

항만효율향상을 위한 컨테이너 크레인의 강인한 제어기 설계

이영재* · 이윤형** · † 소명옥

*대우자동차 영업부 대동영업소, **한국해양대학교 대학원, † 한국해양대학교 선박전자기계공학부 교수

Robust Controller Design of Container Cranes for Improving the Stevedoring Efficiency in Port

Young-Jae Lee* · Yun-Hyung Lee** · † Myung-Ok So

* DAEWOO MOTOR SALES, Pusan, Korea

**Graduate school of National Korea Maritime University, Pusan 606-791, Korea

† Division of Mechatronics Engineering, National Korea Maritime University, Pusan 606-791, Korea

요 약 : 비선형 시스템의 제어를 위해서 일반적으로 사용하는 하나의 동작점에서 얻은 선형모델에 기초한 제어기는 여러 가지 선형제어기법을 응용할 수 있다는 장점이 있지만 파라미터 변동에 대해 적절히 대처하지 못하는 단점을 가진다. 따라서 본 논문에서는 제어대상의 시스템 파라미터가 변동하는 경우에도 제어기가 적응적으로 작동하기 위한 방법으로 보간-LQ 제어기법을 제안한다. 보간-LQ 제어기는 다수개의 서브-LQ 제어기를 설계하고, 이들의 이득을 다시 보간하는 방법을 사용하기 때문에 파라미터 변동에 따라 제어기의 이득이 지속적으로 조정되는 제어기이다. 제안한 방법은 파라미터 변동이 존재하는 컨테이너 크레인 시스템에 적용하여 유효성을 살펴본다.

핵심어 : 컨테이너 크레인, LQ 제어기, 파라미터 변화, 보간, 게인 조정

Abstract : In this paper we present an interpolation-LQ control technique which tunes continuously the controller gain by interpolating the gains of sub-LQ controllers. The proposed controller design technique is applied to the container crane system for simulations. Several cases of simulations are carried out in order to prove the control effectiveness and robustness. The simulation results of the proposed controller are compared with those of LQ controllers. The results showed better control performance than those of LQ controllers.

Key words : Container crane, LQ controller, Parameter change, Interpolation, Gain tuning

1. 서 론

한국 수출입 물동량의 95 [%] 이상이 해상운송에 의해 항만을 통해 유통되고 있고, 화물의 컨테이너화도 매년 꾸준히 증가되고 있다. 우리나라는 동북아 거점항만으로서의 입지를 확보하고 환적화물을 유치하기 위해 부산항에 대규모 컨테이너 부두를 건설하고 있다. 또한, 세계 여러 나라에서는 컨테이너 터미널의 생산성 향상을 위해 선박 체항시간을 단축시켜 항만의 서비스 수준을 높여려는 노력도 가속화하고 있다. 그러나 전체적인 해상운송 물류에서의 병목현상은 선박과 육상의 컨테이너를 적하 및 양하하는 컨테이너 크레인에서 자주 발생하기 때문에 컨테이너 터미널의 생산성 향상은 주로 이 하역장비의 성능에 의존하고 있는 실정이다. 컨테이너 크레인에서의 하역 작업은 주로 컨테이너를 올리고 내리는 호이스트 동작과 컨테이너를 선박과 육상의 목표위치로 이동시키는 트롤리 동작으로 이루어진다. 트롤리 장치와 컨테이너를 집는 장치인 스프레더(Spreader) 사이에는 와이어 로프로 연결되어 있어 컨테이

너를 목표위치로 이동시킬 때 트롤리의 가·감속 운동으로 인해 필연적으로 화물의 흔들림이 발생하게 되며, 트롤리 동작이 이루어지고 있는 동안 호이스트 동작도 이루어져 화물의 흔들림과 함께 호이스트용 와이어 로프의 길이가 변하게 된다.

