

컨테이너 크레인의 흔들림 억제 제어기 설계 A Design of Anti-sway Controller for Container Crane

손정기 · 권순재 · 박한석

J. K. Son, S. J. Kwon and H. S. Park

Key Words : LQ Control(선형 2차 제어), Fuzzy Control(퍼지 제어), Trolley Equipment(트롤리 장치), Anti sway Controller(흔들림 제어기), Container Crane(컨테이너 크레인)

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 Fuzzy 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.

기 호 설 명

- M : 트롤리의 질량 [kg]
- m : 컨테이너 화물의 질량 [kg]
- l : 와이어 로프 길이 [m]
- R_a : 전기자 저항 [Ω]
- K_m : 모터 상수 [V/rad/s]
- K_g : 감속기의 기어비
- r_d : 와이어 드럼의 반지름 [m]

1. 서 론

컨테이너 크레인을 사용하여 컨테이너를 선박과 항만에 얼마나 신속하고 안전하게 선적 또는 하역하느냐에 따라 하역장비의 성능이 좌우된다. 컨테이너 크레인은 다른 운송수단보다 규모가 크고 대형이며 큰 중량을 취급할 뿐만 아니라 화물이 공중에서 이동하므로 이송경로나 화물을 취급하는 위치의 자유도가 높다.

또한 지상에서는 이동을 위한 통로가 필요 없으므로 운반물 거치의 효율이 좋다. 이송과정은 화물을 들어올리는 동시에 가속을 하고 일정지점까지 동속으로 움직이다가 목표지점의 저속구간에서 감속과 동시에 물건을 내리는 일련의 동작으로 이루어져 있다. 그리고 와이어 로프를 이용한 운송방식이 때문에 이송에 따른 화물 흔들림의 발생은 피할 수 없으며 원활하고 안전한 운전을 위하여 운전자의 숙련이 필요하다.

이때 발생된 스프레더 흔들림은 화물의 추락, 컨테이너, 선박과의 충돌을 유발시킬 수 있고 화물 이송구간을 길게 만들며 목표지점에 도달했을 때 잔류 흔들림이 남게 된다. 따라서 이러한 문제점을 해결하기 위한 크레인의 자동화, 흔들림 억제의 요구가 높아져 다양한 방법으로 연구개발이 진행되고 있다.

지금까지 연구된 크레인 제어와 관련된 결과들을 살펴보면 다음과 같다. 미국의 Goertz가 크레인 운전자동화에 대해 연구하여 최초로 특허를 받았으며¹⁾ 독일의 MAN과 DEMAG 회사에서는 화물의 흔들림 각을 트롤리의 속도제어 루프에 피드백하여 흔들림을 제어하는 하역장비를 개발하였다.

영국의 Alsop 등도 하역장비의 자동화 계획에 관한 논문을 발표하였는데 이러한 논문의 대부분은 최적제어 기법을 이용하고 있다²⁾. 국내의 연구로서는 Yeun 등이 로프 길이가 일정한 화물의 흔들림을 제어하는 하역장비를 개발하였다.

접수일: 2002년 12월 21일

손정기(책임저자) : 한국항만연수원 부산연수원

E-mail : flogging@hanmail.net Tel. 051-621-0550

권순재 : 부경대학교 공과대학 기계공학부

박한석 : 부경대학교 공과대학 전기제어계측공학부

들림을 제어할 목적으로 흔들림 각의 변화율을 측정하고 이것을 피드백 하여 단진자 운동에 감쇠 효과를 부여하는 것을 제안하였으며³⁾ Hong과 Son 등은 화물의 흔들림뿐만 아니라 화물과 트롤리의 속도 차이에 의해 발생이 예상되는 흔들림 및 가속시간의 세 가지 성능지수를 최소화하는 최적제어에 관한 연구와 로프의 길이 변화를 극복하기 위해서 기준이 되는 흔들림 궤적을 만들고 궤적에서 벗어난 오차를 피드백하여 초기 흔들림과 외란을 극복할 수 있는 오차 피드백 제어를 제안하였다⁴⁾.

그리고 Shin은 컨테이너 크레인의 위치제어 및 흔들림 제어를 위해 LQ 제어기와 Fuzzy 제어기를 설계하여 그 응답을 비교 검토하였으나 컨테이너 크레인 시스템의 모터 구동부 및 기어계통을 제외하고 모델링 하였다⁵⁾.

