

불확실성 요소를 갖는 3D 크레인 시스템의 강인적응제어

論 文

57-1-18

Robust Adaptive Control of 3D Crane Systems with Uncertainty

鄭相鐵* · 金東源* · 曹賢哲† · 李炯基**

(Sang Chul Jeong · Dong Won Kim · Hyun Cheol Cho · Hyung Ki Lee)

Abstract - This paper presents robust and adaptive control method for complicated three dimensional crane systems with uncertain effect. We consider an overhead crane system in which a trolley located on its top is moved to x- and y-axis independently. We first approximate the complicated crane model through linearization approach to simply construct a PD control and then design an adaptive control system for compensating modeling error and control deviation which is feasibly occurred due to system perturbation in practice. An adaptive control scheme is analytically derived using Lyapunov stability theory for a given bound of system perturbation. We accomplish numerical simulation for evaluation of the proposed control system and demonstrate its superiority comparing with the traditional control strategy.

Key Words : Crane systems, Robust adaptive control, Lyapunov theory, Model based control, System perturbation

1. 서 론

크레인 시스템은 항만 터미널이나 무거운 물체를 이송하는 산업현장에서 널리 사용되는 중요한 산업장비 중의 하나이다. 지금까지 다양한 구조와 특성을 갖는 크레인 시스템이 개발되고 있으며 산업현장에 널리 보급되고 있다. 또한 현대제어 기법의 발전으로 인하여 이런 복잡한 기계 시스템에 대하여 보다 향상된 제어성능을 위한 연구가 현재 활발히 진행되고 있다.

Yu 등은 오버헤드 크레인 시스템을 선형화하여 시간 스케일 제어기법을 개발하여 크레인 제어를 구성하였으며 [1], Yoshida 등은 포화(saturating) 제어기법으로 선형화 크레인 시스템 제어를 연구하였다 [2]. 또한 선형화 모델을 이용하여 정확한 시스템 정보를 획득한 후 적응제어기에 사용하는 제어기법을 개발하였다[3]. Moustafa 등은 케한 선형화기법을 이용하여 복잡한 비선형 크레인을 상태공간 표현법으로 근사화하여 선형 제어기를 설계하였으며 선형 시스템 이론을 이용하여 시스템 동특성을 해석하였다[4]. Lee는 비선형 오버헤드 크레인에 대해 새로운 흔들림 방지 및 제어시스템을 구성하였다[5].

최근엔 보다 복잡한 비선형성을 갖는 크레인시스템에 대하여 다양한 제어이론이 적용되고 있다. Fantoni 등은 에너지 기반 목적함수를 도입한 passivity 기반 적응제어기를 구성하여 비선형 크레인제어에 응용하였으며[6], Fang 등은 크레인의 트롤리(trolley)와 부하의 결속력을 증가시키기 위

한 에너지 기반 제어이론을 적용하여, 비선형성에 대한 보조 제어입력을 산출하였다[7]. 또한 Cho 등은 신경회로망 알고리즘[8] 을 적용하여 크레인의 불확실성 요소에 대한 적응제어기를 개발하여 제어성능을 향상시켰다 [9]. 스프레더에 제어시스템을 부착하여 크레인의 흔들림 억제를 위한 실시간 실험에 대한 연구도 발표가 되었으며 [10], 또한 [11]과 [12]에서 2 자유도 서보제어기를 이용한 크레인의 흔들림 제어를 제안하였으며, 슬라이딩모드 제어기법을 이용한 산업용 천칭크레인의 추종제어에 관한 연구가 [13]에서 발표되었다. 또한 스프레더 상단에 컨테이너 크레인의 흔들림을 억제하는 방지장치에 관한 연구가 [14]에서 제안되었으며, LQ 제어기법 및 기타 여러 고급 제어기법들이 크레인 제어 및 모델링 연구에 적용이 되어왔다 [15], [16].

대부분의 크레인 제어시스템은 시스템의 수학적 모델이 복잡하여 이를 직접적으로 사용하여 제어기를 설계하는 것을 피하고 있다. 다시 말해, 주어진 크레인 시스템의 동특성을 잘 분석하여 근사화 과정을 거친 후 선형 시스템모델로 구한 다음 이를 바탕으로 잘 알려진 선형시스템 이론을 적용하여 제어기를 설계한다. 선형모델이 시스템 특성을 잘 보장한다 하더라도 실시간 구현에서 모델링 오차로 인하여 제어성능의 저하를 피할 수 없으며 특히 불확실성이나 시스템 섭동과 같은 요소가 발생할 경우 심각한 제어오차가 발생할 수가 있다. 따라서 모델링 오차나 시스템 섭동과 같은 불확실성 요소 등에 대한 해결을 제어시스템 설계단계에서 충분히 고려해야 한다.

본 논문은 모델기반 적응제어기법을 이용하여 복잡한 3차원 크레인 시스템의 제어에 적용한다. 크레인 시스템은 횡축과 종축의 두 방향으로 움직이는 트롤리가 시스템 상부에 위치해 있으며 크레인 로프 또한 가변되는 동특성을 가진다. 이 시스템의 운동방정식은 일반적으로 매우 복잡한 비선형 미분방정식으로 표현된다. 우선 이 비선형 방정식에

* 正 會 員 : 釜慶大學校 電氣 · 制御計測工學科 博士課程

** 正 會 員 : 釜慶大學校 電氣 · 制御計測工學科 教授

† 교신저자, 正會員 : 東亞大學校 電氣工學科 Post-Doc

E-mail : hyunccho@gmail.com

接受日字 : 2007年 8月 3日

最終完了 : 2007年 11月 5日

대하여 선형화하여 제어기를 구성한다. 이 경우 시스템 파라미터는 고정값으로 간주하여 공칭제어기를 구성한다. 하지만, 실시간에서 발생하는 선형화에 따른 모델링 오차와 시스템 섭동으로 인하여 발생하는 제어편차의 보상을 위한 강인적응제어기를 다음으로 설계한다.