트롤리를 목표위치로 빠르게 이동시켰을 때 목표위치 근처에서 비교적 큰 흔들림이 발생하게 되고, 이 흔들림을 제어하기 위해 기존의 흔들림제어 시스템은 트롤리를 수회 전·후진시키기 때문에 크레인 운전자에게 피로를 증가시키는 커다란 단점을 가지고 있다. 이러한 이유로 실제 터미널에서 어느 정도 숙련된 운전자는 거의 이 장치를 사용하지 않고 수동운전을 행하고 있는 실정이다. 따라서 컨테이너 크레인 운전은 주로 운전자의 숙련도에 의존하고 있어 운전자의 능력 차이로 인한 효율저하는 물론, 실수 및 피로로 인한 안전사고 및 화물의 손상 등 심각한 문제를 일으키고 있다.

따라서 하역효율을 높이기 위해서는 가능한 짧은 시간 내에 오버슈트 없이 목표위치로 화물을 이동시켜야 하며, 목표위치 부근에서 트롤리의 불필요한 전·후진이 없도록 하여 운전자의

* 대표저자 : 이영재(정회원), eapple@gmdw.co.kr 016)659-2779

** 정회원, domse54@daum.net 051)410-4877

† 교신저자 : 소명옥(정회원), smo@hhu.ac.kr 051)410-4248

피로도를 경감시켜야 한다. 또한, 호이스트용 와이어 로프의 길이 및 화물의 질량 변화 등의 시스템 파라미터 변화에 강인한 제어기 설계가 필수적이다.

크레인과 관련된 연구로는 Sagara and Ohkawa(1990)가 크레인의 화물 흔들림 제어와 트롤리의 위치제어에 기준모델적응제어(MRAC) 알고리즘을 적용한 방법을 제안하였으며, Shirai *et al.*(1993)는 목표치에서의 흔들림을 방지하기 위해서 유압 시스템으로 되어 있는 흔들림 방지 장치를 트롤리 모터 제어로 대체하고, 센서에 의해 측정된 로프의 길이와 트롤리 위치에 따라 게인 값을 보간하여 트롤리 모터를 제어하는 방법을 제안하였다. 그러나 이러한 방법은 일정한 호이스트 속도, 패턴화된 화물의 이동경로 및 흔들림 각도에 대한 피드백을 할 수 없으므로 로프의 길이가 비정상적으로 변한다든지 화물의 이동경로가 패턴에 벗어날 경우 목표위치의 변경이 일어나면 제어성능이 떨어지는 단점이 있다.

그리고 국내에서의 연구로는, Yoon(1995)이 로프 길이가 일정한 화물의 흔들림을 제어할 목적으로 화물의 진동각의 변화율을 측정하고 이것을 피드백하여 단진자 운동에 감쇠 효과를 부여하는 것을 제안하였다. Shin(2000)은 컨테이너 크레인의 위치제어 및 흔들림 제어를 위해 LQ 제어기(LQ controller)와 퍼지 제어기를 설계하여 그 응답을 비교 검토하였으나 컨테이너 크레인 시스템의 전동기 구동부 및 기어계통을 제외하고 모델링 하였으며, 역시 이들 연구도 로프의 길이 변화 등 파라미터 변동에 대한 것은 고려하지 않았다.

컨테이너 크레인의 호이스트 용 와이어 로프의 길이 변화에 대해서도 강인한 제어가 될 수 있도록 연구한 것으로는 Hong(1997)의 기준이 되는 흔들림 궤적을 만들고, 이 궤적에서 벗어난 오차를 피드백하는 방법과 So의 퍼지기법을 이용한 것 그리고 Choi와 So의 퍼지-LQ 제어기법을 이용한 것 등이 있다(So, 2001; So and Choi, 2003). 그러나 이러한 논문도 퍼지 소속함수를 최적으로 결정해야 하는 어려움이 있다.

따라서 본 논문에서는 LQ 제어이론을 이용하여 주어진 컨테이너 크레인 시스템의 와이어 로프의 길이 변화에 대해 대표적인 다수개의 서브 LQ 제어기를 설계한다. 다음으로 이를 통해 얻어진 피드백 게인을 라그랑지 보간(Lagrange interpolation)법을 이용하여 보간함으로써 변화하는 파라미터에 대해 적응성을 부여할 수 있도록 게인 조정(Gain tuning)하는 적응제어기를 제안한다. 이 적응제어기법을 와이어 로프의 길이가 변하는 컨테이너 크레인에 적용하여 LQ 제어의 결과와 비교함으로써 제안한 제어기가 기존의 제어기 보다 오버슈트, 목표위치 추종성능에서 양호하여 하역효율 향상에 기여할 수 있음을 입증한다.

