

LQ 제어 기법을 이용한 컨테이너 크레인의 제어기 설계

손정기* · 최재준* · 소명옥** · 남택근** · 권순재***

Design of a Container Crane Controller Using the LQ Control Technique

J-K Son* · J-J Choi* · M-O So** · T-K Nam** · S-J Kwon***

Key words : LQ Control(선형 2차 제어), Container Crane(컨테이너 크레인), Trolley(횡행장치), Feed Back Control System(폐환 제어계)

Abstract

The recent amount of container freight continuously has been increased, but the low efficiency of container crane causes jamming frequently in transportation and cargo handling at port. It is required that the working velocity and safety are improved by control of moving the trolley as quick as possible without large overshoot and any residual swing motion of container at the destination.

In this paper, a LQ controller for a container crane is proposed to accomplish an optimal design of improved control system for minimizing the swing motion at destination. In this scheme a mathematical model for the system is obtained in state space form. Finally, the effectiveness of the proposed controller is verified through computer simulation.

1. 서론

운송과 하역에서 컨테이너가 갖는 장점 때문에 화물의 컨테이너화가 급진전되면서 컨테이너 물량은 매년 증가하고 있는 추세에 있다. 세계 각국의 항만에서는 컨테이너 물량을 유치하기 위해 항만 하역장비의 대형화, 자동화 및 무인화를 통하여 항만운영 효율을 높이고 저렴하면서도 질 높은 항만서비스를 제공하려는 노력과

연구가 이루어지고 있다.

현재 컨테이너 터미널에서 항만운영 효율 향상에 가장 큰 영향을 미치고 있는 것은 해상운송 부분과 육상운송 부분과의 연결지점에서 하역작업을 수행하는 컨테이너 크레인으로서 이 장비에 의해 항만의 가장 중요한 서비스 지표인 선박의 체항시간이 좌우된다. 컨테이너 크레인의 작업효율을 높이는 방법으로는 크레인의 권상·권하 및 횡행동작의 속도를 높이는 것과 트

* 한국항만연수원 부산연수원
** 한국해양대학교 기관시스템 공학부
*** 부경대학교 기계공학부

트롤리가 목표지점에 도달했을 때 스프레더의 흔들림을 가능한 짧은 시간 내에 자동으로 제어하는 것을 생각할 수 있다. 전자의 방법은 트롤리 레일의 조건, 스프레더를 위한 전력 공급선 (festoon cable)의 이동속도 및 모터 용량 등의 문제가 있기 때문에 용이하지 못하므로 후자의 방법으로 해결하려는 연구가 많이 이루어질 것이라 생각한다.

컨테이너 크레인의 제어에 관련된 국외의 연구로는 미국의 Goertz가 크레인 운전자동화에 대해 연구하여 최초로 특허를 받았으며^[1] 독일의 MAN과 DEMAG 회사에서는 화물의 흔들림 각을 트롤리의 속도제어 루프에 피드백하여 흔들림을 제어하는 하역장비를 개발하였다^[2]. 영국의 Alsop 등도 하역장비의 자동화 계획에 관한 논문을 발표하였는데 이러한 논문의 대부분은 최적제어 기법을 이용하고 있다. 국내의 연구로서는 Yeun 등이 로프 길이가 일정한 화물의 흔들림을 제어할 목적으로 흔들림 각의 변화율을 측정하고 이것을 피드백하여 단진자 운동에 감쇠 효과를 부여하는 것을 제안하였으며^[3] Hong과 Lee 등은 화물의 흔들림 뿐만 아니라 화물과 트롤리의 속도 차이에 의해 발생이 예상되는 흔들림 및 가속시간의 세 가지 성능지수를 최소화하는 최적제어에 관한 연구를 하였다^[4]. 또 Jung과 Park 등은 퍼지 제어기를 이용하여 크레인의 흔들림 억제와 위치제어에 대해 연구하였으며^[5], Hong 등은 로프의 길이 변화를 극복하기 위해서 기준이 되는 흔들림 궤적을 만들고 궤적에서 벗어난 오차를 피드백하여 초기 흔들림과 외란을 극복할 수 있는 오차 피드백 제어를 제안하였다^[6]. 그리고 Shin은 컨테이너 크레인의 위치제어 및 흔들림 제어를 위해 LQ 제어기와 퍼지 제어기를 설계하여 그 응답을 비교 검토하였으나 컨테이너 크레인 시스템의 모터 구동부 및 기어계통을 제외하고 모델링하였다^[7].

본 논문에서는 하역효율을 높이기 위해서 트롤리를 가능한 고속으로 주행시키면서 트롤리가 목표위치에 도달했을 때 화물의 흔들림을 가능한 빨리 제어하도록 하는 LQ 제어기의 설계 기법을 제안한다.

