

트랜스퍼 크레인의 모델링 및 고정도 주행제어기 설계에 관한 연구

김영복* · 서진호** · 이권순***

*부경대학교 공과대학 기계공학부

**포항지능로봇연구소

***동아대학교 공과대학 전기공학과

Modelling and Accurate Tracking Controller Design of A Transfer Crane

YOUNG-BOK KIM*, JIN-HO SUH** AND KWON-SOON LEE***

*Faculty of Engineering, Pukyong National University, Busan, Korea

**Pohang Institute of Intelligence Robotics, Pohang, Korea

***Dept. of Electric Engineering, Dong-A University, Busan, Korea

KEY WORDS: Rail-mounted gantry crane RMGC, Rubber-tired gantry crane RTG, Automated container terminal 자동화 컨테이너 터미널, Two-degree-of-freedom (2DOF) servosystem 2자유도 서보계 Tracking control 주행제어

ABSTRACT: The most important thing in the container terminal is to handle the cargo effectively in a limited time. To achieve this objective, many strategies have been introduced and applied. If we consider the automated container terminal, it is necessary that the cargo handling equipment is equipped with more intelligent control systems. From the middle of the 1990s, an automated rail-mounted gantry crane (RMGC) and rubber-tired gantry crane (RTG) have been developed and widely used to handle containers in the yards. Recently, in these cranes, equipment like CCD cameras and sensors have been mounted to cope with the automated terminal environment. In this paper, we try to support the development of more intelligent automated cranes that make the cargo handling be performed effectively in the yards. For this plant, we ought to consider modeling, tracking control, anti-sway system design, skew motion suppression and complicated motion control and suppressing problems. In this paper, the system modeling and a tracking control approach are discussed, based on a two-degree-of-freedom (2DOF) servo-system design. From the simulation results, the good control performance of the designed control system is evaluated.

1. 서 론

최근 항만 운영환경은 초대형 컨테이너선박에 효율적으로 대응함으로써 항만능력과 그 효율성을 배가시켜 국제경쟁력을 얻고자 하는데 집중적인 노력을 하고 있는 추세이다. 우리나라의 경우에도 중국의 위협적 도전으로 인한 경쟁력을 잃지 않기 위해, 신항만 건설 등 다양한 방면에서 다양한 노력으로 그 대응책을 강구하고 있는 실정이다.

국제적 경쟁력을 갖춘 항만으로서의 가장 기본적인 요건은 물류처리 속도이다. 이와 같은 가장 기본적인 목표를 달성하기 위해서는 첨단기술을 이용하고 접목한 새로운 장비개발은 필수적인 것이다.

지금까지 많은 연구기술개발이 이루어져 그 결실도 다양하게 보고되고 있으나 그 대부분이 컨테이너 크레인의 흔들림 방지 시스템 설계이다(강민우와 홍금식, 2005; 이진우 등, 1998; 박경택 등, 2004; Kim et al., 2004; Lee, 2004).

그것은 컨테이너 크레인이 항만에서 컨테이너를 선박에서 트럭으로 혹은 트럭에서 선박으로 하역 또는 선적하는데 필요한

장비이며, 가장 짧은 시간에 가능한 많은 컨테이너 물량을 처리해야 하는데 중요한 역할을 하기 때문이다.

컨테이너를 처리하기 위한 크레인에는 용도에 맞게 형태도 다양하고 그 크기도 여러 가지인데, RMGC(Rail-mounted gantry crane) 및 RTG(Rubber-tired gantry crane)는 크레인 자체가 독립적으로 이동하고 화물을 처리하는 장치이다. 독립적인 이동성을 갖추고 있기 때문에 항만에서 그 역할의 중요성이 더욱 높아지고 있다. 반면 레일 또는 타이어를 이용한 독립적인 이송능력을 갖고 있기 때문에 컨테이너 처리작업 중 발생하는 흔들림의 형태도 다양할 수밖에 없다. 그러나 안벽용 크레인의 경우, 작업과정에는 고정위치에서 직선운동 및 상하운동만 하기 때문에 흔들림 운동 외의 다른 형태의 흔들림은 흔들림 억제문제에서 크게 고려하지 않는다. 그러나 RMGC나 RTG의 경우에는 컨테이너를 파지해서 이송하고 하역하는 과정이 안벽용 크레인보다 상당히 복잡하다. 따라서 다양한 형태의 잔여 흔들림 등 작업효율을 저하시키는 요인도 다양하게 발생하게 된다. 그렇기 때문에 자동화 터미널의 효율적 운영을 위해서는 RMGC 및 RTG의 화물처리능력을 향상시키는 다양한 기술개발은 필연적이라 할 수 있으나 이에 대한 체계적인 연구개발

교신저자 김영복: 부산광역시 남구 용당동 산100

051-620-1584 kpjiwoo@pknu.ac.kr

실적은 거의 없다.

따라서 본 연구에서는 독립적인 이송능력을 갖춘 RTG의 운동특성을 파악하고 제어하기 위해 대상 시스템에 대한 모델링을 수행한다. 이때 이송 중 발생할 수 있는 다양한 동적특성을 표현하고 고정도 위치제어 문제에 대해 검토한다.

특히 RTG의 위치제어문제는 장비의 효율성을 결정짓는 가장 기본적인 과제이기 때문에 강인한 추종성능을 달성할 수 있도록 하는 2자유도 서보계 설계법을 도입한다. 먼저 실험 및 시뮬레이션을 통해 제어대상의 특성을 파악한다. 그리고 파라미터 변동 및 외란 등의 불확실성이 존재하더라도 제어계의 안정성 및 강인추종성능을 확보할 수 있도록 제어기를 설계한다. 시뮬레이션을 통해 설계된 제어계의 유효성을 확인한다.

2. 제어대상 및 시스템 표현

2.1 모델링

본 연구에서 고려하고 있는 운동해석 및 제어대상은 Fig. 1에 나타난 것과 같이 고무타이어에 의해 이송작업이 이루어지는 RTG이다. 이송을 위해 양측의 타이어에 모터가 장착되고 이송거리 및 속도검출을 위한 엔코더 및 거리센서(초음파센서)가 설치된다. 특히 컨테이너의 흔들림을 억제하기 위한 흔들림 방지시스템은 Mass-damper 형(김영복과 손유식, 2000)을 고려하고 있으며 트롤리 와 스프레더 운동 계측 및 제어시스템 등이 적절하게 배치된다.