본 논문에서는 하역장비의 생산성을 높이기 위해서 트롤리를 최고속도로 이송시키면서 트롤리가 목표지점에 도달했을 때 스프레더에 매달린 화물의 흔들림을 최대한 빠른 시간 내에 제어되도록 하는 LQ Fuzzy 제어기의 설계 기법을 제안한다.

제안한 제어기에 대해 제안상의 목표치 변경에 대한 추종성과 화물의 중량 변화 및 와이어 로프로부터 야기되는 파라미터 변화, 바람과 같은 외란 등의 작업환경 변화에 대한 강인성을 시뮬레이션을 통해 확인하고자 한다.

2. 컨테이너 크레인의 모델링

2.1 트롤리와 컨테이너 화물의 운동방정식

트롤리의 가속운동으로 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. 컨테이너 흔들림은 직교 좌표계에서 평면 2차원적인 운동으로 간주한다⁸⁾.

호이스트 와이어 로프의 수직에 대한 각도를 θ [rad], 각속도를 $\dot{\theta}$ [rad/s], 트롤리의 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 · m²/s], 중력가속도를 g [m/s²], 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 지점축의 마찰에 의해 각속도 $\dot{\theta}$ 에 비례한 모멘트 $c_2\dot{\theta}$ 를 받는다고 가정하여 모델링 한다.

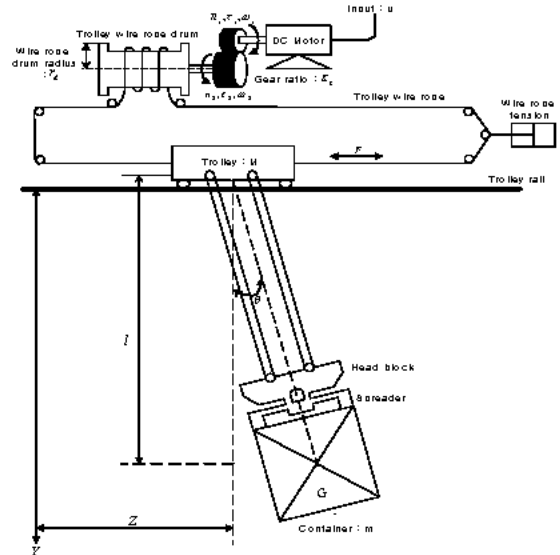


Fig. 1 Coordinate system of a container crane system

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

$$F_v l \sin \theta - F_h l \cos \theta - c_2 \dot{\theta} = 0 \quad (5)$$

식(3)을 식(2)에 대입하여 정리하면 식(6)과 같은 비선형 미분방정식을 얻을 수 있다.

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

식(3)과 식(4)를 식(5)에 대입하여 F_h 와 F_v 을 소

거하여 정리하면 식(7)과 같다.

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

식(6), (7)에서 θ 의 변동이 미소하다고 가정하여 $\theta \cong 0$ 부근에서 선형으로 근사화하고 ($\sin\theta \cong \theta$, $\cos\theta \cong 1$, $\cos^2\theta \cong 1$, $\dot{\theta}^2 \cong 0$), 트롤리의 이동속도에 비례한 마찰력 $c_1\dot{z}$ 와 호이스트 와이어 로프가 흔들림으로써 발생하는 계수 $c_2\dot{\theta}$ 는 미소하므로 무시한 후, $\ddot{\theta}$ 와 \ddot{z} 에 관하여 정리하면 식(8), (9)과 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

모터의 인가전압 u [V], 전기자 전류 i_a [A], 전기자 저항 R_a [Ω], 모터의 토크 상수 K_m [V/rad/s], 모터의 회전각속도를 ω_1 [rad/s], 와이어 드럼축의 회전각속도를 ω_2 [rad/s], 모터의 회전력을 τ_1 [N·m], 와이어 드럼축의 회전력을 τ_2 [N·m], 와이어 로프에 작용하는 힘을 F [N], 와이어 드럼의 반경을 r_d [m]라 하고, 이들 간의 관계식을 나타내면 식(10), (11), (12)과 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 와이어 드럼축의 회전각속도 $\omega_2 = \omega_1/K_g$, 드럼축의 회전력 $\tau_2 = K_g \tau_1$ 이다.

트롤리의 이동속도 $\dot{z} = r_d \omega_2$ 이므로 식(10)을 다시 쓰면 식(13)과 같이 표현된다.