제안한 제어기에 대해 계단상의 목표치 변경에 대한 추종성과 화물의 질량 변화로 야기되는 파라미터 변화, 돌풍과 같은 외란 등의 제어환경 변화에 대한 강인성을 시뮬레이션을 통해 입증하고자 한다.

2. 컨테이너 크레인의 수학적 모델링

2.1 트롤리와 컨테이너의 운동방정식

트롤리의 가·감속 운동으로 인한 크레인 구조의 역학적인 영향은 무시하고 모터 구동부를 제어대상에 포함시켜 운동방정식을 도출한다.

Fig. 1은 컨테이너 크레인 시스템의 트롤리와 컨테이너의 동역학적 직교 좌표계를 단순화한 것으로서 트롤리의 수평과 수직방향 변위를 z, y 로 표시하였다. 그리고 컨테이너 질량은 집중질량, 와이어 로프의 길이 변화는 없는 것으로 가정하며 컨테이너 흔들림은 직교 좌표계에서 평면 2차원적인 운동으로 간주한다.

이 시스템에서 호이스트용 와이어 로프의 수직에 대한 각도를 θ [rad], 각속도를 $\dot{\theta}$ [rad/s], 트롤리

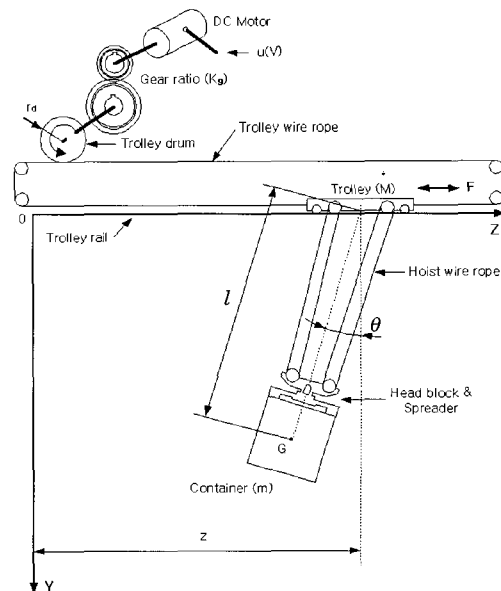


Fig. 1 Coordinate system of a container crane system

의 수평방향 위치를 $z[m]$, 트롤리의 수평방향 속도를 $\dot{z}[m/s]$, 컨테이너의 질량을 $m[kg]$, 트롤리의 질량을 $M[kg]$, 트롤리에서 컨테이너 중심까지의 거리를 $l[m]$, 트롤리 마찰계수를 $c_1[kg/s]$, 컨테이너의 회전모멘트 계수를 $c_2[kg \cdot m^2/s]$, 중력가속도를 $g[m/s^2]$, 트롤리에 가해지는 힘을 $F[N]$, 컨테이너가 흔들릴 때 트롤리가 받는 수평방향의 힘을 $F_h[N]$, 수직방향의 힘을 $F_v[N]$ 라고 정의하고 속도에 비례한 마찰력 $c_1 \dot{z}[N]$ 과 컨테이너가 흔들릴 때 지지점축의 마찰에 의해 각속도 $\dot{\theta}$ 에 비례한 모우멘트 $c_2 \dot{\theta}$ 를 받는다고 가정하여 모델링 한다⁶⁾.

먼저 컨테이너의 중심좌표를 Fig. 1과 같이 정의하고 트롤리가 수평방향으로 운동할 때 트롤리와 컨테이너에 대한 운동방정식을 구한다.

- 컨테이너의 중심좌표 $G(z_0, y_0)$

$$z_0 = z - l \sin \theta, \quad y_0 = -l \cos \theta \quad (1)$$

- 트롤리의 수평방향 운동방정식
$$M \ddot{z} = F - c_1 \dot{z} - F_h \quad (2)$$

- 컨테이너의 수평과 수직방향 운동방정식
$$F_h = m \ddot{z}_0 \quad (3)$$

$$F_v - mg = m \ddot{y}_0 \quad (4)$$

- 컨테이너 중심 주위의 회전 운동방정식
$$F_v l \sin \theta - F_h l \cos \theta - c_2 \dot{\theta} = 0 \quad (5)$$

(3)을 (2)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 비선형 미분방정식을 얻을 수 있다.

$$\ddot{z} = \frac{F + ml \{ \dot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta \} - c_1 \dot{z}}{M + m} \quad (6)$$

(3)과 (4)를 (5)에 대입하여 F_h 와 F_v 를 소거하여 정리하면 다음과 같다.

$$mgl \sin \theta - ml^2 \ddot{\theta} + ml \ddot{z} \cos \theta + c_2 \dot{\theta} = 0 \quad (7)$$

(6)과 (7)에서 θ 의 변동이 미소하다고 가정하여 $\theta \approx 0$ 근방에서 선형으로 근사화하고($\sin \theta \approx \theta, \cos$