이와 같은 준비아래 우선 대상 크레인의 다양한 운동을 표현할 수 있는 모델을 구한다. 전술한 것과 같이 RTG는 각각 두개의 독립된 구동력에 의해 주행된다. 각각의 구동시스템을 적절하게 제어해야 RTG의 가장 기본적인 제어목표인 정확한 위치제어가 가능하게 되므로 주행제어를 위한 효과적인 제어 알고리즘을 설계한다. Fig. 2의 (a) 및 (b)는 제어대상에 대한 모델링을 행하기 위해 제어대상이 운동할 때 위와 옆에서 관찰한 경우의 운동특성을 나타낸 것이다. 트랜스퍼 크레인은 Fig 2의 (a)에서와 같이 좌측과 우측에 각각 독립된 구동장치를 장착하고 있기 때문에 필요한 운동계측시스템을 구축하여 적절한 제어가 수행되어야 한다.

이를 위해 Fig. 2의 (a)와 (b)로부터 다음의 Lagrange 운동방정식을 이용하여 크레인의 운동방정식을 유도한다.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{J}}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \mathcal{J}}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = u_i, \quad (i = 1, \dots, p) \quad (1)$$

여기서, \mathcal{J} : 운동에너지, D : 손실에너지, U : 위치에너지이며 q_i 는 일반화좌표를 나타낸다.

우선 Fig. 2에서 크레인 구조물의 무게중심에 대한 좌표를 (x_G, y_G) , 컨테이너의 무게중심좌표를 (x_G, y_G) 라고 하면

$$\begin{cases} x_G = h/2 \cdot \sin\theta_1 \\ y_G = h/2 \cdot \cos\theta_1 \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} x_{G1} = h \cdot \sin\theta_1 + l_r \cdot \sin\theta_2 \approx l_r \cdot \sin\theta_2 \\ y_{G1} = h \cdot \cos\theta_1 - l_r \cdot \cos\theta_2 \approx h - l_r \cdot \cos\theta_2 \end{cases}, \quad (\theta_1 \ll \theta_2)$$

로 나타낼 수 있고 운동에너지, 손실에너지 및 위치에너지는 다음과 같이 정리할 수 있다.

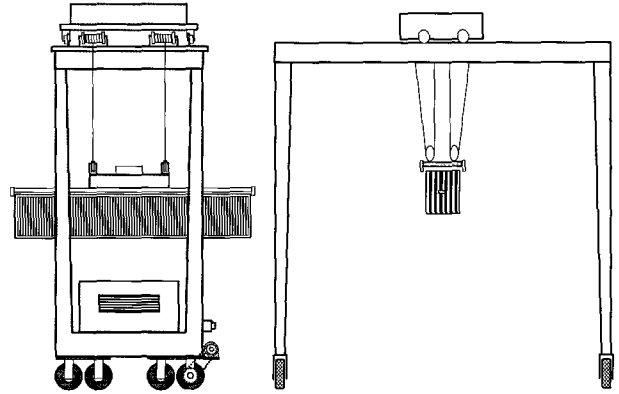
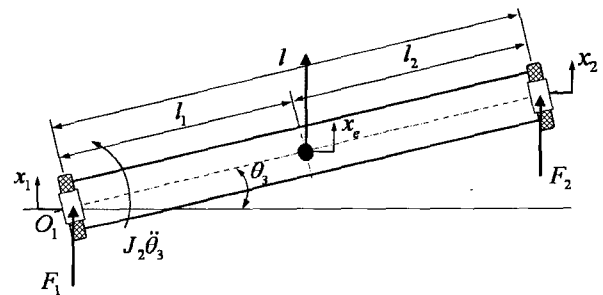
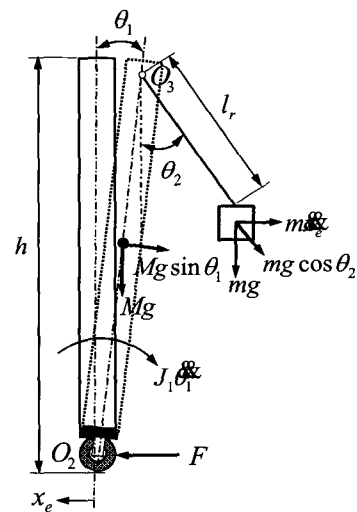


Fig. 1 A transfer crane (RTG)



(a) Top view



(b) Side view

Fig. 2 A schematic diagram for analysing system dynamics

[운동에너지]

$$\begin{aligned} \mathcal{T} = & \frac{M}{2}(\dot{x}_G^2 + \dot{y}_G^2) + \frac{1}{2}J_1\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}(M+m)\dot{x}_e^2 \\ & + \frac{1}{2}m(\dot{x}_{G1}^2 + \dot{y}_{G1}^2) + \frac{1}{2}J_2\dot{\theta}_3^2 \end{aligned} \quad (3)$$

[손실에너지]

$$D = \frac{1}{2}D_e\dot{x}_e^2 + \frac{1}{2}D_1\dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2}D_2\dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2}D_3\dot{\theta}_3^2 \quad (4)$$

[위치에너지]

$$U = \frac{1}{2}Mgh \cos\theta_1 + mg(h - l_r \cos\theta_2) + \frac{1}{2}K_e x_e^2 + \frac{1}{2}K_3\theta_3^2 \quad (5)$$

이때 식 (1)의 Lagrange 운동방정식에서, 일반화좌표 q_i 를 $\theta_1, \theta_2, \theta_3, x_e$ 라 두면 대상 크레인의 운동방정식은 다음과 같이 계산된다.