본 논문에서의 크레인의 부하변화를 시스템 섭동으로 간주하였다. 일반적으로 크레인의 부하는 무부하에서부터 최대 허용중량을 가지고 있으며, 이 변화에 대한 강인적응형 보조제어기를 구현한다. 보조 제어기는 공칭제어기와 의 합으로 이루어져 전체 제어입력으로 구성되며 이것은 실시간에서 발생하는 제어오차를 보상하는데 목적이 있다. 본 논문은 Lyapunov 안정성 이론을 적용하여 보조 제어기를 설계한다.

제안한 제어알고리즘의 타당성 및 성능의 우수성을 검증하기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 실시하였다. 우선, 선형화 모델을 이용한 공칭제어기를 설계하며, 다음으로 섭동을 갖는 비선형 모델에 대하여 본 논문에서 제안한 제어기법을 적용하여 전체 제어시스템을 구성한다. 섭동과 모델링 오차를 고려하지 않은 공칭제어기법을 같은 조건의 시나리오에 대하여 각각 시뮬레이션을 실시하였으며 그 성능을 비교 분석하여 제안한 제어기법의 우수성을 입증한다. 또한 외란에 대해서도 제안한 제어기법의 강인성에 대해서도 시뮬레이션을 통하여 성능을 검증한다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2장에 크레인 시스템의 모델링과 선형화를 서술하며, 3장에서는 크레인 제어시스템을 설계한다. 4장에서 컴퓨터 시뮬레이션에 대한 결과와 검토를 서술하며 마지막으로 5장에서 결론이 주어진다.

2. 시스템 모델링 및 선형화

본 논문에서 다루는 3차원 크레인 시스템의 기구학적 모델은 그림 1과 같다. 시스템 상단부에 위치한 트롤리는 로프의 끝의 부하(payload)를 이송하며, 이 때 x 와 y 축 방향의 두 힘 f_x 와 f_y 가 각각 적용된다. 또한 로프 끝의 부하의 움직임도 이 두 방향에 대하여 흔들림이 발생하며, 마찬가지로 흔들림 각도 θ_x 와 θ_y 가 각각 발생한다. 이 시스템에서 부하는 스프레드에 장착되어 있으며 흔들림을 억제하기 위한 제어 액츄에이터가 부착되어 있으며, 두 방향에 대한 제어입력 u_x 와 u_y 가 각각 적용된다. 또한 로프의 길이 l 또한 동특성을 갖는 시스템 변수로 주어진다.

본 논문에서 고려한 3차원 크레인 시스템에 대한 운동방정식은 Lagrangian 모델링 기법을 이용하여 수학적으로 표현할 수 있으며, 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned}
 (m_x + m)\ddot{x} + ml\cos\theta_x\cos\theta_y\ddot{\theta}_x - ml\sin\theta_x\sin\theta_y\ddot{\theta}_y & \quad (1) \\
 + m\sin\theta_x\cos\theta_y\dot{l} + d_x\dot{x} + 2m\cos\theta_x\cos\theta_y\dot{\theta}_x & \\
 - 2m\sin\theta_x\sin\theta_y\dot{\theta}_y - ml\sin\theta_x\cos\theta_y\dot{\theta}_x^2 & \\
 - 2ml\cos\theta_x\sin\theta_y\dot{\theta}_x\dot{\theta}_y - ml\sin\theta_x\cos\theta_y\dot{\theta}_y^2 = f_x & \\
 ml^2\cos^2\theta_y\ddot{\theta}_x + ml\cos\theta_x\cos\theta_y\ddot{x} + 2ml\cos^2\theta_y\dot{\theta}_x & \quad (2) \\
 - 2ml^2\sin\theta_y\cos\theta_y\dot{\theta}_x\dot{\theta}_y + mgl\sin\theta_x\cos\theta_y + u_x = 0 &
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (m_y + m)\ddot{y} + ml\cos\theta_y\ddot{\theta}_y + m\sin\theta_y\dot{l} + d_y\dot{y} & \quad (3) \\
 + 2m\cos\theta_y\dot{\theta}_y - ml\sin\theta_y\dot{\theta}_y^2 = f_y &
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 ml^2\ddot{\theta}_y + ml\cos\theta_y\ddot{y} - ml\sin\theta_x\sin\theta_y\ddot{x} + 2ml\dot{\theta}_y & \quad (4) \\
 + 2ml^2\cos\theta_y\sin\theta_y\dot{\theta}_x^2 + mgl\cos\theta_x\sin\theta_y + u_y = 0 &
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (m_l + m)\ddot{l} + m\sin\theta_x\cos\theta_y\ddot{x} + m\sin\theta_y\ddot{y} + d_l\dot{l} & \quad (5) \\
 - ml\cos^2\theta_y\dot{\theta}_x^2 - ml\dot{\theta}_y^2 - mg\cos\theta_x\cos\theta_y = f_l &
 \end{aligned}$$

여기서 x 축 방향의 트롤리의 무게는 $m_x = m_X + m_l$ 로 주어지고, y 축 방향의 트롤리의 무게는 $m_x + m_y + m_l$ 이다. m 은 크레인 부하의 무게를, 그리고 m_l 는 로프 무게를 각각 나타내며 단위는 $[kg]$ 이다. 그리고 d_x, d_y, d_l 은 x, y, l 요소에 대한 점성 계동계수를 각각 나타내며 단위는 $[kg \cdot m/sec]$ 이다. 식 (1)은 트롤리의 x 축 방향에 대한 운동방정식을 나타내며 식 (2)는 이에 상응하는 부하의 움직임을 x 방향에 대한 동특성을 나타낸다. 마찬가지로 식 (3)과 식 (4)는 트롤리와 부하의 y 축 방향에 대한 운동방정식을 각각 나타내며, 마지막으로 식 (5)는 로프의 동특성을 비선형 미분 방정식으로 표현한 것이다. 앞서 말한 바와 같이, f_x 와 f_y 는 트롤리에 가해지는 외부 제어입력이며, u_x 와 u_y 는 스프레드에 장착되는 제어입력을 나타내면 단위는 $[N]$ 이다. 따라서 이 시스템은 크레인의 위치제어에 사용되는 제어입력과 흔들림 제어에 사용되는 제어입력이 적용되는 아주 복잡한 제어시스템을 구성한다.