$\theta \approx 1, \cos^2 \theta \approx 1, \dot{\theta} \approx 0$), 트롤리의 이동속도에 비례한 마찰력 $c_1 \dot{z}$ 와 호이스트용 와이어 로프가 흔들림으로써 발생하는 계수 $c_2 \dot{\theta}$ 는 미소하므로 무시한 후, θ 와 \dot{z} 에 관하여 정리하면 다음과 같다.

$$\ddot{\theta} = - \frac{(M+m)g}{Ml} \theta + \frac{1}{Ml} F \quad (8)$$

$$\ddot{z} = - \frac{mg}{M} \theta + \frac{1}{M} F \quad (9)$$

2.2 트롤리 구동부의 운동방정식

Fig. 2는 모터를 포함한 트롤리 구동부를 나타내고 있으며 모터에 전압을 가하면 모터에 회전력이 발생되고 기어박스를 거쳐 와이어 드럼을 회전시킴으로써 와이어 로프에 힘이 작용하게 되어 트롤리는 이동하게 된다.

직류전동기의 인가전압 $u[V]$, 전기자 전류 $i_a[A]$, 전기자 저항 $R_a[\Omega]$, 모터의 토크 상수 $K_m[V/rad/s]$, 모터의 회전각속도를 $\omega_1[rad/s]$, 와이어 드럼축의 회전각속도를 $\omega_2[rad/s]$, 모터의 회전력을 $\tau_1[N \cdot m]$, 와이어 드럼축의 회전력을 $\tau_2[N \cdot m]$, 와이어 로프에 작용하는 힘을 $F[N]$, 와이어 드럼의 반경을 $r_d[m]$ 라 하고, 이들간의 관계식을 나타내면 다음과 같으며 이 때 모터의 인덕턴스 값은 미소하므로 무시한다.

$$u = i_a R_a + K_m \omega_1 \quad (10)$$

$$\tau_1 = K_m i_a \quad (11)$$

$$\tau_2 = F r_d \quad (12)$$

그리고 기어박스의 기어비 $K_g = n_1 / n_2$ 이면 와

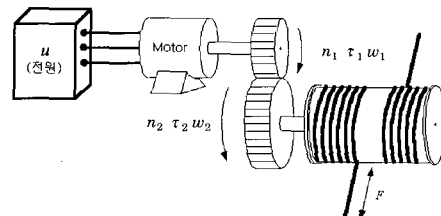


Fig. 2 DC motor driving system for a container crane

이러 드럼축의 회전각속도 $\omega_2 = \omega_1/K_g$, 드럼축의 회전력 $\tau_2 = K_g \tau_1$ 이다. 트롤리의 이동속도 $z = r_d \omega_2$ 이므로 (10)을 다시 쓰면 다음과 같이 표현된다.

$$u = \frac{R_d r_d}{K_g K_m} F + \frac{K_g K_m}{r_d} \dot{z} \quad (13)$$

2.3 구동부를 포함한 전체 운동방정식

조작부인 모터 및 기어박스도 제어대상에 포함시켜 모델링하기 위해서 (13)을 (8)과 (9)에 대입해서 z 와 θ 에 관해 정리하면 다음과 같은 2계 미분방정식으로 표현된다.

$$\ddot{z} = -\frac{K_g^2 K_m^2}{MR_d r_d^2} z - \frac{mg}{M} \theta + \frac{K_g K_m}{MR_d r_d} u \quad (14)$$

$$\ddot{\theta} = -\frac{K_g^2 K_m^2}{MLR_d r_d^2} z - \frac{(M+m)g}{Ml} \theta + \frac{K_g K_m}{MLR_d r_d} u \quad (15)$$

(14)와 (15)에서 $x_1 = z, x_2 = \dot{z}, x_3 = \theta, x_4 = \dot{\theta}$ 로 상태변수를 정의하면 다음과 같은 동적방정식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u \\ y &= \mathbf{C}\mathbf{x} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\text{단, } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{K_g^2 K_m^2}{MR_d r_d^2} & -\frac{mg}{M} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{K_g^2 K_m^2}{MLR_d r_d^2} & -\frac{(M+m)g}{Ml} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_g K_m}{MR_d r_d} \\ 0 \\ \frac{K_g K_m}{MLR_d r_d} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = [1 \ 0 \ 0 \ 0]$$

위 식에서 $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T$ 는 상태벡터이

고, y 는 출력이다.