$$\left(\frac{1}{4}Mh^2 + J_1\right)\ddot{\theta}_1 + D_1\dot{\theta}_1 - \frac{1}{2}Mgh \sin\theta_1 = 0 \quad (6)$$

$$ml_r^2\ddot{\theta}_2 + D_2\dot{\theta}_2 + mgl_r \sin\theta_2 = T - T_d \quad (7)$$

$$J_2\ddot{\theta}_3 + D_3\dot{\theta}_3 + K_3\theta_3 = T_2 - T_1 \quad (8)$$

$$(M+m)\ddot{x}_e + D_e\dot{x}_e + K_e x_e = F_1 + F_2 \quad (9)$$

여기서 x_1 은 크레인 좌측 구동부 중심의 이동거리, x_2 는 우측 구동부 중심의 이동거리, x_e 는 무게 중심부의 이동거리를 나타내며 각 파라미터는 식 (1)과 같은 상관관계로 표현된다. 이때 선형화된 모델을 구하기 위해 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ 는 충분히 작다고 하고 각 변수간의 곱으로 표현되는 비선형 항은 무시한다.

$$x_e = x_1 + l_1\theta_3 = x_2 - (l - l_1)\theta_3 \quad (10)$$

위의 식 (1)~(10)을 정리하면 다음의 식 (11)~(14)가 구해진다.

$$\ddot{x}_e = -\frac{D_e}{(M+m)}\dot{x}_e - \frac{K_e}{(M+m)}x_e + \frac{1}{(M+m)}(F_1 + F_2) \quad (11)$$

$$\ddot{\theta}_1 = -\frac{D_1}{(1/4Mh^2 + J_1)}\dot{\theta}_1 + \frac{1/2Mgh}{(1/4Mh^2 + J_1)}\theta_1 \quad (12)$$

$$\ddot{\theta}_2 = -\frac{D_2}{ml_r^2}\dot{\theta}_2 - \frac{g}{l_r}\theta_2 + \frac{1}{ml_r^2}(T - T_d) \quad (13)$$

$$\ddot{\theta}_3 = -\frac{1}{J_2}D_3\dot{\theta}_3 - \frac{1}{J_2}K_3\theta_3 + \frac{1}{J_2}(T_1 - T_2) \quad (14)$$

위의 식에서 각 파라미터는 다음과 같이 정의된다.

T : Moving-mass에 의한 컨테이너 흔들림 억제력

T_d : 컨테이너 흔들림 발생 외란

$F(F_1, F_2)$: 좌·우측 구동모터에서 발생하는 힘

T_1, T_2 : F_1, F_2 에 의한 발생 토크

M : 트랜스퍼 크레인 질량

m : 컨테이너를 포함한 스프레더부 질량

D_1, J_1 : O_2 을 중심으로 한 회전운동에서의 댐핑상수 및 회전관성모멘트

D_2 : O_3 를 중심으로 한 회전운동에서의 댐핑상수

D_3, K_3, J_2 : O_1 을 중심으로 한 회전운동에서의 댐핑상수, 스프링상수 및 회전관성모멘트

D_e, K_e : 크레인 주행운동에서의 댐핑상수 및 스프링 상수

l : 크레인 폭

l_r : 로우프 길이

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$: 각 회전중심에서의 회전 각

이것으로부터 전체시스템에 대한 상태방정식을 표현하도록 한다.

2.2 전체 시스템 표현

2.1에서 구한 모델을 상태방정식으로 표현하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + B_w w + B_d d \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (15)$$

여기서, 상태 $x = [x_e \ x_1 \ x_2 \ \dot{x}_1 \ \dot{x}_2 \ \dot{\theta}_1 \ \dot{\theta}_2 \ \dot{\theta}_3 \ \theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3]^T$, $B = [B_1 \ B_2]$, $B_w = T$, $B_d = T_d$, $u = [u_1 \ u_2] = [F_1 \ F_2]$ 이다.

이때 각 구동모터의 입력전압을 v_1, v_2 , 모터 토크상수를 K_{m1}, K_{m2} 라 하면 구동력은 $[F_1 \ F_2] = [K_{m1}v_1 \ K_{m2}v_2]$ 와 같이 나타낼 수 있고 식 (15)로 표현된 상태방정식의 각 계수행렬은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$B_1 = \left[\frac{1}{(M+m)} \ 0 \ \frac{1}{(M+m)} + \frac{l_1 l}{J_2} \ 0 \ \frac{1}{(M+m)} - \frac{(l_1 - l)l}{J_2} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -\frac{l}{J_2} \ 0 \right]^T \cdot K_{m1}$$

$$B_2 = \left[\frac{1}{(M+m)} \ 0 \ \frac{1}{(M+m)} - \frac{l_1 l}{J_2} \ 0 \ \frac{1}{(M+m)} - \frac{(l_1 - l)l}{J_2} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \frac{l}{J_2} \ 0 \right]^T \cdot K_{m2}$$

$$B_w = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -1/ml_r^2 \ 0 \ 0 \ 0]$$

$$B_d = -B_w$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad D = [0]$$

위의 식 (16)에서 행렬 A 의 요소행렬은 각각 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned}
 A_{11} &= \begin{bmatrix} \frac{D_c}{(M+m)} & -\frac{K_c}{(M+m)} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{D_c}{(M+m)} & -\frac{K_c}{(M+m)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{D_c}{(M+m)} & -\frac{K_c}{(M+m)} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \\
 A_{12} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{D_c \cdot l_1}{(M+m)} + \frac{l_1 \cdot D_3}{J_2} & -\frac{K_c \cdot l}{(M+m)} + \frac{l \cdot K_3}{J_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{D_c \cdot l_1}{(M+m)} + \frac{(l_1 - l) \cdot D_3}{J_2} & -\frac{K_c \cdot l}{(M+m)} + \frac{(l_1 - l) \cdot K_3}{J_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\
 A_{21} &= [0] \\
 A_{22} &= \begin{bmatrix} \frac{D_1}{(1/4Mh^2 + J_1)} & \frac{1/2Mgh}{(1/4Mh^2 + J_1)} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{D_2}{m l_c^2} & -\frac{g}{l_c} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{D_3}{J_2} & -\frac{K_3}{J_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{17}$$

만일 제어대상에 대해 주행 중의 컨테이너 흔들림 문제는 고려하지 않고 주행제어문제 만 고려한다면 식 (15)~(17)로 표현된 상태방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_r &= A_r x_r + B_r u \\
 y_r &= C_r x_r + D_r u
 \end{aligned} \tag{18}$$

여기서 $x_r = [\dot{x}_1 \ x_1 \ \dot{x}_2 \ x_2 \ \dot{\theta}_3 \ \theta_3]^T$, $B_r = [B_{r1} \ B_{r2}]$ 입력 $u = [u_1 \ u_2] = [v_1 \ v_2]$ 이고 상태방정식의 각 계수행렬은 식 (16)으로부터 적절하게 표현할 수 있다.