식 (1) ~ 식 (5)의 시스템 방정식은 아주 복잡한 비선형으로 구성되어 있으며, 제어기 설계 및 시스템 해석에 있어 복잡한 수학적 과정을 거치게 되며 심지어 그 해를 구하기가 쉽지가 않다. 이런 경우 시스템 특성을 잘 고려하여 복잡한 방정식을 근사화하여 선형모델로 구한 다음 기존의 잘 알려진 시스템 이론을 적용하여 제어시스템을 구성한다. 일반적으로 선형화는 실시간 구현에서 모델링 오차를 발생시키며 이에 대한 보상이 이루어져야 한다. 본 논문은 우선 선형화 모델을 이용하여 공칭 제어기를 구성한 다음 모델링 오차를 보상하기 위한 적응 및 강인 제어기를 제안한다.

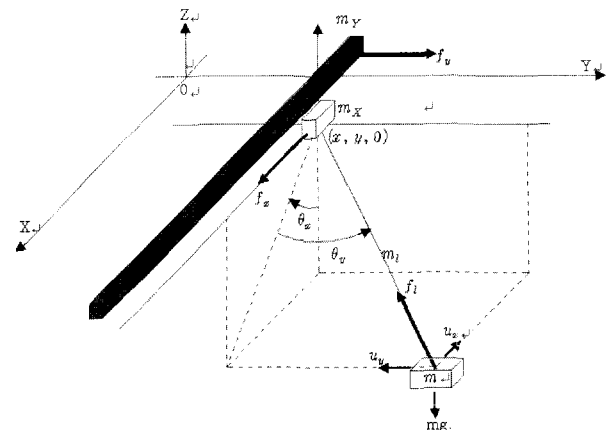


그림 1 3 DOF 크레인 시스템의 기구학적 모델
Fig. 1 Mechanical model of 3D crane systems

2.1 선형화 시스템 모델

식 (1) ~ 식 (5)의 시스템 방정식을 선형화하기 위하여 그림 1의 시스템의 기구학적 모델에 대하여 시스템 동특성에 대한 몇 가지 가정을 정의한다. 우선, 그림 1의 모델에서 트롤리의 실제 최대 가속도는 중력 가속도 보다 매우 작다. 크레인의 로프의 길이는 고정되거나 크레인 및 트롤리가 이동하는 동안에 천천히 변한다. 본 논문에서는 실제 크레인의 동역학을 고려하여, $|\ddot{x}| \ll g$, $|\ddot{y}| \ll g$, $|\ddot{l}| \ll g$, $|\dot{l}| \ll l$ 이라면, $|\dot{\theta}_x| \ll g$, $|\dot{\theta}_y| \ll g$ 과 작은 흔들림($|\theta_x| \ll 1$, $|\theta_y| \ll 1$)으로부터 $|\dot{\theta}_x| \ll 1$, $|\dot{\theta}_y| \ll 1$ 가 유효하다[5]. 따라서 식 (1) ~ 식 (5)에서 작은 흔들림은

$$\sin\theta_x \simeq \theta_x, \sin\theta_y \simeq \theta_y, \cos\theta_x \simeq 1, \cos\theta_y \simeq 1$$

로 근사화된다. 이러한 근사화를 바탕으로 식 (1) ~ 식 (5)의 비선형 모델은 다음과 같은 선형 2계 미분방정식으로 각각 표현된다.

$$(m_x + m)\ddot{x} + d_x\dot{x} + ml\ddot{\theta}_x = f_x \tag{6}$$

$$ml^2\ddot{\theta}_x + ml\ddot{x} + mlg\theta_x = -u_x \tag{7}$$

$$(m_y + m)\ddot{y} + d_y\dot{y} + ml\ddot{\theta}_y = f_y \tag{8}$$

$$ml^2\ddot{\theta}_y + ml\ddot{y} + mlg\theta_y = -u_y \tag{9}$$

$$(m_l + m)\ddot{l} + d_l\dot{l} - mg = f_l \tag{10}$$

마찬가지로, 식 (6)과 식 (7)은 x 축에 대한 트롤리 및 부하의 동특성을, 식 (8)과 식 (9)는 y 축의 동특성을 각각 나타내며 식 (10)은 로프의 선형화 모델을 표현한다. 각각의 두 방정식은 동일한 구조의 형태임을 알 수 있다. 또한, x 축과 y 축의 두 방향에 대하여 시스템 동특성이, 비선형 모델의 경우 서로 종속(dependent)관계였지만, 선형모델의 경우 독립된(independent) 동특성을 서로 가짐을 알 수 있다. 이것은 크레인의 각 방향에 대한 동특성은 다른 방향의 동특성에 영향을 미치지 않는다는 것을 의미한다. 하지만 실제 제어시스템 구성에 있어 이러한 현상은 실시간 제어오차를 유발시키므로 선형화에 따른 모델링 오차와 같은 시스템 섭동에 대하여 충분히 보상이 이루어지는 제어시스템을 구성해야 한다.