3. LQ 제어기 설계

식 (16)의 동적방정식을 오차시스템으로 표시하기 위하여 상태 x_1, x_2, x_3, x_4 와 이들의 각 정상값 $x_{1r}, x_{2r}, x_{3r}, x_{4r}$ 와의 오차신호를 식 (17)과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} \Delta \mathbf{x} &= \mathbf{x} - \mathbf{x}_r \\ \Delta u &= u - u_r \\ \Delta y &= y - y_r \end{aligned} \quad (17)$$

단 $\mathbf{x}_r = [x_{1r} \ x_{2r} \ x_{3r} \ x_{4r}]^T$ 이고, y_r 은 기준입력이다.

그리고 정상상태에 대한 동적방정식으로 표현하고 \mathbf{x}_r 과 u_r 을 구하면 식 (19)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_r &= \mathbf{A}\mathbf{x}_r + \mathbf{B}u_r \\ y_r &= \mathbf{C}\mathbf{x}_r \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_r \\ u_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ y_r \end{bmatrix} \quad (19)$$

식 (16)과 식 (17)로부터 오차시스템에 대한 동적방정식을 구하면 다음과 같으며

$$\begin{aligned} \Delta \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\Delta \mathbf{x} + \mathbf{B}\Delta u \\ \Delta y &= \mathbf{C}\Delta \mathbf{x} \end{aligned} \quad (20)$$

이 오차 동적방정식에서 식 (21)과 같은 2차 형식의 평가함수를 최소화 하면서 피드백 시스템을 점근적으로 안정하게 하는 LQ 제어 법칙은 식 (22)으로 주어진다.

한편 \mathbf{Q} 와 \mathbf{R} 은 상태벡터와 제어입력의 상대적인 중요성에 근거를 두고 설계자가 선정하는 하중행렬과 하중계수로서 $\mathbf{Q} \geq 0, \mathbf{R} > 0$ 인 관계를 가진다.

$$J = \int_0^{\infty} (\Delta \mathbf{x}^T \mathbf{Q} \Delta \mathbf{x} + \Delta u^T \mathbf{R} \Delta u) dt \quad (21)$$

$$\Delta u = -R^{-1} B^T P \Delta x = -K \Delta x \quad (22)$$

단 $K = [k_1 \ k_2 \ k_3 \ k_4] = R^{-1} B^T P$

여기서 K 는 피드백 이득행렬이며 P 는 다음 식의 Riccati 방정식의 해행렬이다.

$$A^T P + PA - PBR^{-1} B^T P + Q = 0 \quad (23)$$

식 (17)을 이용하여 식 (22)를 다시 표현하면 다음과 같게 된다.

$$u = u_r - k_1(x_1 - y_r) - k_2(x_2 - x_{2r}) - k_3(x_3 - x_{3r}) - k_4(x_4 - x_{4r}) \quad (24)$$

Fig. 3은 이렇게 구성한 컨테이너 크레인의 제어 시스템을 나타내고 있으며 점선 부분이 LQ 제어기이다. 여기에서 정상상태의 값 $x_{1r} = y_r, x_{2r} = x_{3r} = x_{4r} = 0, u_r = 0$ 이다.

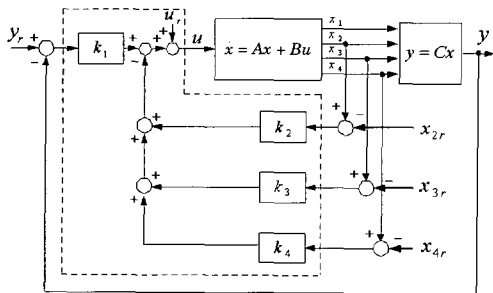


Fig. 3 Block diagram of a LQ control system for a container crane

4. 모의실험 및 결과 고찰

본 장에서는 제안한 LQ 제어기에 대해 계단상의 기준입력 변화에 대한 응답의 추종성능과, 돌풍 등과 같은 외란에 대한 응답특성, 파라미터 변화에 대한 응답특성, 외란과 파라미터 변화가 동시에 일어날 때의 응답특성을 검토한다.

본 연구에서 사용된 모델의 시스템 파라미터는 Table 1과 같다.

Table 1. Parameters of a container crane system

Parameter	Unit	Value	Description
M	[kg]	0.455	Mass of trolley
m	[kg]	0.21	Mass of container
l	[m]	0.305	Length from trolley to center of container
R_a	[Ω]	2.6	Motor armature resistance
K_m	[V/rad/s]	0.00767	Motor torque constant
K_g		3.7	Gear ratio in gear box
r_d	[m]	0.00635	Wire drum radius

이 파라미터들을 식 (16)에 대입하면 시스템 행렬 A 와 입력행렬 B 및 출력행렬 C 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -16.9 & -4.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -55.4 & -46.9 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 3.8 \\ 0 \\ 12.4 \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$C = [1 \ 0 \ 0 \ 0]$$

그리고 하중행렬 Q 와 하중계수 R 을 바라는 제어 응답이 되도록 다음과 같이 선정하였다.

$$Q = \begin{bmatrix} 5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1.3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (26)$$

$$R = 0.02 \quad (27)$$

다음으로 Riccati 방정식의 해행렬 P 가 정정 대칭행렬로 존재하는지 확인한다. 정정 대칭행렬 P 가 존재하면 이 시스템은 안정한 시스템이다. 행렬 A, B, Q, R 을 (23)에 대입하여 리카치 방정식의

해행렬 \mathbf{P} 를 구하면 다음과 같이 정정 대칭행렬이 되므로, 이 시스템은 안정한 시스템이라고 말할 수 있다.