3. 주행제어시스템 설계

3.1 파라미터 추정 및 주행제어알고리즘

제어계를 설계하기위해 먼저 식 (16)~(18)에 나타난 시스템 표현에서, 각각의 파라미터를 계산과 실험으로부터 추정한다. 계산이 어려운 파라미터인 강성계수(K_2, K_c) 및 댐핑상수(D_2, D_c) 등은 실험으로 추정하도록 한다.

실험을 위해 Fig. 3과 같이 실험장치를 제작하였으며 식 (1)~(3)을 기본으로 하여 실험과 시뮬레이션을 통해 구하고자 하는 파라미터를 추정한다.

식 (1)~(3)으로부터 RTG의 주행운동특성을 나타내는 운동방정식은 식 (19) 및 식 (20)과 같이 정리할 수 있으며

$$\begin{aligned}
 \ddot{x}_e &= -\frac{D_c}{(M+m)} \dot{x}_e - \frac{K_c}{(M+m)} x_e \\
 &+ \frac{1}{(M+m)} (K_{m1} v_1 + K_{m2} v_2)
 \end{aligned} \tag{19}$$

$$\ddot{\theta}_3 = -\frac{1}{J_2} D_2 \dot{\theta}_3 - \frac{1}{J_2} K_2 \theta_3 - \frac{1}{J_2} l_1 K_{m1} v_1 + \frac{1}{J_2} (l - l_1) K_{m2} v_2 \tag{20}$$

미지 파라미터를 추정하는 방법은 다음과 같다.

식 (19)는 모터에 구동전압(v_1, v_2)을 인가하면 주행속도 및 주행거리 등의 크레인 운동특성을 파악할 수 있음을 나타낸다. 즉, 모터에 구동전압을 인가할 때의 크레인 주행특성실험으로부터 미지파라미터를 추정할 수 있게 된다.

그리고 식 (20)은 크레인의 회전운동특성을 나타내는 운동방정식으로 크레인의 한 축을 고정하고 고정하지 않은 축의 구동 모터에 전압을 인가하면 고정축을 중심으로 회전운동을 하게 된다. 이때의 크레인 운동특성실험으로부터 식 (20)에서의 미지파라미터를 추정할 수 있다. 단 크레인의 스프레더부는 크레인 중심에 위치해 있다고 한다. 이 경우, $l_1 = l_2 = 0.5l$ 이 된다.

이러한 사실을 기본으로 하여 Fig. 4 및 Fig. 5와 같이 실험과 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 4는 양쪽 구동용 모터에 스텝상의 전압(12[V])을 인가했을 때의 크레인 주행특성(주행속도)을 나타내고 있다. 파선이 실험결과이며 실선은 시뮬레이션 결과를 나타내고 있다.

Fig. 5는 두 개의 구동용 모터 중 하나에만 스텝상의 전압을 인가했을 때의 크레인 회전운동특성을 나타낸 것이다. 이것은 독립적인 구동모터를 갖는 크레인의 주행 중 발생할 수 있는 회전특성을 파악하기 위한 것이다.

이것으로부터 크레인에 대한 기본적인 데이터와 위의 두 가지 운동특성 실험 및 시뮬레이션을 통해 추정한 파라미터 (Table 2)에 대한 유효성을 확인하였다.

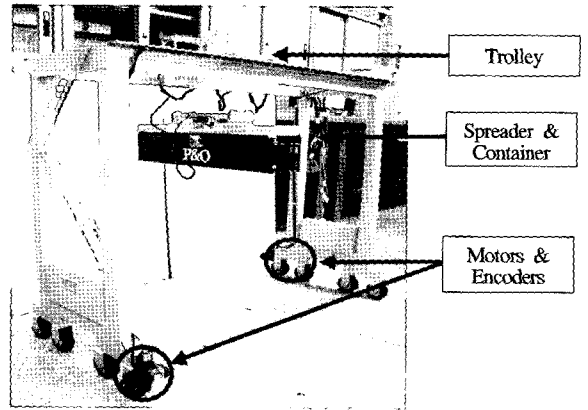


Fig. 3 Pilot plant for experiment

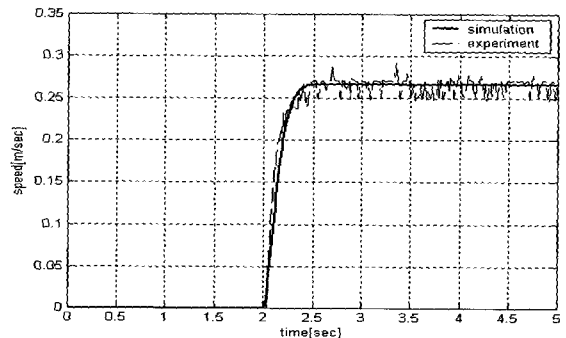


Fig. 4 Tracking experiment for parameter estimation

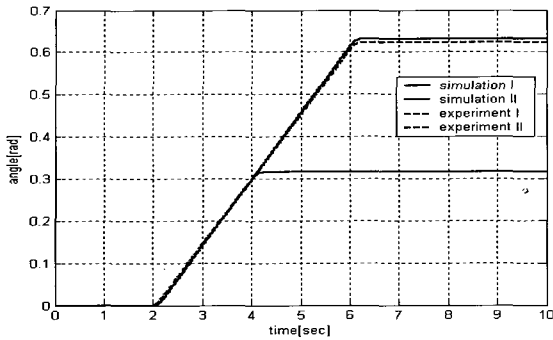


Fig. 5 Rotation experiment for parameter estimation

Table 1 Specification of the plant model

Items	Spec.
Scale	1/24
Trolley winding speed	0.150 [m/sec]
Crane speed [max]	0.270 [m/sec]
Height of crane	1.013 [m]
Width of crane	1.010 [m]
Weight of spreader part with container	0.134 [kg]
Total weight of crane	1.060 [kg]

Table 2 Estimated parameter values

Parameter	Value	Parameter	Value
D_2	10.598 [N · s/m]	K_c	148.587 [N/m]
D_e	21.311 [N · s/m]	J_2	0.530 [m · s ²]
K_{m1}	1.853 [N · m/V]	l	1.010 [m]
K_{m2}	1.853 [N · m/V]	l_r	0.505 [m]
K_2	69.989 [N/m]		

지금부터는 주행제어를 위한 제어계 설계문제에 대해 검토한다. 본 논문에서는 RTG의 가장 기본적인 주행제어 문제, 즉 식 (18)로 표현된 제어대상에 대해 위치제어계를 설계한다. 이때 구조는 단순하지만 강인한 목표값 추종성능을 갖는 2자유도 서보계 설계법(Fujisaki and Ikeda, 1991; Kim et al., 1996)을 이용하며 우선 이에 대해 간단히 서술한다.