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

2.3 컨테이너 크레인의 전체 운동방정식

구동부를 모델링하기 위해서 식(13)을 식(8)과 식(9)에 대입해서 z 와 θ 에 관해 정리하면 식(14), (15)를 얻을 수 있다.

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

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

식(14), (15)에서 $x_1 = z$, $x_2 = \dot{z}$, $x_3 = \theta$, $x_4 = \dot{\theta}$ 로 상태변수를 정리하면 식(16)과 같은 1계 연립 미분방정식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (16)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{K_g^2 K_m^2}{M R_a^2 r_d^2} x_2 - \frac{mg}{M} x_3 + \frac{K_g K_m}{M R_a r_d} u$$

$$\dot{x}_3 = x_4$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{K_g^2 K_m^2}{M R_a^2 r_d^2} x_2 - \frac{(M+m)g}{Ml} x_3 + \frac{K_g K_m}{M R_a r_d} u$$

식(16)을 행렬과 벡터형식으로 간단히 표현하면 식(17)과 같다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u \quad (17)$$

$$y = \mathbf{C}\mathbf{x}$$

단,

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

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_g K_m}{M R_a r_d} \\ 0 \\ \frac{K_g K_m}{M R_a r_d} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = [1 \ 0 \ 0 \ 0] \quad \mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T$$

항만에 설치된 컨테이너 크레인을 대상으로 실험을 한다는 것은 현실적인 어려움이 있으므로 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 1/25로 축소한 크레인을 대상으로 실험을 실시하였다.

또한 모의실험에 필요한 컨테이너 크레인의 시스템 파라미터 값들은 표 1과 같고 시스템 구성은 Fig. 1과 같다.

Fig 2에 보는 바와 같이 축소한 컨테이너 크레인 시스템의 붐(Boom) 길이는 3.5[m] 높이는 3[m] 붐과 지면의 길이는 약 2.5[m]이므로 실험에 필요한 와이어 로프의 길이는 0.4[m]에서 2[m]까지로 하고 실험을 실시한다.

$$\Delta \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_i \Delta x + \mathbf{B}_i \Delta u_i, \quad (22)$$

$$\Delta y = \mathbf{C}_i \Delta x, \quad (i=1\sim 3)$$

그리고 \mathbf{x}_r 과 u_r 은 식(23)로부터 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_r \\ u_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_i & \mathbf{B}_i \\ \mathbf{C}_i & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ y_r \end{bmatrix} \quad (23)$$

오차시스템에 대한 동적방정식에서 식(24)과 같은 2차 형식의 평가함수를 최소로 하면서 피드백 시스템을 점근적으로 안정하게 하는 LQ 제어법칙은 식(25)과 같이 주어진다.

$$J = \int_0^{\infty} (\Delta \mathbf{x}^T \mathbf{Q}_i \Delta \mathbf{x} + \Delta u_i^T R_i \Delta u_i) dt \quad (24)$$

$$\Delta u_i = -\mathbf{K}_i \Delta \mathbf{x} \quad (25)$$

단, $\mathbf{K}_i = [k_{21} \ k_{22} \ k_{23} \ k_{24}] = R_i^{-1} \mathbf{B}_i^T \mathbf{P}_i$

여기에서, \mathbf{Q}_i 와 R_i 는 각각 하중행렬과 하중계수이고 \mathbf{K}_i 는 피드백 이득행렬이며 \mathbf{P}_i 는 다음 식의 리카치(Riccati) 방정식의 해 행렬이다.

$$\mathbf{A}_i^T \mathbf{P}_i + \mathbf{P}_i \mathbf{A}_i - \mathbf{P}_i \mathbf{B}_i R_i^{-1} \mathbf{B}_i^T \mathbf{P}_i + \mathbf{Q}_i = 0 \quad (26)$$

식(21)을 이용하여 식(25)을 다시 표현하면 식(27)과 같다.

$$u_i = u_r - k_{21}(x_1 - y_r) - k_{22}(x_2 - x_{2r}) - k_{23}(x_3 - x_{3r}) - k_{24}(x_4 - x_{4r}) \quad (27)$$