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} 4.650 & 1.313 & 1.125 & -0.375 \\ 1.313 & 1.075 & 1.421 & -0.311 \\ 1.125 & 1.421 & 5.945 & -0.373 \\ -0.375 & -0.311 & -0.373 & 0.101 \end{bmatrix} \quad (28)$$

또는 상태 피드백 제어시스템의 모든 고유값이 다음과 같이 실수부가 음이므로 안정한 시스템인 것을 알 수 있다.

$$\mathbf{E} = [-93.821, -2.030 \pm 2.756i, -1.746] \quad (29)$$

앞에서 구하거나 선정된 행렬 \mathbf{R} , \mathbf{B} 및 \mathbf{P} 를 최적 제어 법칙의 (22)에 대입하면 다음과 같은 최적 제어기의 이득 \mathbf{K} 를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{K} &= [k_1 \ k_2 \ k_3 \ k_4] \\ &= [15.811 \ 10.236 \ 37.246 \ 3.559] \quad (30) \end{aligned}$$

4.1 계단상의 기준입력 변화에 대한 검토

기준입력 변화에 대한 제어시스템의 추종성능을 알아보기 위하여 트롤리의 위치에 대해 계단상의 기준입력을 변경시켜 보았다. 제어 시작과 동시에 초기위치 0[m]에서 전진방향으로 목표위치 1[m]의 기준입력을 가하고 4초 후 다시 같은 전진방향으로 1[m]의 기준입력을 가하여 총 목표위치가 2[m]가 되도록 하였다. 8초 후에는 후진방향으로 1[m]의 기준입력을 가하고 12초 후 다시 같은 후진방향으로 1[m]의 기준입력을 가하여 최종 위치가 초기위치인 0[m]가 되도록 정했다.

Fig. 4는 계단상의 기준입력에 대한 LQ 제어기에 의한 응답곡선으로 (a)는 대차의 위치 (b)는 컨테이너 화물의 흔들림 각도 (c)는 구동모터에 인가되는 제어입력인 전압을 각각 나타내고 있다.

결과를 보면 약 2.5초에 목표위치에 도달하고 큰 오버슈트나 정상편차 없이 안정한 제어결과를 얻고 있으며 이동중의 최대 흔들림 각은 대략 0.22[rad]이고 제어시작 후 2.25초에서 흔들림 각

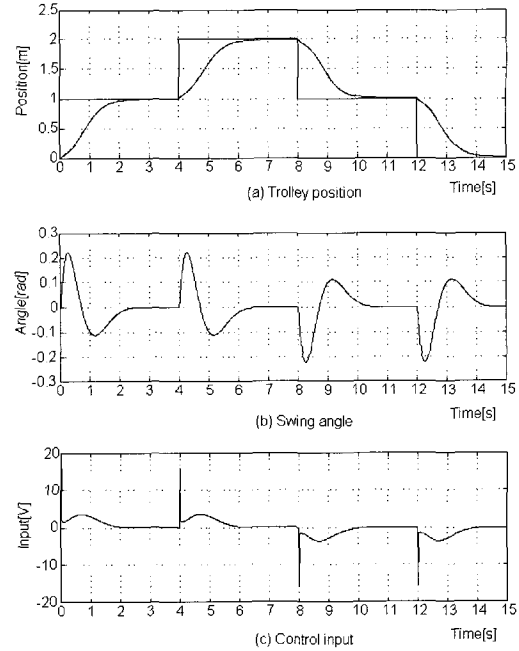


Fig. 4 Step response and control input using the LQ controller

도가 0[rad]으로 된다. 구동모터에 인가되는 제어 입력인 전압은 목표치 변경시 순간적으로 약 13[V]를 나타내는 것을 제외하고는 약 4[V]이하로 인가되고 있다.

4.2 외란에 대한 검토

일반적으로 제어시스템은 운전중 외란이 가해지거나 부하가 변동될 수도 있다. 따라서 외란에 대해서도 본 제어기는 출력이 정상편차 없이 기준입력을 잘 추종할 수 있다는 것을 보이기 위해서 제어 시작 후 각각 1초와 11초 시점에서 돌풍과 같은 강한 외란이 작용하여 컨테이너 화물이 아주 급격하게 흔들린다고 간주하여 ± 0.05 [rad] 크기의 흔들림을 0.01초 동안 가하여 보았다. 1초에서의 외란은 대차가 전진방향으로 진행중일 때 진행방향과 같은 쪽으로 가해지는 경우이고 11초에서의 외란은 후진방향으로 진행중일 때 진행방향과 같은 쪽으로 가해지는 경우이다.