3.2 2자유도 서보계(2DOF Servo-system)

제어계 설계에 있어서 가장 기본적인 문제 중의 하나는 제어 대상의 모델링 오차나 외란이 존재함에도 불구하고 목표신호에 오차없이 추종하도록 제어계를 설계하는 것이다. 이것을 강인서보문제(Robust servo problem)라고 한다. 특히 본 절에서 소개하는 설계법은 정상상태에서 뿐만 아니라 과도상태에 있어서도 강인성이 확보되는 서보계 설계법이다. 먼저

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \tag{21}$$

와 같이 표현된 제어대상에 대해 스텝상의 목표신호로

$$r(t) = \begin{cases} r_+ (t \geq 0) \\ r_- (t < 0) \end{cases} \tag{22}$$

를 생각한다. 목표치 r_+ 는 시각 $t=0$ 에서 주어진다고 한다. 그리고 목표신호 r_+ 에 제어출력이 추종하도록 하는 제어계를 구성하기 위해 (A, B) 는 가안정, (C, A) 는 가검출 및

$$\det \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \neq 0 \tag{23}$$

라고 한다. 이러한 가정아래 Fig. 6과 같은 2자유도계로서의 적분형 서보계가 제안되어져 있다(Fujisaki and Ikeda, 1991; Kim et al., 1996).

Fig. 6에서 F_0 는 $A + BF_0$ 를 안정하게 하는 행렬이고 F_{1s}, H_0 는 다음과 같은 행렬이다.

$$F_{1s} = C(A + BF_0)^{-1} \tag{24}$$

$$H_0 = [-C(A + BF_0)^{-1}B]^{-1} \tag{25}$$

특히 H_0 는 서보계의 목표값으로의 추종성능을 향상시키기 위해 도입된 피드포워드 이득이다. 예를 들어 제어계에 외란 등의 불확실성이 존재하지 않으면 신호 v 는 '0'이 되고 이득 H_0 에 의해 출력은 목표치에 정확하게 일치하도록 설계된 제어계이다.

그리고 이득 G 는 시스템 응답특성에 따라 적분보상효과를 조절하기 위해 도입된 이득이다. 이것은 페루프계가 안정하도록 결정해야 하며, 예를 들어 LQ제어이론에 따라 제어기를 설계한다면 식 (26)과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} G &= -R^{-1}(F_{1s}B)^T W \\ &= G_0 W \end{aligned} \tag{26}$$

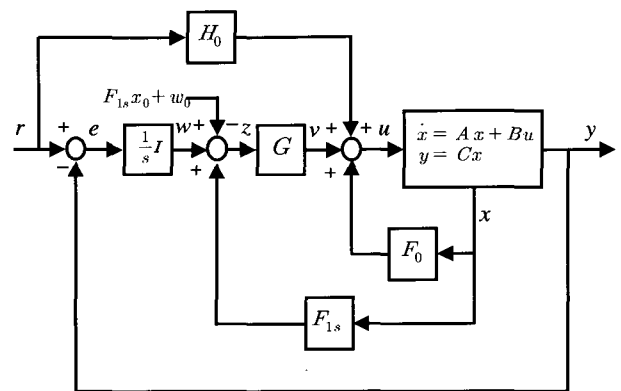


Fig. 6 2DOF(two-degree-of-freedom) servosystem

여기서 $F_{1s}B$ 는 정칙(Nonsingular)이고 R, W 는 정정행렬(Positive definite matrix)이다. 특히 W 는 임의로 조정 가능한 이득으로 외란 등의 불확실성의 강도에 따라 그 크기를 조정함으로써 외란제거성능 등을 효과적으로 향상시킬 수 있다. 계산에 부담이 되지 않을 정도로 충분히 크게 선정해 두면 된다.

3.3 강인안정성 조건 및 시스템 이득의 계산

제어대상에 모델링 오차와 같은 불확실성이 존재하지 않을 경우에는 식 (24)~(26)과 같이 이득을 결정하면 제어계의 안정성에 큰 문제가 없다. 그러나 모델링오차나 외란이 존재할 경우에는 이득값의 크기에 따라 제어계가 불안정해질 가능성이 크며 특히 모델링 오차나 외란의 영향을 줄이기 위한 이득 $G(G_0 W)$ 의 조정은 상당한 위험을 초래할 수 있다. 그래서 본 절에서는 모델링오차나 외란이 존재하더라도 적분보상효과를 자유롭게 조정할 수 있도록 하는 강인안정조건을 간단히 설명한다. 이를 위해 먼저 Fig. 6의 제어계에 불확실성이 존재할 경우 서보계를 다음의 방정식으로 나타낸다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{w}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_0 + \Delta A + (B_0 + \Delta B)(F_0 + GF_{1s}) & (B_0 + \Delta B)G \\ - (C_0 + \Delta C) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ w(t) \end{bmatrix} \quad (27)$$

$$+ \begin{bmatrix} (B_0 + \Delta B)H_0 \\ I \end{bmatrix} r(t) + \begin{bmatrix} D \\ 0 \end{bmatrix} d(t)$$

$$y(t) = [C_0 + \Delta C \ 0] \begin{bmatrix} x \\ w \end{bmatrix}$$

여기서 A_0, B_0, C_0 는 A, B, C 의 공칭값(Nominal value), $\Delta A, \Delta B, \Delta C$ 는 불확실성을 나타낸다. 그리고 $d(t)$ 는 외란입력을 나타내며 이득 F_0, F_{1s}, G, H_0 는 공칭값으로부터 계산된다. 특히 식 (26)의 G 에 포함된 W 를 가조정 이득이라 하며 W 를 조정함으로써 적분보상효과를 조절할 수 있게 된다. 만일 W 에 대해 독립적인 강인안정조건이 주어지면 그러한 조건 하에서는 자유로운 이득 조정이 가능하여 시스템의 과도응답 및 정상상태응답을 개선시킬 수 있게 된다. 따라서 이러한 유용성을 만족시키는 제어계의 강인안정조건을 소개한다.