3. 크레인 제어시스템

본 장에서는 앞서 언급한 4개의 제어시스템의 설계과정을 서술한다. 우선 선형화 모델을 이용하여 공칭제어기를 설계한 다음 모델링 오차를 보상하기 위한 보조제어 시스템을 설계한다

3.1 공칭 제어시스템 설계

식 (6) ~ 식 (10)의 선형화 모델에 대한 공칭 제어기는 피드백 선형화(feedback linearization) 기법을 응용하여 설계한다. 우선, 피드백 선형화 기법을 적용하기 위하여 식 (6) ~ 식 (9)을 벡터형태로 나타내면

$$M\ddot{q} + D\dot{q} + G = F \tag{11}$$

이며 입력벡터와 상태벡터는 각각 다음과 같으며

$$F = [F_x \ F_y]^T, \quad q = [q_x \ q_y]^T$$

여기서

$$F_x = [f_x \ -u_x]^T, \quad F_y = [f_y \ -u_y]^T$$

$$q_x = [x \ \theta_x]^T, \quad q_y = [y \ \theta_y]^T$$

이며, 주어진 행렬은 다음과 같다.

$$M = \text{diag}\{M_x, M_y\} \in R^{4 \times 4}$$

$$D = \text{diag}\{D_x, D_y\} \in R^{4 \times 4}$$

$$G = \text{diag}\{G, G\} \in R^{4 \times 4}$$

여기서

$$M_x = \begin{bmatrix} m_x + m & ml \\ 1 & l \end{bmatrix}, \quad M_y = \begin{bmatrix} m_y + m & ml \\ 1 & l \end{bmatrix}$$

$$D_x = \begin{bmatrix} d_x & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad D_y = \begin{bmatrix} d_y & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & g \end{bmatrix}$$

피드백 선형화 기법에 의해 제어벡터 F 는 다음과 같이 정의되며

$$F = M + D\dot{q} + G \tag{12}$$

여기서 새로운 제어입력 U 는 다음과 같은 PD 제어형태로 주어진다.

$$U = K_p(r - q) + K_d(\dot{r} - \dot{q}) = -K_d\dot{q} - K_pq + K_p r \tag{13}$$

여기서 r 은 설정치 벡터를, $K_p, K_d \in R^{4 \times 4}$ 는 PD 제어파라미터를 포함하는 대각행렬을 나타낸다. 식 (13)을 식 (12)에 대입하면 제어입력은

$$F = M(-K_d\dot{q} - K_pq + K_p r) + D\dot{q} + G \tag{14}$$

로 전개되며 이 제어식을 식 (11)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 2차 선형시스템으로 전개된다.

$$\ddot{q} + K_d\dot{q} + K_pq - K_p r = 0 \tag{15}$$

이 선형모델은 행렬로 주어지며, 보다 간편한 해석을 위하여 선형분리법을 실시한 후 상태공간 모델로 표현한다. 상태벡터를 $q_1 = q$ 와 $q_2 = \dot{q}$ 로 각각 두어 상태방정식을 다음과 같이 표현한다.

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ -K_p & -K_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0_4 \\ K_p \end{bmatrix} r_q \tag{16}$$

또한 특성방정식은

$$\left| sI_{8 \times 8} - \begin{bmatrix} 0_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ K_p & K_d \end{bmatrix} \right| = \left| sI_{4 \times 4} & -I_{4 \times 4} \\ K_p & sI_{4 \times 4} + K_d \right| = 0 \tag{17}$$

로 주어지며, 제어파라미터 행렬 K_p 와 K_d 를 다음과 같은 대각행렬로 정의하면

$$K_p = \text{diag}\{k_{p_1}^x, k_{p_2}^x, k_{p_1}^y, k_{p_2}^y\}, K_i = \text{diag}\{k_{i_1}^x, k_{i_2}^x, k_{i_1}^y, k_{i_2}^y\} \quad (18)$$

다음의 두 특성방정식이 구해진다.

$$s^2 + k_{d_1}^x s + k_{p_1}^x = 0, s^2 + k_{d_2}^x s + k_{p_2}^x = 0 \quad (19)$$

$$s^2 + k_{d_1}^y s + k_{p_1}^y = 0, s^2 + k_{d_2}^y s + k_{p_2}^y = 0 \quad (20)$$

이 2차 선형방정식에 대하여 기존의 선형 시스템 이론을 적용하여, 제어사양을 만족하는 알맞은 제어 파라미터를 선정할 수 있다.

3.2 섭동특성을 갖는 시스템 모델

앞서 설명한 바와 같이 식 (6) ~ 식 (10)의 선형모델은 실시간에서 모델링오차를 발생시키며 이에 대한 문제를 극복하기 위한 제어기 설계가 이루어져야 한다. 본 논문은 선형모델에서 고려하지 않은 섭동 및 불확실성 요소를 미지의 변수로 정의하여 선형모델에 적용하여 섭동모델을 구한다. 즉, 식 (11)에서 파라미터 행렬 M, D, G 는 모두 시스템 섭동에 대한 불확실성 요소를 가진다고 정의하면 다음과 같은 시스템 모델로 표현할 수 있다.

$$(M + \Delta M)\ddot{q} + (D + \Delta D)\dot{q} + (G + \Delta) = F \quad (21)$$

시스템 입력 또한 앞서 정의한 바와 같이 다음과 같이 주어지며

$$F = (M + \Delta M)U + (D + \Delta D)\dot{q} + (G + \Delta) \quad (22)$$

여기서 PD 제어기 U 는 공칭 PD 제어입력과 보조 제어입력 ΔU 의 합으로 구성된다. 즉, 식 (13)의 제어규칙에 ΔU 를 적용함으로써 다음과 같이 표현된다.