Fig. 5를 보면 1초와 11초에서 외란이 가해지더라도 오버슈트나 정상상태 오차가 없음을 알 수 있

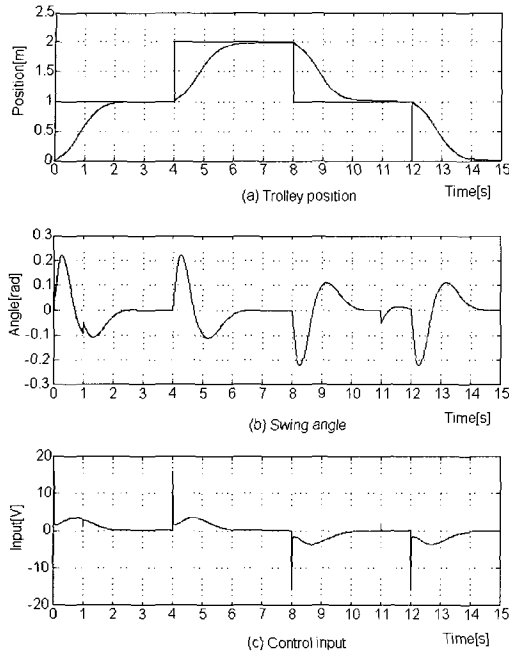


Fig. 5 Step response and control input using the LQ controller(Disturbance $\pm 0.05[\text{rad}]$)

으며 약 11초에 인가된 외란에 대해서는 11.7초에 목표점에 도달하고 있다. 이동중의 최대 흔들림 각은 대략 $0.22[\text{rad}]$ 이며 제어 시작 후 2.8초에 흔들림 각도가 $0[\text{rad}]$ 으로 된다. 구동모터에 인가되는 제어입력인 전압은 목표치 변경시 순간적으로 약 $13[\text{V}]$ 를 나타내는 것을 제외하고는 약 $4[\text{V}]$ 이하로 인가되고 있으며 외란이 가해지는 순간 그 외란에 대응하기 위해서 적절히 변경되고 있음을 알 수 있다.

4.3 파라미터 변화에 대한 검토

일반적으로 제어시스템은 제어기 설계시 파라미터의 값이 정확하게 선정된다 하더라도 주위 환경에 따라 운전중 파라미터의 값이 변할 수도 있다. 따라서, 본 모의실험에서는 운전중 시스템의 파라미터 값의 변화에 대해서도 응답이 우수하다는 것을 보이기 위하여 제어기 설계시 사용한 파라미터의 값을 다소 많이 변경시켰다. 컨테이너 크레인에 대한 파라미터에는 여러 가지 있으나 가장 변화가 자주 일어나는 화물의 질량

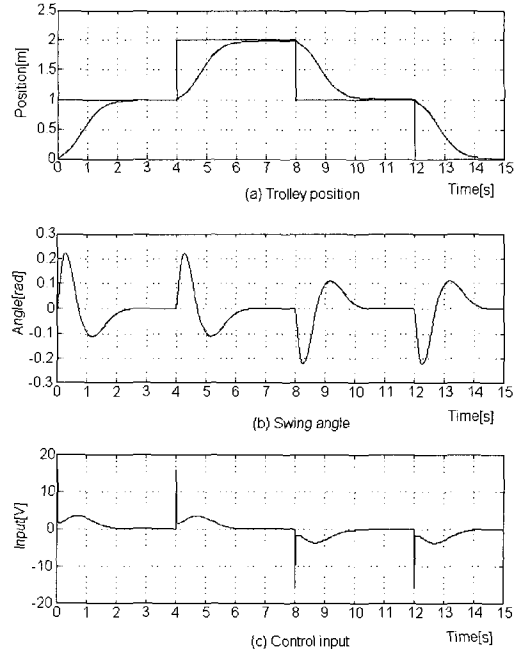


Fig. 6 Step response and control input using the LQ controller(Cargo mass change $+30[\%]$)

을 변화시켜 모의실험을 실시했다.

Fig. 6은 화물의 질량을 제어기 설계시 보다 $+30[\%]$ 변경시켰을 때 계단상 기준입력에 대한 LQ 제어기에 의한 응답곡선과 구동모터에 인가되는 제어입력인 전압을 나타내고 있다.

결과를 보면 약 2.3초에 목표위치에 도달하며 큰 오버슈트나 정상편차 없이 안정한 제어결과를 얻고 있으며 이동중의 최대 흔들림 각은 대략 $0.22[\text{rad}]$ 이고 제어시작 후 2.3초에서 흔들림 각도가 $0[\text{rad}]$ 으로 된다. 제어입력인 전압은 앞의 결과와 거의 유사하게 나타난다.

