Phi}_2^T \Gamma_2^{-1} \dot{\widetilde{\Phi}}_2 + \widetilde{m}_p^T \Gamma_m^{-1} \dot{\widetilde{m}}_p \\ &= -a \cos \theta \phi (\omega_d + |\omega_d| \text{sgn}(\phi) + k_s \phi) \\ &\quad - \epsilon^T A_r \epsilon + \epsilon_x f_{r1} + \epsilon_l f_{r2} - (\epsilon_x p_{11} + \epsilon_l p_{21}) Y_1^T \widehat{\Phi}_1 \\ &\quad - (\epsilon_x p_{12} + \epsilon_l p_{22}) Y_2^T \widehat{\Phi}_2 - (\Phi_1^T - \widehat{\Phi}_1^T) \Gamma_1^{-1} \dot{\widehat{\Phi}}_1 \\ &\quad - (\Phi_2^T - \widehat{\Phi}_2^T) \Gamma_2^{-1} \dot{\widehat{\Phi}}_2 - \epsilon_x (p_{11} Y_{m1} + p_{12} Y_{m2}) m_p \\ &\quad + \epsilon_x \widehat{W}_1 - \epsilon_l (p_{21} Y_{m1} + p_{22} Y_{m2}) m_p + \epsilon_l \widehat{W}_2 \\ &\quad - (m_p - \widehat{m}_p) \Gamma_m^{-1} \dot{\widehat{m}}_p \\ &\leq -a \cos \theta k_s \phi^2 - \epsilon^T A_r \epsilon + \epsilon_x f_{r1} + \epsilon_l f_{r2} \\ &\quad - (\epsilon_x p_{11} + \epsilon_l p_{21}) Y_1^T \widehat{\Phi}_1 - (\epsilon_x p_{12} + \epsilon_l p_{22}) Y_2^T \widehat{\Phi}_2 \\ &\quad - \epsilon_x (p_{11} Y_{m1} + p_{12} Y_{m2}) \widehat{m}_p + \epsilon_x \widehat{W}_1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &- \epsilon_l (p_{21} Y_{m1} + p_{22} Y_{m2}) \widehat{m}_p + \epsilon_l \widehat{W}_2 \\ &= -a \cos \theta k_s \phi^2 - \epsilon^T A_r \epsilon \end{aligned} \quad (13)$$

여기서  $a \cos \theta k_s \in R^+$ ,  $A_r = \text{diag}[A_x, A_l]$ ,  $A_x, A_l \in R^+$ 이므로 오차  $\phi, \epsilon_x, \epsilon_l$ 는 유한한 시간 내에 0에 수렴한다.

#### IV. 시뮬레이션 결과

시뮬레이션에 사용된 크레인 시스템은 표 1과 같고, 표 1에서  $m_p l^2 \gg I$  이므로 (2f)의  $\overline{W}$  를 적용한다. 적용된 제어 파라미터는 표 2와 같이 (4b)에서  $A_x, A_l$ , (5a)에서  $A_1, A_0$ ,  $k_s$ , (8b)에서  $\Gamma_m$ 의 값은 모두 1.0으로, (9b)에서  $\Gamma_1, \Gamma_2$ 는 각각  $2I_3, I_3$ 로 두었다. 부하의 초기 값은 1kg, (1e)에서 모든 초기 값은 0.1로, (1f), (1g)에서  $\eta_x = \eta_l = 100$ ,  $h_x = h_l = 10$ 으로, 샘플링 시간은 50ms로 하였으며, 트롤리 주행은 40m, 권상 로프는 2.5m에서 10.0m까지 운전하였다. 기준궤적은 (14a), (14b)를 적용하고,  $t_a = 10$ ,  $t_c = 10.67$ ,  $t_d = t_a + t_c + 10$ ,  $t_{la} = 0.8$ ,  $t_{lc} = 0.7$ ,  $t_{ld} = t_{la} + t_{lc} + 0.8$ 로 각각 설정하였다.