먼저 식 (27)의 시스템행렬의 공칭값을 $\tilde{A}_0(W)$, 불확실성을 $\Delta\tilde{A}_0(W)$ 로 정의하고 이것을 다음과 같이 나타낸다.

$$\tilde{A}_0(W) = \begin{bmatrix} A_0 + B_0F_0 + B_0F_0WF_1 & B_0G_0W \\ -C_0 & 0 \end{bmatrix} \quad (28)$$

$$\Delta\tilde{A}(W) = \begin{bmatrix} \Delta A + \Delta BF_0 + \Delta BG_0WF_1 & \Delta BG_0W \\ -\Delta C & 0 \end{bmatrix}$$

그리고 제어계의 안정성을 조사하기 위해 2차형식의 Lyapunov함수를 정의에 필요한 다음과 같은 정정행렬을 도입한다.

$$\tilde{P}(W) = \begin{bmatrix} I & F_1^T \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & 0 \\ F_1 & I \end{bmatrix} \quad (29)$$

여기서 P 는 아래 식의 Lyapunov 부등식의 정정해(Positive definite solution)이다.

$$P(A_0 + B_0F_0) + (A_0 + B_0F_0)^T P < 0 \quad (30)$$

따라서 식 (27)~식 (30)으로부터 다음의 정리가 주어진다.

[정리]다음의 부등식

$$\tilde{P}(I)\tilde{A}_0(I) + \tilde{A}_0^T(I)\tilde{P}(I) < 0 \quad (31)$$

이 성립한다고 한다. 이때 다음의 부등식

$$\tilde{P}(I)[\tilde{A}_0(I) + \Delta\tilde{A}(I)] + [\tilde{A}_0(I) + \Delta\tilde{A}(I)]^T\tilde{P}(I) < 0 \quad (32)$$

을 만족하는 불확실성에 대해 식 (27)의 서보계는 임의의 조정 이득 W 에 대해 안정하다.

[증명] 식 (28)과 식 (29)로부터 다음과 같이 가조정 이득 W 를 포함하는 항과 포함하지 않는 항으로 분리시킬 수 있다.

$$\tilde{A}_0(W) + \Delta\tilde{A}(W) = [\tilde{A}_0(I) + \Delta\tilde{A}(I)] \begin{bmatrix} I & 0 \\ -F_1 + WF_1 & W \end{bmatrix} \quad (33)$$

$$\tilde{P}(W) = \begin{bmatrix} I - F_1^T + F_1^T W \\ 0 & W \end{bmatrix} \tilde{P}(I)$$

여기서 W 를 포함하는 항과 포함하지 않는 항을 각각 $*(W)$, $*(I)$ 로 나타낸다. 이러한 관계로부터 임의의 $W > 0$ 에 대해서 다음의 부등식(강인안정조건)이 성립한다.

$$\tilde{P}(W)[\tilde{A}_0(W) + \Delta\tilde{A}(W)] + [\tilde{A}_0(W) + \Delta\tilde{A}(W)]^T\tilde{P}(W)$$

$$= \begin{bmatrix} I - F_1^T + F_1^T W \\ 0 & W \end{bmatrix}$$

$$\times \{ \tilde{P}(I)[\tilde{A}_0(I) + \Delta\tilde{A}(I)] + [\tilde{A}_0(I) + \Delta\tilde{A}(I)]^T\tilde{P}(I) \} \quad (34)$$

$$\times \begin{bmatrix} I - F_1^T + F_1^T W \\ 0 & W \end{bmatrix} < 0$$

식 (34)의 좌변은 식 (27)의 제어계에 대한 안정성을 판별하기 위해 도입된 일반적인 Lyapunov 부등식이며 각각의 행렬에 이득 W 를 포함하고 있다. 그러나 좌변의 Lyapunov 부등식을 우변과 같이 W 를 포함한 항과 포함하고 있지 않은 항으로 분리할 수 있다. 따라서 식 (34)의 부등식이 성립하는지의 판단은 식 (34)의 우변 두 번째 항을 만족하는 정정행렬 $\tilde{P}(I)$ 의 존재여부를 조사하면 되고 이것은 정리의 식 (32)와 같다.

즉 정리의 강인안정조건은 이득 W 와는 독립적이다. 따라서 적분보상효과를 자유롭게 조정이 가능하여 과도응답 및 정상상태응답특성을 개선할 수 있다는 것을 의미한다.

이와 같은 이론적 사실을 기반으로 하여 파라미터 변동에 대해 강인한 제어계를 구성하기 위한 각각의 이득을 구하기로 한다. 이때 불확실성으로 고려하는 것은 주행특성에 가장 큰 영향을 주는 파라미터인 컨테이너부의 질량이다. 본 논문에서는 다음과 같은 범위의 파라미터 변동을 고려한다.

$$m = m_0(1 + \delta), \quad \|\delta\| \leq 0.3 \quad (35)$$

여기서 m_0 는 컨테이너부의 질량 m 의 공칭값이며 δ 는 파라미터 변동크기, 즉 질량의 변동정도를 나타낸다.

이러한 파라미터 변동에 대한 제어계의 안정성은 식 (24)~(26)의 이득행렬을 구한 후 [정리]의 부등식 (32)를 만족하는 정정해 $\tilde{P}(I)$ 가 존재하는지를 확인하면 된다. LMI Tool을 이용하면 부등식에 대한 해의 존재성은 간단히 확인할 수 있다.