컨테이너 크레인 시스템의 파라미터 값들은 표 1과 같고 와이어 로프 길이 l 의 변화폭을 0.4[m]에서 2.0[m]로 가정하고 Fig. 3과 같은 퍼지 소속함수를 이용하여 SM(Small), MD(Medium), LG(Large)로 입력공간을 등간격으로 퍼지분할 한다. 그리고 “If~then” 형식의 퍼지규칙으로 식(28)과 같이 표현했으며 R^i 는 i 번째 규칙이고 P_1 SM, P_2 MD, P_3 LG를 의미한다.

$$R^i: \text{If } l \text{ is } P_i \text{ then } \Delta \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_i \Delta \mathbf{x} + \mathbf{B}_i \Delta u_i, \quad (i=1\sim 3) \quad (28)$$

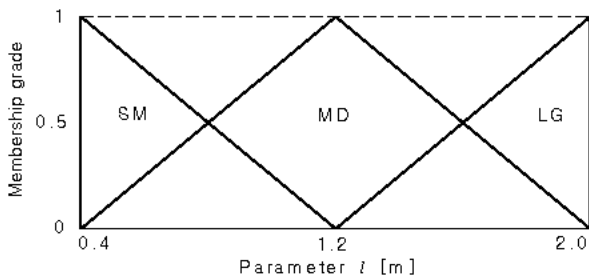


Fig. 3 Membership functions

파라미터 값이 $i=1$ 일 때 $l=0.4$ [m], $i=2$ 일 때 $l=1.2$ [m], $i=3$ 일 때 $l=2.0$ [m]로 정한 후, 식(25)에 대입하여 시스템행렬 \mathbf{A}_i 와 입력행렬 \mathbf{B}_i 및 출력행렬 \mathbf{C}_i 를 구한다.

하중행렬 \mathbf{Q}_i 와 하중계수 R_i 는 상태벡터와 제어 입력의 상대적인 중요성에 근거를 두고 바라는 제어응답이 되도록 다음과 같이 선정한다.

$$\mathbf{Q}_1 = \begin{bmatrix} 8.5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad R_1 = 0.05 \quad (29)$$

$$\mathbf{Q}_2 = \begin{bmatrix} 10 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 3.5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 40 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2 \end{bmatrix} \quad R_2 = 0.05 \quad (30)$$

$$\mathbf{Q}_3 = \begin{bmatrix} 12 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 120 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 9 \end{bmatrix} \quad R_3 = 0.05 \quad (31)$$

\mathbf{Q}_i 와 R_i 를 식(26)의 리카치 방정식에 대입하여 \mathbf{P}_i 를 구하고 이것을 식(25)에 대입하여 식(32), (33), (34)과 같은 각 서브 시스템의 이득 \mathbf{K}_i 를 구한다.

$$\mathbf{K}_1 = [k_{11} \ k_{12} \ k_{13} \ k_{14}] = [13.0384 \ 5.9464 \ 21.9445 \ 1.5036] \quad (32)$$

$$\mathbf{K}_2 = [k_{21} \ k_{22} \ k_{23} \ k_{24}] = [14.1421 \ 9.3951 \ 31.6229 \ -2.4797] \quad (33)$$

$$\mathbf{K}_3 = [k_{31} \ k_{32} \ k_{33} \ k_{34}] = [15.4919 \ 14.0470 \ 54.0395 \ -6.8675] \quad (34)$$

제어기의 전체 출력을 구하는 과정은 첫째 파라미터 l 에 대한 각 소속함수의 적합도를 구하여 식(35)과 같이 정규화한다.

둘째 각 서브 LQ 제어기의 출력 Δu_i 를 식(25)에 의해 구하고 이 값에 정규화된 적합도 \overline{w}_i 를 곱하여 가중평균하여 Δu 를 식(36)와 같이 구한다.

셋째 제어입력의 증분값과 정상값을 합하여 실제 제어입력 u 를 식(37)처럼 구한다.

$$\overline{w}_i = \frac{w_i}{\sum_{i=1}^3 w_i} \quad (35)$$

$$\Delta u = \frac{\sum_{i=1}^3 (w_i \cdot \Delta u_i)}{\sum_{i=1}^3 w_i} = \sum_{i=1}^3 (\Delta u_i \cdot \overline{w_i}) \quad (36)$$

$$u = u_r + \Delta u \quad (37)$$

Fig. 4는 이렇게 구성한 컨테이너 크레인 제어 시스템을 나타내고 있으며 점선 부분이 제안한 LQ Fuzzy 제어기이다. 여기에서 정상상태 값은 $x_{1r} = y_r, x_{2r} = x_{3r} = x_{4r} = 0, u_r = 0$ 이다.