$$\begin{aligned} \dot{r}_r &= \frac{v_{x\max}}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{t_a} t \right), \quad 0 \leq t \leq t_a \\ \dot{r}_r &= \frac{v_{x\max}}{2} \left( 1 + \cos \frac{\pi}{t_d} (t - t_a - t_c) \right), \quad t_a + t_c \leq t \leq t_d \end{aligned} \quad (14a)$$

$$\begin{aligned} \dot{r}_l &= \frac{v_{l\max}}{2} \left( 1 - \cos \frac{\pi}{t_l} t \right), \quad 0 \leq t \leq t_{la} \\ \dot{r}_l &= \frac{v_{l\max}}{2} \left( 1 + \cos \frac{\pi}{t_{ld}} (t - t_{la} - t_{lc}) \right), \quad t_{la} + t_{lc} \leq t \leq t_{ld} \end{aligned} \quad (14b)$$

크레인 운전환경은 표 3과 같이, Case (1)의 마찰모델-A, Case (2)의 쿨롱마찰 요소가 강한 마찰모델-B, Case (3)의 트롤리 방향의 강풍으로 3개 요소를 고려하였다. 시뮬레이션 조건은 표 4와 같이, 표 3의 운전환경과 부하의 초기 추

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
Moment of Inertia of payload	$I$	0.05	kgm <sup>2</sup>
Max. trolley velocity	$v_{x\max}$	1.5	m/s
Max. hoisting velocity	$v_{l\max}$	5.0	m/s

표 2. 제어 시스템의 파라미터.

Table 2. Parameters of the control system.

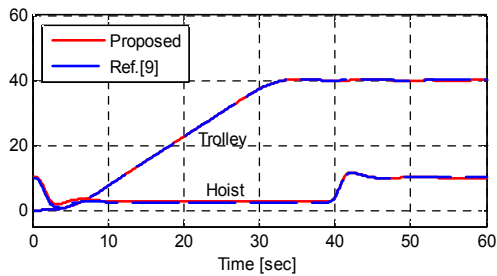
Symbol	Values	Symbol	Values
$A_x$	1.0	$A_1$	1.0
$A_l$	1.0	$A_0$	1.0
$k_s$	1.0	$\Gamma_m$	1.0
$\Gamma_1$	$2I_3$	$\Gamma_2$	$I_3$

표 3. 크레인 시스템 운전 환경.

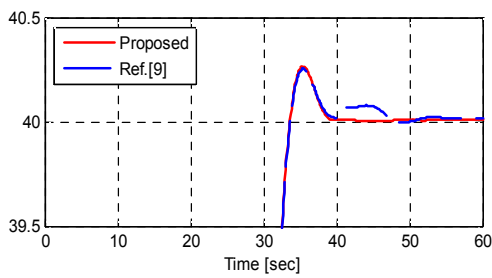
Table 3. Operational environments of crane system.

No.	Op. Environments	Details
Case (1)	Friction Model-A	$k_{vx}=k_{vt}=3.0, k_{rx}=k_{rt}=1.0,$ $k_{cx}=k_{ct}=1.0$ in Eq. (10c)
Case (2)	Friction Model-B	$k_{vx}=k_{vt}=1.0, k_{rx}=k_{rt}=1.0,$ $k_{cx}=k_{ct}=3.0$ in Eq. (10c)
Case (3)	External Winds	$f_{w1} = -10N, 22 \leq t \leq 24s$ $f_{w2} = 10N, 26 \leq t \leq 28s$

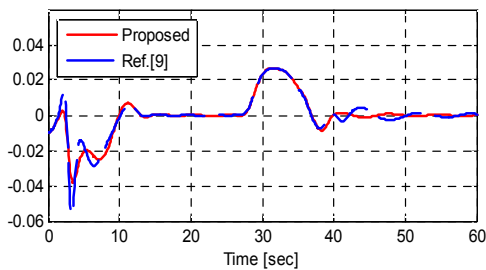
정값의 조합으로 4가지 경우를 선정하였다. 먼저, Case (i)의 경우, 즉 마찰모델-A를 적용하고 기지의 부하를 갖는 경우의 결과를 그림 2에 나타내었다. 그림 2(a)에서 기존 방법[9]과 제시된 방법 모두 우수한 트롤리 및 권상 위치추종을 나타낸다. 하지만 목표지점 근방에서 트롤리 위치를 y축 방향으로 확대하여 나타낸 그림 2(b)에서, 제시된 방법은 급속한 트롤리 위치추종을 보여 주나, [9]의 방법은 약 45초 이내 30mm 트롤리 오차 유치가 가능함을 보여 준다. 그리고 그림 2(c)에서 제시된 방법이 급속한 흔들림 억제를 보여 주나, 두 방법 모두 우수한 흔들림 억제를 보였다.