이러한 사실을 고려하여 불확실성에 대해 강인한 2자유도 서보계를 구축하기 위해 계산된 식 (24)~(26)의 각 이득행렬은 다음과 같다.

$$F_0 = \begin{bmatrix} -2.8276 & -26.3700 & -0.4463 & 0.2559 & 3.8128 & -0.0008 \\ -0.4974 & -0.2615 & -2.8527 & -25.4423 & -3.8461 & 0.0007 \end{bmatrix} \quad (36)$$

$$F_{1s} = \begin{bmatrix} -0.0530 & -1.1510 & -0.0098 & -0.2107 & 0.0384 & -0.0784 \\ -0.0106 & -0.2266 & -0.0522 & -1.1400 & -0.0396 & 0.0822 \end{bmatrix} \quad (37)$$

$$H_0 = \begin{bmatrix} 26.3778 & -0.2546 \\ 0.2631 & 25.4397 \end{bmatrix} \quad (38)$$

$$G_0 = \begin{bmatrix} 0.0526 & -0.0005 \\ 0.0005 & -0.0546 \end{bmatrix} \quad (39)$$

위의 이득행렬들은 최적제어이론에 따라 계산되었으며, 전체 서보계에 대한 어떤 평가함수

$$J = \int_0^{\infty} [\tilde{x}^T(t)Q\tilde{x}(t) + \tilde{u}^T(t)R\tilde{u}(t)] dt \quad (40)$$

를 최소로 하는 행렬들이다. 이때 \tilde{x} 와 \tilde{u} 는 정상상태에서의 상태값(x_{∞})과 제어입력(u_{∞})의 편차 즉,

$$\tilde{x}(t) = x_r(t) - x_{\infty}, \quad \tilde{u} = u(t) - u_{\infty} \quad (41)$$

를 나타낸다.

그리고 위의 평가함수에 도입된 중량함수(Weighting function)는 다음과 같다.

$$R = \begin{bmatrix} 1.2 & 0 \\ 0 & 1.2 \end{bmatrix} \quad (42)$$

$$Q = \text{diag}[200, 1000, 200, 1000, 2, 0.001]$$

4. 시뮬레이션 검토

3장에서 소개한 2자유도 서보계 설계법에 따라 제어계를 설계하고 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 7은 공칭계(Nominal system)에 대한 스텝응답을 나타내고 있다. 크레인에 장착된 두 개의 구동모터에 동일한 목표 신호를 인가한 경우를 나타낸 것이며 정상상태에서 그 목표값에 오차 없이 추종하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8과 Fig. 9는 질량의 크기가 허용최대범위까지 변할 때의 파라미터변동에 대한 강인성을 나타낸 것이다. 이때 Fig. 8은 식 (26)에서의 가조정 이득 W 가 1일 때이며 Fig. 9는 $W=10$ 일 때이다. 가조정 이득이 커질수록 불확실성에 대한 강인성이 향상되어 공칭계의 응답에 일치해 감을 알 수 있다. 즉, 파라미터 변동에 대해 충분한 강인성을 갖고 양호한 추종 성능을 나타내고 있다.

그리고 Fig. 10은 파라미터 불확실성이 존재하는 제어계에 외란이 인가되었을 때의 제어성능을 나타내고 있다. 파라미터 변동은 Fig. 8과 Fig. 9의 시뮬레이션과 같은 크기의 변동을 고려하였다. 목표치의 20%에 해당하는 크기의 스텝상 외란이 각각 10[sec]와 15[sec]에서 각각 1초간 인가되었을 때의 응답을 나타내고 있다. 파라미터 불확실성이 존재하는 제어계에 외란이 인가되어도 불확실성에 대한 강인성이 확보되어 양호한 추종 성능을 발휘하고 있음을 확인할 수 있다.