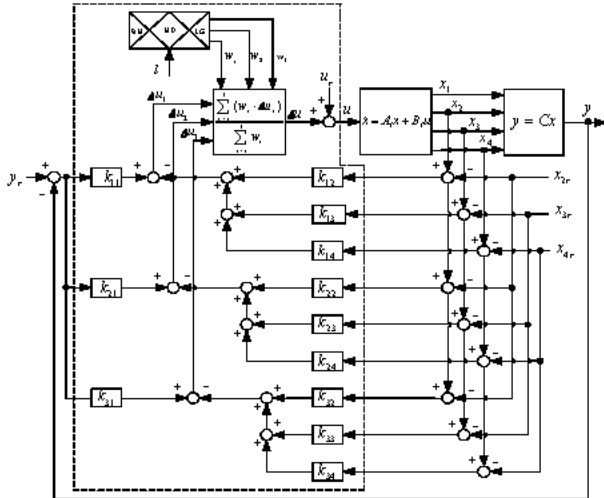


Fig. 4 Block diagram of LQ Fuzzy control system

4. 모의실험 및 고찰

운전자의 입력 변화에 대한 제어시스템의 추종 성능을 알아보기 위하여 트롤리의 위치에 대해 계단상의 기준입력을 변경시켜 보았다.

초기위치 0[m]에서 전진방향으로 가속하여 목표위치 1[m]의 기준입력을 가하고 5초단위로 전진방향으로 1[m]의 기준입력을 가하여 총 목표위치가 3[m]가 되도록 하였다. 15초 후에는 역방향으로 1[m]의 기준입력을 가하고 5초단위로 1[m]의 기준입력을 가하여 최종목표위치 0[m]가 되도록 정했다. 모의실험의 Fig. 5, 7, 9, 11은 LQ 제어기 그리고 Fig. 6, 8, 10, 12는 LQ Fuzzy 제어기이며 트롤리의 위치, 컨테이너 스프레더의 흔들림 각도, 모터에 입력되는 전압을 나타내고 있다.

4.1 계단상의 기준입력 변화에 대한 검토

Fig. 5와 Fig. 6은 계단상의 기준입력에 대한 결과를 이면 약 3초와 2.5초에 목표위치에 도달하고

큰 오버슈트나 정상편차 없이 안정한 제어결과를 얻고 있으며 이동중의 최대 흔들림 각은 대략 0.17[rad], 2.2[rad]이고 제어시작 후 2.5초, 2초 후에 스프레더의 흔들림 각도가 0[rad]이고 모터에 입력되는 전압은 목표치 변경시 순간적으로 약 6[V]를 나타내는 것을 제외하고는 약 3[V]이하로 인가되고 있다.

Fig. 5 Step response and control input using the LQ controller

Fig. 6 Step response and control input using the LQ Fuzzy controller

4.2 외란에 대한 검토

제어시스템은 운전 중에 와이어 로프, 바람, 질량, 단차 등과 같이 부하변화가 일어날 수 있다. 따라서 본 연구에서는 6초, 11초, 21초 시점에 외란을 주어 +0.1[rad], +0.3[rad] 크기의 흔들림을 0.1초 동안 가하여 보았다.

Fig. 7과 Fig. 8을 보면 6초, 11초와 21초에서 외란이 가해지더라도 오버슈트나 정상상태 오차가

Fig. 7 Step response and control input using the LQ controller (Disturbance +0.1[rad])

Fig. 9 Step response and control input using the LQ controller (Disturbance +0.3[rad])

Fig. 8 Step response and control input using the LQ Fuzzy controller (Disturbance+0.1[rad])

Fig. 10 Step response and control input using the LQ Fuzzy controller (Disturbance +0.3[rad])

없음을 알 수 있으며 약 11초에 인가된 외란에 대해서는 11.7초에 목표지점에 도달하고 있다.

이동중의 최대 흔들림 각은 대략 0.17[rad], 0.22[rad]이며 제어 시작 후 2.5초, 2초에 흔들림 각도가 0[rad]으로 된다.