$$V = (-K_d \dot{q} - K_p q + K_r r) + \Delta U \quad (23)$$

보조 제어입력 ΔU 는 시스템의 불확실성 요소에 대한 실시간 제어오차를 보상하기 위한 목적이며, 이에 대한 제어값은 실시간 연산을 통해 갱신된다. 식 (23)의 제어규칙을 식 (22)에 적용하면

$$(M + \Delta M)\ddot{q} - MU + \Delta D \dot{q} + \Delta = 0 \quad (24)$$

와 같으며 또는 간단하게 다음과 같이 표현된다.

$$\ddot{q} + \bar{D} \dot{q} + \bar{\Delta} = \bar{M} U \quad (25)$$

여기서 섭동을 갖는 파라미터 행렬은 다음과 같다.

$$\bar{M} = (M + \Delta M)M^{-1}, \bar{D} = (M + \Delta M)^{-1} \Delta D \\ \bar{\Delta} = (M + \Delta M)^{-1} \Delta$$

식 (22)의 제어규칙을 적용하면 최종적으로 시스템 방정식은 다음과 같다.

$$\ddot{q} + (\bar{M}K_d + \bar{D})\dot{q} + \bar{M}K_p q - \bar{M}K_r r + \bar{\Delta} = \bar{M}\Delta U \quad (26)$$

마찬가지로, 변수분리법을 이용하여 상태방정식으로 나타내면 다음과 같으며

$$\dot{q} = Aq + B\Delta u + R\gamma_q - \Delta \quad (27)$$

여기서 각각의 행렬은

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -\bar{M}K_p & -\bar{M}K_d + \bar{D} \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ \bar{M} \end{bmatrix}, R = \begin{bmatrix} 0 \\ \bar{M}K_r \end{bmatrix}, \Delta = \begin{bmatrix} 0 \\ \bar{\Delta} \end{bmatrix}$$

이다.

3.3 모델기반 적응제어기의 설계

모델기반 제어기법은 실제 시스템의 동특성을 원하는 동특성의 시스템 모델에 추종하는 제어규칙을 산출하는 기법이다. 본 논문은 식 (26)에 표현한 섭동시스템의 상태 q 가 다음의 선형시스템 모델을 추종하기 위한 보조 제어기를 설계한다.

$$\dot{q}_d = A_d x_d + B_d v \quad (28)$$

여기서 v 는 상수 벡터를 나타내며, 상태 및 제어행렬 A_d 와 B_d 는 식 (27)의 A 와 B 와 동일한 크기의 모델행렬이다. 따라서 A_d 는 안정한 행렬(고유치의 실수부분이 음수)로 주어지며, 또한 (A_d, B_d) 는 가제어성(controllability)이어야 한다. 모델기반 제어기법은 식 (27)의 실제 시스템 모델과 식 (28)의 기준모델 사이의 오차함수를 감소시키는 목적의 제어규칙을 산출한다. 즉, 모델에 대한 실제 시스템간의 상태 오차는

$$e = x_d - q \quad (29)$$

으로 정의되며, 본 논문은 Lyapunov 안정성이론을 적용하여 이 오차함수에 대한 제어규칙을 산출한다. 우선, Lyapunov 함수를 다음과 같이 정의한다.

$$V(e) = e^T P e \quad (30)$$

여기서 P 는 정방행렬(square matrix)로서 Lyapunov 안정성 이론에 의해, $V > 0$ (positive definite) 이어야 하므로 $P > 0$ 으로 선정하여야 한다. 이 Lyapunov 함수의 미분식은

$$\dot{V}(e) = \dot{e}^T P e + e^T P \dot{e} \quad (31)$$

이며 여기서 \dot{e} 는 식 (27)와 식 (28)를 식 (29)에 대입하여 다음과 같이 전개할 수 있다.

$$\dot{e} = \dot{q}_d - \dot{q} \\ = A_d x_d + B_d v - Aq - B\Delta u - Rr_q + \Delta \\ = A_d e + A_d q - (Aq + B\Delta u + Rr_q - \Delta) + B_d v$$

식 (32)를 식 (31)에 대입하면 정의한 Lyapunov 함수의 미분식은

$$\dot{V}(e) = [e^T A_d^T + q^T A_d^T - (A_q^T + \Delta u^T B^T + r_q^T R^T - \Delta^T) + V^T B_d^T] P e \\ + e^T P [A_d e + A_d q - (Aq + B\Delta u + Rr_q - \Delta) + B_d v]$$

이며, 또는 최종적으로 다음과 같이 간략하게 표현된다.

$$\dot{V}(e) = e^T (A_d^T P + P A_d) e + 2\zeta \quad (34)$$

여기서

$$\zeta = e^T P [A_d q - (Aq + B \Delta V_i + Rr_q - \Delta) + B_d v] \quad (35)$$

로 주어진다. Lyapunov 안정성 이론에 의하여, 식 (29)의 오차함수가 점근적으로 수렴하기 위하여 즉, 실제 시스템의 동특성이 기준모델의 동특성을 추종하기 위한 조건은 식 (34)의 미분이 0보다 작아야 된다. 이 상태를 만족하기 위해서는 다음의 두 조건을 만족해야 한다.