(a) Positionings.



(b) Zoom-in of Trolley positionings.



(c) Sway motion.

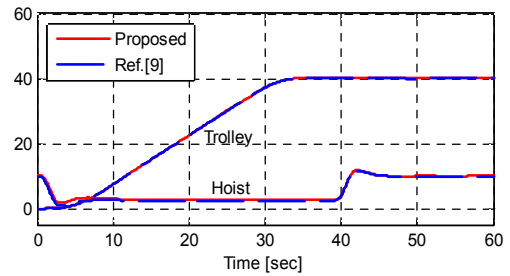
그림 2. Case (i)의 경우 제시된 방법과 기존 연구[9]의 비교.  
Fig. 2. Comparison of the proposed method with the one in [9] in the case of (i).

표 4. 시뮬레이션 조건.

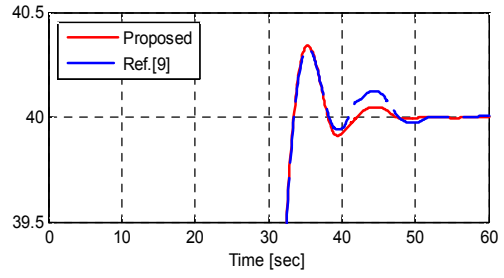
Table 4. Condition of simulation.

Case	Basic model	Details with payload estimations
(i)	Friction Model-A	Case (1) in Table 3, $\hat{m}_p(0) = 15kg$
(ii)	Friction Model-B	Case (2) in Table 3, $\hat{m}_p(0) = 15kg$
(iii)	Friction Model-A & External Winds	Case (1) & Case (3) in Table 3 $\hat{m}_p(0) = 1kg$ or $\hat{m}_p(0) = 15kg$
(iv)	Friction Model-B & External Winds	Case (2) & Case (3) in Table 3 $\hat{m}_p(0) = 1kg$ or $\hat{m}_p(0) = 15kg$

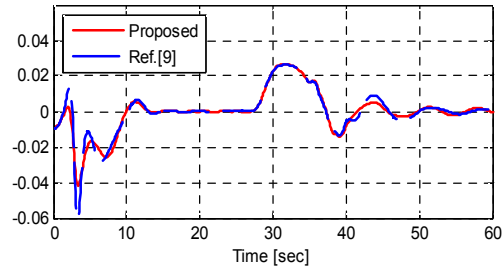
Case (ii)의 경우, 즉 쿨롱마찰 요소가 강한 마찰모델-B를 적용하고 기지의 부하를 갖는 경우, 그 결과를 그림 3에 나타내었다. 그림 3(a)에서, Case (i)과 마찬가지로 두 방법 모두 우수한 위치추종을 보여 준다. 그림 3(b)에서 목표 트롤리 지점 근방에 도달했을 때 제시된 방법이 급속한 추종을 보여 주나, 두 방법 모두 약 47초 이내 30mm 이내 트롤리 오차 유치가 가능함을 보였다. 그림 3(c)에서 [9]의 방법의 경우 큰 초기 흔들림을 나타내나, 두 방법 모두 효과적인 흔들림 억제를 보이며, 약 47초 이내 3 mrad 흔들림 억제가 가능함을 보여 주었다. 이상과 같이 쿨롱마찰이 강하게 적



(a) Positionings.



(b) Zoom-in of Trolley positionings.

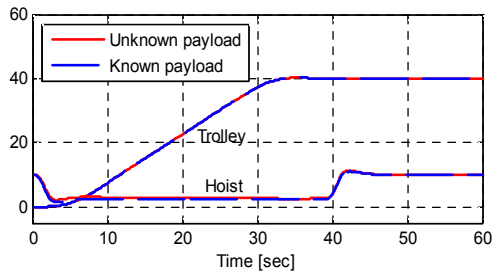


(c) Sway motion.