모터에 입력되는 전압은 목표치 변경시 순간적으로 약 6[V]를 나타내는 것을 제외하고는 약 3[V]이하로 인가되고 있으며 외란이 가해지는 순간 그 외란에 대응하기 위해서 적절히 변경되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9와 Fig. 10을 보면 11초에 인가된 외란에 대해서는 12.5초에 목표지점에 도달하고 있다. 이동 중의 흔들림은 0.17[rad], 0.22[rad]이며 외란에 대한 흔들림은 6초에서 0.3[rad], 11초에서 0.3[rad]이다. 전압은 약 5, 6[V]를 나타내는 것을 제외하고 약 3[V]이하로 인가되고 있다.

4.3 파라미터 변화에 대한 검토

일반적으로 제어시스템은 제어기 설계시 파라미터 값이 정확하게 선정된다 하더라도 주위환경에 따라 운전중 파라미터의 값이 변할 수도 있다. 따라서 운전중 시스템 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 질량을 변화시켜 모의실험을 실시했다.

Fig. 11과 Fig. 12는 화물의 질량을 제어기 설계시 보다 +30[%] 변경시켰을 때 계단상 기준입력에 대한 응답곡선과 구동모터에 입력되는 제어전압을 나타내고 있다. 결과를 보면 약 3초, 2.3초에 목표 위치에 도달하며 큰 오버슈트나 정상편차 없

Fig. 11 Step response and control input using the LQ controller (Cargo mass change +30[%])

Fig. 13 Step response and control input using the LQ controller (Cargo mass change +30[%], Disturbance +0.1[rad])

Fig. 12 Step response and control input using the LQ Fuzzy controller (Cargo mass change+30[%])

Fig. 14 Step response and control input using the LQ Fuzzy controller (Cargo mass change +30[%], Disturbance +0.1[rad])

이 안정적인 제어결과를 얻고 있으며 이동중의 최대 흔들림 각은 0.12[rad]이고 제어시작 후 2.5초에서 흔들림 각도가 0[rad]으로 된다. 제어전압은 앞의 결과와 거의 유사하게 나타난다.

이고 제어시작 후 2.5초에서 흔들림 각도가 0[rad]으로 된다. 제어전압은 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. 13, 14와 같이 제어 시작 후 6초, 11초와 21초 시점에서 각각 +0.1[rad] 크기의 흔들림을 0.1초 동안 가하면서 동시에 화물의 질량을 +30[%] 변화시켰다.

결과를 보면 약 3초에 목표위치에 도달하며 큰 오버슈트나 정상편차 없이 안정적인 제어결과를 얻고 있으며 이동중의 최대 흔들림 각은 약 0.12[rad]

5. 결 론

본 논문에서는 항만생산성 제고를 위해 컨테이너 크레인의 트롤리와 호이스트를 운전자가 운전 상황에 따라 생기는 각종 흔들림과 목표위치에서 스프레더에 매달린 화물을 빠른시간 내에 제어가 가능하도록 LQ Fuzzy 제어기의 설계기법을 제안하고 여러 가지 모의실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 운전자에 의해 목표위치 변경에 대하여 추종성이 양호하고 빠른 응답특성을 가진다.
2. 바람, 운전상에서 생기는 화물의 중량변화 그리고 호이스트 와이어 로프의 길이에 대해 어느 정도 적응성이 있고 강인하다.
3. 하역시스템에 적용에 따라 다른 시스템도 적용이 가능하다고 판단된다.

따라서 본 연구에서 제안한 제어를 실험을 통하여 실용화하면 항만생산성 향상에 크게 기여할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

1. R. C. Goertz, "United State Patent Office 2806610", 1957
2. 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
3. 윤지섭, 박병석, 이재설, "무진동 크레인을 이용한 흔들림 제어에 관한 연구", KACC. Vol. 1, pp. 292 297, 1999
4. 홍금식, 손성철, 이만형, "컨테이너 크레인의 흔들림 제어", 제어·자동화·시스템공학회 논문지, Vol. 3, No. 1, pp. 23 30, 1997
5. 신선근, "하역 생산성 향상을 위한 컨테이너 크레인의 제어기 설계", 한국해양대학교, 석사논문, 2000
6. Hitachi, "크레인의 흔들림 완화 방법", 일본 특허공보(소57 57398 / 소57 57399), pp. 273 277, 1982
7. Hitachi, "크레인의 흔들림 방지 방법", 일본 특허공보(소57 57399 / 소57 57399), pp. 279 284, 1982
8. 손정기 외 4인, "LQ 제어기법을 이용한 컨테이너 크레인의 제어기 설계", 박용기관학회지, 제 26권, 제5호, pp. 544 553, 2002