- i) 식 (34)에서 $e^T (A_d^T P + P A_d) e = -Q$ 을 만족하여야 하며, 여기서 정방행렬 $Q > 0$ 또는 간단히 $Q = I$ 로 정의할 수 있다.
- ii) 만약 i)의 조건을 만족한다면 스칼라 값인 2ζ 가 0보다 작거나 0의 값을 가져야 한다. 즉,

$$e^T P [A_d q - (Aq + B \Delta V_i + Rr_q - \Delta) + B_d v] \leq 0 \quad (36)$$

따라서 보조 제어규칙 ΔU 는 이 두 수렴조건을 만족하도록 설계가 되어야 한다. 첫 번째 조건은, A_d 가 안정한 행렬이므로 앞서 설명한 바와 같이 $P > 0$ 인 행렬을 적절하게 선택함으로써 간단하게 해결될 수 있다. 두 번째 조건에서는 식 (36)의 부등식을 만족시키는 ΔU 를 수학적으로 전개하여 구할 수 있지만, 불확실성 요소 Δ 에 대한 정보가 설계단계에서 확실치 않으므로 쉽게 구하기가 어렵다. 하지만 Δ 에 대한 경계치는 주어진다고 가정하면 보다 쉽게 문제를 해결할 수 있다.

4. 시뮬레이션 결과 및 검토

본 논문에서 제안한 제어 알고리즘의 타당성을 검증하기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 실시하였으며 우수성을 검증하기 위하여 기존의 제어기법과 비교분석하였다. MATLAB©를 이용하여 식 (1) ~ 식 (5)의 시스템 모델에 구성된 제어기를 적용하여 미분방정식을 수치적으로 풀었으며 시스템 응답을 고찰하였다. 시뮬레이션에 사용된 식 (1) ~ 식 (5)의 시스템 파라미터값은 $m_x = m_y = 32 [kg]$, $m = 160 [kg]$ 로 하였다. 시뮬레이션은 세 가지 시나리오에 대하여 실시하였으며 각각의 시뮬레이션의 결과를 파형으로 도시하였다. 첫 번째 시뮬레이션은 공칭 시스템 모델에 대한 공칭 PD 제어기의 시뮬레이션이며, 두 번째는 시스템 섭동에 대한 공칭 PD 제어기와 제안한 적응제어기의 비교분석을, 마지막으로 세 번째는 외란에 대한 제어기의 강인성을 시뮬레이션을 실시하였다. 트롤리에 대한 x 축과 y 축 방향의 설정치는 $r_x = 4 [m]$, $r_y = 2 [m]$ 로 하였다. 전체 제어시간은 10초로 설정하였으며 오버슈트가 발생하지 않는 응답특성을 갖는 제어 목적을 설정한다. 크레인 로프의 길이는 최대 $1.5 [m]$ 이며 x 에 대하여 l 의 변화는 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{cases} l = 1.5x(t), & \text{if } x(t) \in [0, 1] \\ l = 1.5, & \text{if } x(t) \in [1, 3] \\ l = -1.5x(t) + 6, & \text{if } x(t) \in [3, 4] \end{cases} \quad (37)$$

시뮬레이션 I: 식 (6) ~ 식 (10)의 공칭 시스템모델에 대하여 3절에 서술한 바와 같이, 식 (13)의 PD 제어기를 설계하였다. 우선 시스템 응답에서 오버슈트가 발생치 않도록 선형시스템 이론을 적용하여 해석적으로 제어기를 설계하였다. 그림 2는 설계한 공칭 PD 제어기를 적용하였을 경우 크레인 시스템의 응답곡선을 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이, 전체적으로 약 4초에서 5초 사이에 정상상태 응답에 도달함을 볼 수 있으며 오버슈트는 거의 발생하지 않는 것을 볼 수 있다. 이것은 해석적으로 PD 제어기의 타당성을 실험적 방법을 통해 보여준다.

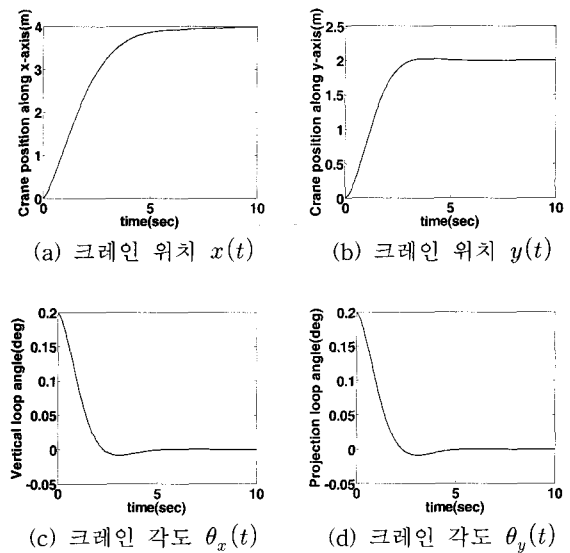


그림 2 공칭 PD 제어기의 크레인 시스템 응답(시뮬레이션 I)
Fig. 2 System response of the crane with a nominal PD control(Simulation I)

시뮬레이션 II: 이번 시뮬레이션은 시스템 섭동을 갖는 시스템 모델에 앞서 구한 공칭 PD 제어기와 본 논문에서 제안하는 적응제어기법을 적용하여 그 성능을 비교분석을 실시하여 타당성을 검증한다. 시스템 섭동은 크레인 부하 $m = [160, 2160] [kg]$ 를 변화하여 적용하였으며, 이것은 실제 산업현장에서 충분히 발생될 수 있는 상황이다. 적응제어기법은 3절의 설계절차에 따라 실시되었으며 식 (27)의 섭동의 최대범위는 크레인이 이송할 수 있는 최대의 부하크기로 지정하였다. 그림 3은 이 두 제어기에 대한 시스템 응답을 각각 보여준다. 우선, 공칭 PD 제어기의 경우 주어진 제어시간 동안 응답곡선이 수렴하지 않음을 볼 수 있다. 이것은 공칭 PD 제어기가 섭동을 갖는 시스템에 대하여 적절한 제어 성능을 발휘하지 못함을 볼 수 있다. 이것은 예상되는 시스템 응답으로 시뮬레이션을 통해서도 알 수가 있다. 그림 3의 적응제어의 경우 주어진 제어시간 내에 시스템 응답이 모두 수렴함을 알 수 있다. 크레인 위치의 경우 약 3초 부근에서 정상상태로 도달하였으며 크레인 로프의 각도의 경우 약 3초 이내에 수렴함을 알 수 있다. 이 시뮬레이션 결과를 통해 제안한 적응제어기법이 효율적으로 적용되고 있음을 알 수 있다.