4.4 파라미터 변화와 외란에 대한 검토

운전 중 시스템의 파라미터 값의 변화와 외란에 대해서도 강인하다는 것을 보이기 위해서 Fig. 7과 같이 제어 시작 후 1초와 11초 시점에서 각각 $+0.05[\text{rad}]$ 과 $-0.05[\text{rad}]$ 크기의 흔들림을 0.01초 동안 가하면서 동시에 화물의 질량을 $+30[\%]$ 변화시켰다.

결과를 보면 약 2.4초에 목표위치에 도달하며 큰

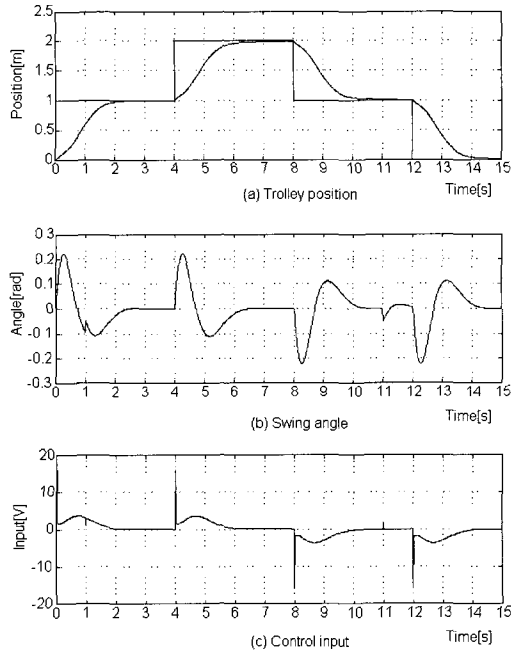


Fig. 7 Step response and control input using the LQ controller(Cargo mass change +30[%], Disturbance ± 0.05 [rad])

오버슈트나 정상편차 없이 안정한 제어결과를 얻고 있으며 이동중의 최대 흔들림 각은 대략 0.22 [rad]이고 제어시작 후 2.5 초에서 흔들림 각도가 0 [rad]으로 된다. 제어입력인 인가 전압은 앞의 결과와 거의 유사하게 나타난다.

5. 종래의 PID 제어기와의 비교

5.1 PID 제어기의 설계

본 절에서는 컨테이너 크레인의 제어를 위해 PID 제어기를 설계하고 시뮬레이션을 수행하여 그 결과를 LQ 제어기와 비교해 본다. 컨테이너 크레인은 운전실이 대차(트롤리)에 붙어 있으므로 트롤리의 위치 오버슈트가 생기면 운전실의 반복적인 전·후진 동작으로 운전자의 피로를 증대하여 크레인 운전효율이 저하될 뿐만 아니라 사고발생의 확률이 높게 된다. 따라서 트롤리의 위치 오버슈트가 거의 없고 목표치 도달시간을 최대한 단축시킬 수 있는 제어결과를 보이도록 비례감도 K_p

$= 2.4$, 적분시간 $T_i = 0.005$, 미분시간 $T_d = 0.1$ 로 PID 정수를 정했다.

5.2 모의실험 결과 비교

LQ 제어기의 계단상 기준입력에 대한 앞 절의 모의실험에서 4단계의 목표위치 변경 중 첫 단계인 제어 시작부터 4초까지의 1 [m] 위치 변경에 대해서만 LQ제어기와 PID 제어기의 모의실험 결과를 비교하고 나머지 단계들의 결과는 거의 대동소이하므로 생략한다. Fig. 8의 모의실험 결과에서 보는 바와 같이 목표치 도달시간, 흔들림 제어 등에서 LQ제어기의 결과가 기존 PID제어기의 결과보다 훨씬 우수한 제어성능을 보이고 있다.

따라서 기존의 PID 제어기를 본 연구에서 제안하는 LQ 제어기로 대체하면 컨테이너 크레인의 스프레더에 매달려 적·양하되는 컨테이너 화물의 흔들림 제어를 효율적으로 수행할 뿐만 아니라 동시에 목표위치 도달시간을 단축하여 작업사이클 시간을 줄이게 되어 터미널의 하역효율을 높이는 것이 가능할 것이다. 외란과 파라미터 변화가