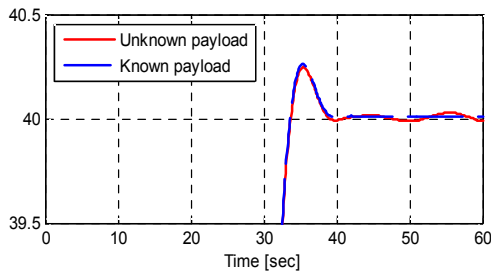
그림 3. Case (ii)의 경우 제시된 방법과 기존 연구[9]의 비교.  
Fig. 3. Comparison of the proposed method with the one in [9] in the case of (ii).

용된 경우에도, 권상 마찰보상을 추가하는 제시된 방법에 의해 목표 트롤리 지점근방에서 트롤리 위치추종 및 흔들림 억제 성능이 개선될 수 있음을 보였다.

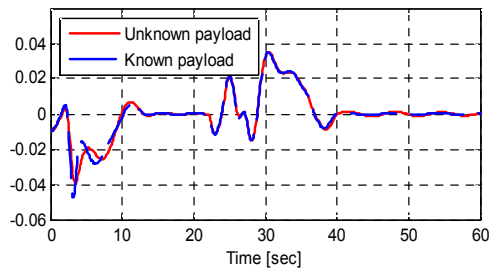
Case (iii)의 경우, 즉 강풍과 함께 마찰모델-A를 적용하는 경우, 제시된 AVSC의 적용 결과를 그림 4에 나타내었다. 부하의 질량이 알려지지 않은 상태에서 초기 추정값을  $1\text{kg}$ 으로 한 경우와  $\hat{m}_p(0)=15\text{kg}$ , 즉 정확하게 알고 있는 부하를 적용한 경우를 비교하였다. 그림 4(a)에서 모두 우수한 위치 추종을 보이며, 두 경우 모두, 약 40초 이내 그림 4(b)에서 30mm의 트롤리 위치오차, 그림 4(c)에서 3 mrad의 흔들림억제를 보였다. 그림 4(d)에서 부하추정은 트롤리 운동에는 비교적 둔감하며, 권상운동, 즉 권상 로프 길이에 민감하게 응답함을 보였다.



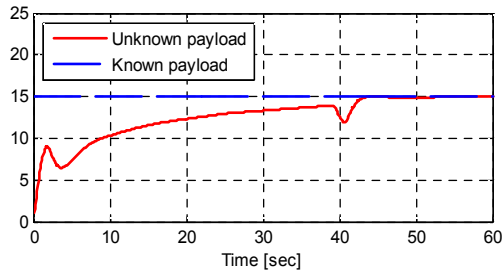
(a) Positionings.



(b) Zoom-in of Trolley positionings.



(c) Sway motion.



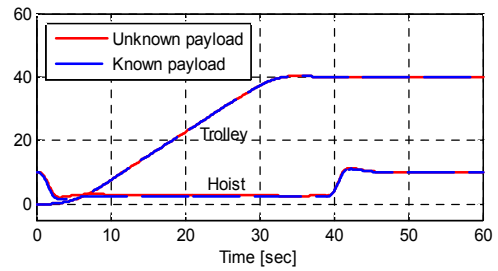
(d) Estimated payload.

그림 4. Case (iii)의 경우 제시된 방법의 적용.

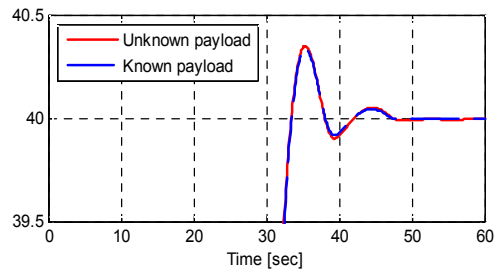
Fig. 4. Applications of the proposed method in the case of (iii).

Case (iv)의 경우, 즉 강풍과 함께 마찰모델-B를 적용하는 경우에 제시된 AVSC의 적용 결과를 그림 5에 나타내었다. Case (iii)과 마찬가지로 두 경우 모두 그림 5(a)에서 우수한 위치추종을 보였으며, 그림 5(b)와 같이 목표 위치 근방에서 약 47초 이내 30mm 트롤리 오차 유지가 가능함을 보였다. 그림 5(c)에서 초기 추정값을  $1\text{kg}$ 으로 적용한 경우, 정확하게 알고 있는 부하를 적용한 경우에 비해 느린 초기 응답을 나타내나, 모두 약 47초 이내 3 mrad의 흔들림 억제 성능을 보였다. 그리고 그림 5(d)의 부하 추정도 Case (iii)과 같은 응답을 나타내었다.