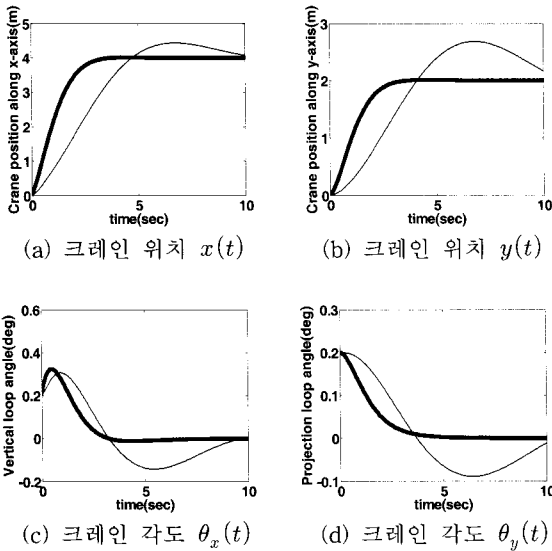


그림 3 공칭 및 적응제어의 크레인 응답파형(시뮬레이션 II, 굵은 선: 적응제어, 가는선: PD 제어)
 Fig. 3 System response of the crane with a nominal PD and an adaptive controls(Simulation II)

시뮬레이션 III: 이번 시뮬레이션은 크레인 시스템에 외란을 적용하여 제안한 적응제어기의 강인성을 검증한다. 일반적으로 크레인 시스템은 외란으로서 풍력이 주로 적용되는 항만 터미널에 사용이 되므로 강인한 제어시스템의 구현이 요구된다. 외란은 평균값과 분산값을 0과 10을 각각 갖는 가우시안 랜덤신호, 즉 $w(t) \sim N(0,10)$ 으로 설정하였으며, 그 파형은 그림 4와 같다. 이번 시뮬레이션의 시나리오는 시뮬레이션 I에서 구성한 것을 동일하게 적용하였으며, 마찬가지로 두 제어기에 대한 시뮬레이션을 각각 실시하여 비교검토하였다. 그림 5는 이 두 제어기에 대한 시스템 응답을 각각 보여준다. 이 응답곡선으로부터 알 수 있듯이 공칭 PD 제어기의 경우 주어진 제어시간동안 시스템 제어가 전혀 이루어지지 않음을 볼 수 있다. 반면, 제안한 적응제어기의 경우 정상상태에서 약간의 리플(ripple)은 발생하지만 비교적 안정한 응답특성을 보여준다. 크레인의 흔들림 또한 약 3초에서 5초 부근에서 정상상태로 수렴함을 알 수 있다. 본 시뮬레이션을 통하여 제안한 적응제어기의 강인성 또한 검증하였다.

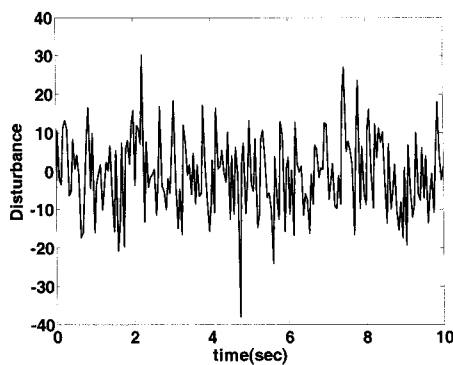


그림 4 시스템 외란 파형
 Fig. 4 System disturbance

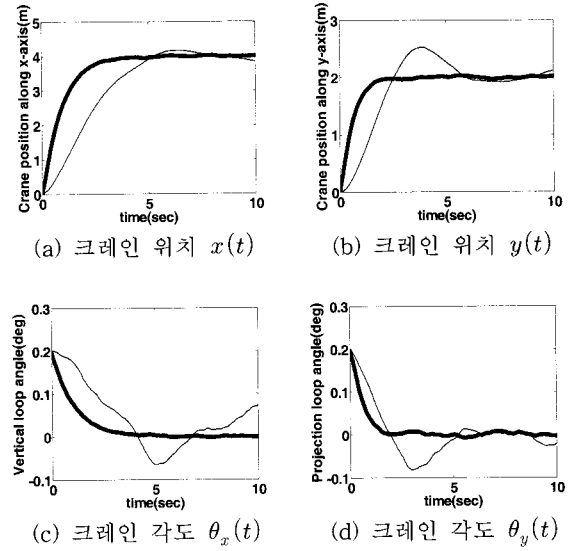


그림 5 공칭 및 적응제어의 크레인 응답파형(시뮬레이션 III, 굵은 선: 적응제어, 가는선: PD 제어)
 Fig. 5 System response of the crane with a nominal PD and an adaptive controls(Simulation III)

5. 결 론

본 논문은 복잡한 크레인 시스템에 대한 모델기반 적응제어 기법을 제안하였다. 크레인 시스템은 3자유도를 갖는 복잡한 수학적 모델을 갖는 구조를 가진다. 제어기를 설계하기 위하여 우선 선형화 모델을 산출하였으며 이에 대한 모델링 오차와 실시간 시스템 섭동으로 인한 제어오차를 보상하기 위한 적응제어기를 구현하였다. 제안한 제어기의 성능의 우수성과 타당성을 검증하기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 실시하였으며 기존의 PD 제어기와 비교분석하였다. 시뮬레이션을 통해 시스템 파라미터의 변화와 외란이 적용되었을 경우 모두 만족스러운 제어성능을 발휘함을 알 수 있었다. 향후 연구로는 크레인 시뮬레이터에 제안한 제어기법을 적용하여 실시간 제어의 경우에도 그 성능의 타당성을 검증하고자 한다.