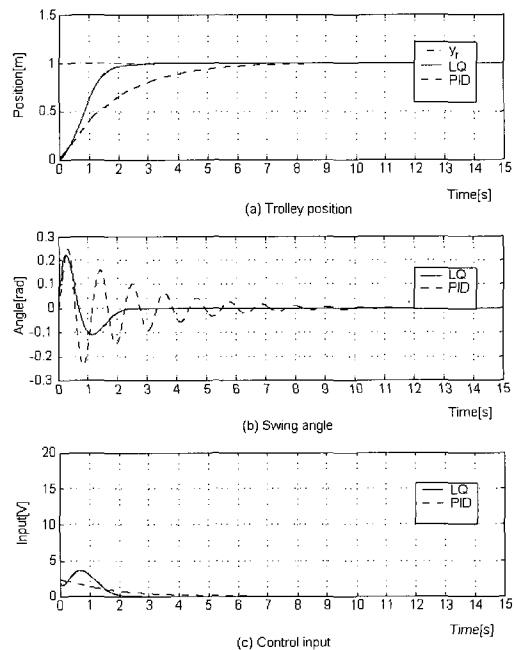


Fig. 8 Step response using the PID and LQ controller

동시에 있을 경우 LQ 제어기에서는 만족할만한 수준의 제어성능을 보이지만 PID 제어기에서는 더 심각하게 목표위치 도달시간이 더 길어지게 되며, 도달시간을 짧게 튜닝할 경우 큰 오버슈트가 발생하여 결과적으로 운전자에게 피로를 증대시키는 것으로 나타났다.

6. 결 론

본 연구에서는 하역효율을 높이기 위해서 트롤리를 가능한 고속으로 주행시키고 트롤리가 목표위치에 도달했을 때 화물의 흔들림을 가능한 빨리 제어하도록 하는 LQ 제어기의 설계 기법을 제안하였고 여러 가지 모의실험과 종래의 제어기와의 비교를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 계단상의 목표위치 변경에 대하여 추종성능이 양호하며 빠른 응답특성을 가진다.

(2) 돌풍과 같은 강한 외란과 화물의 질량 변화로 야기되는 시스템의 파라미터 변화에 대해서도 어느 정도 적응성이 있고 강인하다.

이와 같은 결과를 종합해볼 때, 본 연구에서 제안한 컨테이너 크레인의 LQ 제어기를 좀 더 개선하여 실용화하면 항만 물동량의 하역효율 향상에도 큰 도움을 주리라 생각한다.

참 고 문 헌

- [1] R. C. Goertz, "United State Patent Office 2806610", 1957
- [2] J. S. Kerkerinck and W. Trautnitz, "Siemens, Z.", Vol. 40, No. 7, pp. 522, 1966
- [3] 윤지섭, 박병석, 이재설, "무진동 크레인을 이용한 흔들림 제어에 관한 연구", KACC, Vol. 1, pp. 292-297, 1990
- [4] 홍금식, 이신섭, "크레인 진자계의 최적제어", 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, pp. 832-837, 1995
- [5] 정승현, 박정일, "퍼지제어기를 이용한 크레인의 진동억제 및 위치제어", 제어·자동화·시스템공학회 논문지, Vol. 3, No. 3, pp. 435-442, 1997
- [6] 홍금식, 손성철, 이만형, "컨테이너 크레인의 흔들림 제어", 제어·자동화·시스템공학회 논문지, Vol. 3, No. 1, pp. 23-30, 1997
- [7] 신선근, "하역 생산성 향상을 위한 컨테이너 크레인의 제어기 설계", 한국해양대학교, 석사논문, 2000
- [8] C. F. Alsop, G. A. Forster and F. R. Holmes, "Ore Unloader Automation a Feasibility Study", IFAC 東京大會論文集, VII-22~VII-35, 1966
- [9] 최재준, "퍼지-LQ 기법을 이용한 컨테이너 크레인의 강인한 제어기 설계", 한국해양대학교, 박사논문, 2002

저 자 소 개



손정기(孫正基)

1964년 10월생. 1997년 부경대학교 전기공학과 졸업(석사). 2002년 부경대학교 대학원 기계공학부 수료(박사). 현재 한국항만연수원 부산연수원 항만장비정비학과장



남택근(南澤謹)

1968년 10월생. 1990년 한국해양대학교 졸업. 1996년 한국해양대학교 (석사). 2001년 일본동경 공업대학 대학원 졸업(박사). 현재 한국전기연구원 기계제어응용그룹 선임연구원



최재준(崔在俊)

1959년 3월생. 2002년 한국해양대학교 대학원 졸업(박사). 현재 한국항만연수원 부산연수원 주임교수. 한국항만·운송노동연구원 연구위원



권순재(權純在)

1951년생. 1982년 부산대학교 대학원 전기공학과 졸업(석사). 1996년 부산대학교 대학원 전기공학과 졸업(박사). 현재 부경대학교 기계공학부(메카트로닉스·자동화정보전공) 교수



소명옥(蘇明玉)

1958년 5월생. 1987년 한국해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(석사). 1997년 한국해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(박사). 현재 한국해양대학교 기관시스템공학부 부교수