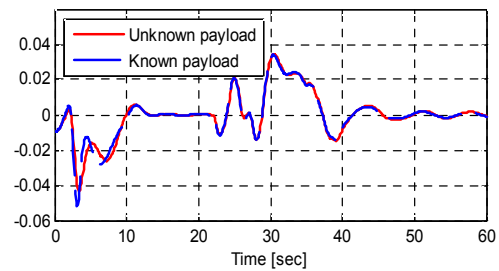
이상과 같이 제시된 AVSC 방법의 적용 결과, 마찰모델 및 강풍이 작용되는 환경에서 큰 초기 추정오차를 갖는 부하를 인가해도, 정확하게 알고 있는 부하를 인가한 경우에



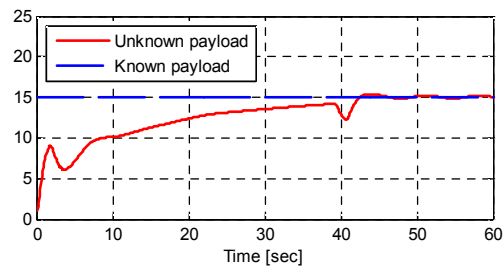
(a) Positionings.



(b) Zoom-in of Trolley positionings.



(c) Sway motion.



(d) Estimated payload.

그림 5. Case (iv)의 경우 제시된 방법의 적용.

Fig. 5. Applications of the proposed method in the case of (iv).

비해 위치추종 및 흔들림억제 성능의 저하가 거의 발생하지 않음을 확인하였다.

### V. 결론

기존 연구[9]에서 고려되지 않았던 권상 마찰보상을 추가로 적용하고, 미지의 크레인 부하 및 마찰모형을 갖는 크레인 시스템에 대해 리아프노프 안정성 방법에 근거하여 부하 및 마찰추정에 기초한 AVSC 설계방법을 제시하였다. 시뮬레이션 결과, 권상 마찰보상을 추가하는 방법에 의해 트롤리 위치추종 및 흔들림억제 성능이 개선될 수 있음을 보였다. 그리고 마찰 및 강풍을 포함한 외란이 작용되는 환경에서 제시된 AVSC 방법의 적용 결과, 부하에 대한 큰 초기 추정오차를 갖는 경우에도, 정확하게 알려진 부하를 사용한 경우에 비해 특별한 성능저하 없이 제어 가능함을 보였다. 향후, 선형 파라미터화 및 불확실한 매개변수의 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] 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.
- [5] 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.
- [6] 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.
- [7] H. Park, D. Chwa, and K. S. Hong, "A feedback linearization control of container cranes: varying rope length," *Int. Journal of Control, Automation, and Systems*, vol. 5, no. 4, pp. 379-387, 2007.
- [8] W. B. Baek, "A study on the sway suppression control of container cranes," *Journal of KSMTE*, vol. 21, no. 2, pp. 109-115, 2012.
- [9] W. B. Baek, "Anti-sway tracking control of container cranes with friction compensation," *Journal of KSMTE*, vol. 21, no. 6, pp. 878-884, 2012.
- [10] Y. Fang, B. Ma, P. Wang, and X. Zhang, "A motion planning-based adaptive control for an under-actuated crane system," *IEEE Trans on Control System Technology*, vol. 20, no. 1, pp. 241-248, 2012.



**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, 견실 비선형 제어, 자동차 지능제어 등.



**임 중 선**

1983년 서강대학교 물리학과 졸업(이학사). 1999년 동 대학원 정보통신공학과(공학석사). 2013년 한양대학교 산업공학과(공학박사). 1983년~1984년 (주)효성. 1984년~2005년 (주)LG CNS 근무. 2012년~2013년 영산대학교 초빙교수. 2014년~현재 동의대학교 메카트로닉스공학과 교수. 관심분야는 Smart Car, ITS, U-City 등.