참 고 문 헌

- [1] J. Yu, F. L. Lewis, and T. Huang, "Nonlinear feedback control of a gantry crane," *Proc. of American Control Conference*, pp. 4310 ~ 4315, 1995.
- [2] K. Yoshida and H. Kawabe, "A design of saturating control with a guaranteed cost and its application to the crane control systems," *IEEE Trans. on Automatic Control*, vol. 37, pp. 121 ~ 127, 1992.
- [3] S. C. Martindale, D. M. Dawson, J. Zhu, and C. Rahn, "Approximate nonlinear control for a two degree of freedom overhead crane: theory and experimentation," *Proc. of American Control Conference*, pp. 301 ~ 305, 1995.
- [4] K. A. F. Moustafa and A. M. Ebeid, "Nonlinear

modeling and control of overhead crane load sway," *J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 110, pp. 266 ~ 271, 1988.

- [5] H. Lee, "Modeling and control of a three-dimensional overhead cranes," *J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 120, pp. 471 ~ 476, 1998.
- [6] I. Fantoni, R. Lozano, and M. W. Spong, "Energy based control of the pendubot," *IEEE Trans. on Automatic Control*, vol. 45, pp. 725 ~ 729, 2000.
- [7] Y. Fang, E. Zergeroglu, W. E. Dixon, and D. M. Dawson, "Nonlinear coupling control laws for an overhead crane system," *Proc. of IEEE Conf. on Control Applications*, pp. 639 ~ 644, 2001.
- [8] A. Guez, J. L. Eilbert, and M. Kam, "Neural network architecture for control," *IEEE Control Systems Magazine*, vol. 8, no. 2, pp. 22 ~ 25, 1988.
- [9] Hyun C. Cho, M. Sami Fadali, Young J. Lee, and Kwon S. Lee, "Neural robust control for perturbed crane systems," *J. of Mechanical Science & Technology*, vol. 20, no. 5, pp. 591 ~ 601, 2006.
- [10] 최연욱, 이형기, "PSD 카메라와 프로펠러를 이용한 컨테이너 스웨이 제어" *대한전기학회 논문지*, 제56권, 제5호, pp. 958 ~ 963, 2007.
- [11] 홍금식, 손성철, 이만형, "컨테이너 크레인의 흔들림 제어 (part II): 트로리주행속도 조절을 통한 진자운동의 제어," *제어자동화시스템공학회 논문지*, 제3권, 제2호, pp. 132 ~ 138, 1997.
- [12] 이진우, 여태경, 안희웅, 김상봉, "자유도 서보제어를 이용한 크레인의 Anti-Sway 제어," *한국해양공학회지*, 제12권, 제4호, pp. 17 ~ 23, 1998.
- [13] 박병석, 윤지섭, 강이석, "슬라이딩모드 제어를 이용한 산업용 천정크레인의 추종제어에 관한 연구," *제어자동화시스템공학회 논문지*, 제6권, 제11호, pp. 1022 ~ 1032, 2000.
- [14] 손유식, 김영복, "컨테이너 크레인의 흔들림 방지장치 개발에 관한 연구," *한국해양공학회지*, 제14권, 제4호, pp. 35 ~ 42, 2000.
- [15] 손정기, 최재준, 소명욱, 남택근, 권순재, "Q 제어 기법을 이용한 컨테이너 크레인의 제어기 설계," *한국박용기관학회지*, 제26권, 제5호, pp. 544 ~ 553, 2002.
- [16] 소명욱, 유희환, 박재식, 남택근, 최재준, 이병찬, "퍼지 제어 기법을 이용한 컨테이너 크레인의 제어기 설계," *한국박용기관학회지*, 제27권, 제6호, pp. 759 ~ 766, 2003.

저 자 소 개



정 상 철 (鄭 相 鐵)

1959년 7월 2일생. 1997년 부경대학교 전기공학과 졸업(공학사). 1999년 동 대학교 대학원 제어계측공학과 졸업(공학석사). 현재 동 대학원 전기·제어계측공학부 박사과정

Tel : 051)810-5820

E-mail : jsc1924@hanafos.com



김 동 원 (金 東 源)

1977년 12월 25일생. 2004년 부경대학교 전기제어공학부 졸업(공학사). 2006년 동 대학교 대학원 제어계측공학과 졸업(공학석사). 현재 동 대학원 제어계측공학과 박사과정

Tel : 051)620-1632

E-mail : kam-da@hanmail.net



조 현 철 (曹 賢 哲)

1971년 9월 1일생. 1997년 부경대학교 제어계측공학과 졸업(공학사). 1999년 동아 대학교 전기공학과 졸업(공학석사). 2006년 미국 네바다대학교 전기공학과 졸업(Ph.D.). 2006년~현재 동아대 전기공학과 제어 및 시스템 연구실 포닥연구원

Tel : 051)200-6950

Fax : 051)200-7743

E-mail : hyunccho@gmail.com



이 형 기 (李 炯 基)

1951년 11월 27일생. 1975년 동아대학교 전자공학과 졸업(공학사). 1980년 동 대학교 대학원 전자공학과 졸업(공학석사). 1985년 동 대학교 대학원 전자공학과 졸업(공학박사) 1980년 ~ 현재 부경대학교 전기제어공학부 교수

Tel : 051)620-1632

Fax : 051)623-4227

E-mail : lhk@pknu.ac.kr