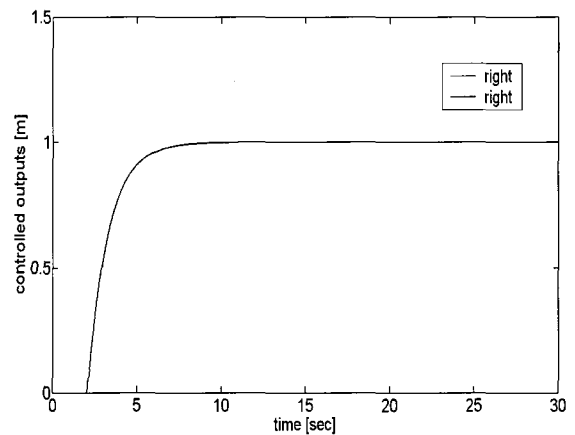


Fig. 7 Step responses for nominal system

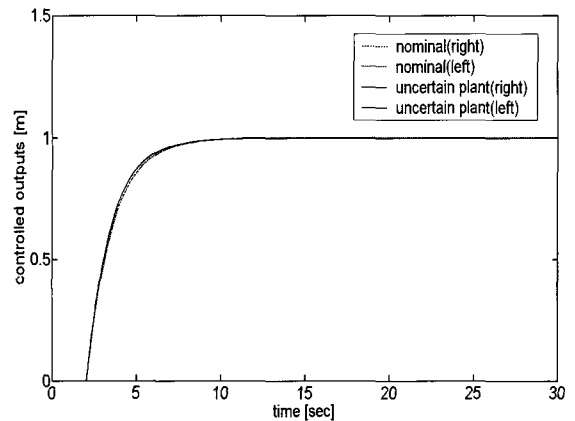


Fig. 8 Step responses for uncertain and nominal system when $W=1$

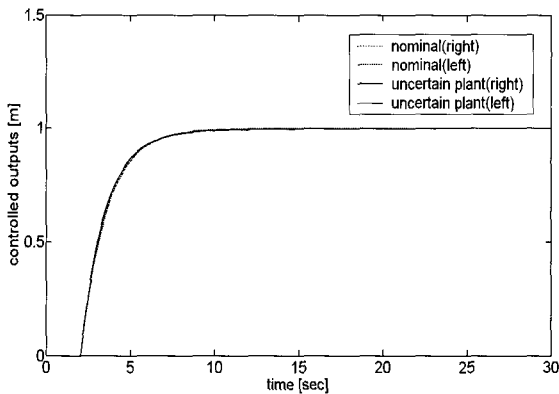


Fig. 9 Step responses for uncertain and nominal system when $W=10$

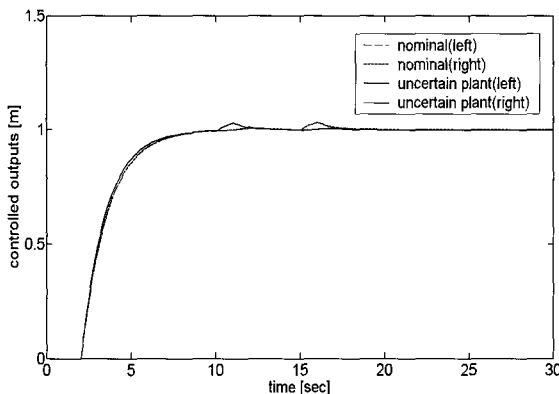


Fig. 10 Disturbance responses for nominal and uncertain systems when $W=10$

5. 결 론

물류처리의 고속화를 위한 많은 노력이 다양한 전략과 기술을 동원하여 진행되고 있다. 동북아 허브항만으로서의 위치선점과 확고한 자리매김을 위한 우리의 노력도 이러한 시대적 상황과 직접적인 관계가 있다. 물류처리의 고속화와 효율성제고라는 시대적 요구에 따라 본 연구에서는 항만하역작업의 자동화를 위한 연구로서 하역장비의 하나인 트랜스퍼 크레인(RTG)의 운동제어문제에 대해 고찰하였다. 안벽용 크레인에 비해 상당히 다양한 흔들림이 발생하는 문제가 있으나 야드에서의 유용성 등으로 향후 다양한 형태로의 개발이 가능할 것이다. 따라서 본 논문에서는 장비의 유용성과 효율성을 제고하기 위해 RTG에 대한 운동을 해석하고 모델링을 수행하였으며 구해진 모델을 대상으로 우선 주행제어문제에 대해 고찰하였다. RTG의 주행제어문제는 장비운용상 가장 우선적으로 고려되어야 할 사항이고 신속한 물류처리를 위한 가장 기본적인 문제이다. 따라서 본 연구에서는 강인한 추종성능을 가진 2자유도 서보계 설계법을 이용하여 제어계를 설계하고 시뮬레이션 결과로부터, 2자유도 서보계의 유효한 성능을 이용하여 크레인의 고정도 위치제어목표를 충분히 달성할 수 있음을 확인하였다. 특히 가조정 이득 등의 유효한 성질은 운행중 발생할

수 있는 파라미터 변동 및 외란 등의 불확실성에 대해서도 강인하게 대처하면서 우수한 추종성능을 달성할 수 있음을 확인하였다.

향후 실험을 통해 설계된 제어계의 실효성을 검증하고 주행에 따른 컨테이너의 흔들림 문제도 고려하여 보다 복합적인 제어계 설계사양을 동시에 만족하는 시스템 최적화 설계문제에 대해 고찰하도록 한다.

후 기

본 연구는 과학기술부 과학재단 목적기초연구(R01-2005-000-10418-0) 지원으로 연구되었습니다.

참 고 문 헌

- 강민우, 홍금식 (2005). "시간최적제어를 이용한 지브크레인의 흔들림 제어", 한국해양공학회지, 제19권, 제1호, pp 87-94.
- 김영복, 손유식 (2000). "컨테이너 크레인의 흔들림 방지장치 개발에 관한 연구", 한국해양공학회지, 제14권, 제4호, pp 35-42.
- 김영복, 정용길 (2001). " H_∞ Gain-Scheduling 기법을 이용한 컨테이너 크레인의 흔들림 제어에 관한 연구", 제어·자동화·시스템공학논문지, 제7권, 제7호, pp 559-556.
- 김영복, 채규훈 (2003). "크레인 스프레더의 Swing Motion 제어에 관한 연구", 한국동력기계공학회지, 제7권, 제3호, pp 54-60.
- 김영복, 문덕홍, 양주호, 채규훈 (2005). "동시최적화 설계 기법을 이용한 항만용 크레인의 흔들림 제어계 설계", 한국해양공학회지, 제19권, 제3호, pp 66-73.
- 박경택, 박찬훈, 김두형, 신영재 (2004). "자동화 컨테이너 터미널을 위한 컨테이너 트랜스퍼 크레인의 안티 스웨이 시스템: Part I-기본구조, 모델링", 제어·자동화·시스템공학논문지, 제10권, 제11호, pp 1112-1118.
- 박경택, 박찬훈, 김두형, 신영재 (2004). "자동화 컨테이너 터미널을 위한 컨테이너 트랜스퍼 크레인의 안티 스웨이 시스템: Part II-모델 크레인 및 실험 검증", 제어·자동화·시스템공학논문지, 제10권, 제12호, pp 1287-1294.
- 이진우, 여태경, 안휘웅, 김상봉 (1998). "2자유도 서보제어기를 이용한 크레인의 Anti-sway 제어", 한국해양공학회지, 제12권, 제4호, pp 17-23.
- Fujisaki, Y. and Ikeda, M. (1991). "Synthesis of Two-Degree-of-Freedom Servosystems", Trans. SICE, Vol 27, No 8, pp 907-914.
- Kim, Y., Ikeda, M. and Fujisaki, Y. (1996). "Robust Stability and High-Gain Integral Compensation of Two-Degree-of-Freedom Servosystem", Trans. of SICE

- of Japan, Vol 32, No 2, pp 180-187.
- Kim, C.W, Hong, K.S. and Lodewijks, G. (2004). "Anti-Sway Control of Container Cranes : an active mass-damper approach", Proceedings of SICE Annual Conference, pp 939-944.
- Kim, Y.B., Kim, D.H., Jang, J.S. and Zhai, G. (2005). "Gain-Scheduling Approach to Mass Damper Type Anti-Sway System Design", Proc. of the 16th IFAC World Congress, We-A04-TP-7.
- Lee, H.H. (2004). "A New Design Approach for the Anti-Swing Trajectory Control of Overhead Cranes with High-speed Hoisting", International Journal of Control, Vol 77, No 10, pp 931-940.
-
- 2006년 8월 3일 원고 접수
2006년 11월 24일 최종 수정본 채택