2. 수학적 모델링과 LQ 제어기 설계

2.1 수학적 모델링

트롤리의 구동부를 포함한 컨테이너 크레인 시스템의 수학적 모델링은 참고문헌(Son, 2002)에서 상세히 언급되어 있으므로 여기서는 간단히 설명한다. 트롤리와 컨테이너의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\ddot{z} = \frac{F + m\ell(\ddot{\theta}\cos\theta - \dot{\theta}^2\sin\theta) - c_1\dot{z}}{M + m} \quad (1)$$

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

위 식에서 θ [rad]와 $\dot{\theta}$ [rad/s]는 각각 호이스트용 와이어 로프의 수직에 대한 각도와 각속도, z [m]와 \dot{z} [m/s]는 각각 트롤리의 수평방향 위치와 속도, m [kg]과 M [kg]은 각각 컨테이너의 질량 및 트롤리의 질량, ℓ [m]은 트롤리에서 컨테이너 중심까지의 거리, c_1 [kg/s]과 c_2 [kg·m²/s]는 각각 트롤리 마찰계수와 컨테이너의 회전모멘트 계수, g [m/s²]는 중력 가속도, F [N]는 트롤리에 가해지는 힘이다.

조작부인 모터 및 기어박스도 제어대상에 포함시키기 위해 조작부도 간단히 모델링 한다. 모터에 전압을 가하면 회전력이 발생되고 기어박스를 거쳐 와이어 드럼을 회전시킴으로써 힘 F 가 작용하게 된다. 트롤리에 미치는 힘 F 와 구동 모터에 인가되는 전압 u 의 관계를 구하면 다음과 같다.

$$u = \frac{R_a r_d}{K_g K_m} F + \frac{K_g K_m}{r_d} \dot{z} \quad (3)$$

여기서, u [V]는 직류전동기의 인가전압, R_a [Ω]는 전기자 저항, K_m [V/rad/s]은 모터의 토크 상수, K_g 는 기어박스의 기어 비, r_d [m]는 와이어 드럼의 반경이다.

식 (3)을 식 (1)과 식 (2)에 대입한 후, θ 의 변동이 미소하다고 가정하여 $\theta \approx 0$ [rad]근방에서 선형으로 근사화하면 구동부를 포함한 전체 운동방정식은 다음과 같다.

$$\ddot{z} = -\frac{K_g^2 K_m^2}{M R_a r_d^2} \dot{z} - \frac{mg}{M} \theta + \frac{K_g K_m}{M R_a r_d} u \quad (4)$$

$$\ddot{\theta} = -\frac{K_g^2 K_m^2}{M \ell R_a r_d^2} \dot{z} - \frac{(M+m)g}{M \ell} \theta + \frac{K_g K_m}{M \ell R_a r_d} u \quad (5)$$

식 (4)와 식 (5)에서 $x_1 = z$, $x_2 = \dot{z}$, $x_3 = \theta$, $x_4 = \dot{\theta}$ 로 상태변수를 정의하고 모든 상태를 정확히 계측할 수 있다고 하면 다음과 같은 상태방정식으로 간단히 표현할 수 있다.

$$\dot{x} = A x + B u \quad (6)$$

$$y = C x$$

단,

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

$$B = \begin{bmatrix} 0 & \frac{K_g K_m}{M R_a r_d} & 0 & \frac{K_g K_m}{M \ell R_a r_d} \end{bmatrix}^T$$

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

2.2 구간별 서브 LQ 제어기 설계

우선, 오차에 대한 상태방정식으로 가져가기 위해 상태 x_1, x_2, x_3, x_4 와 그것의 각 정상상태의 값 $x_{1r}, x_{2r}, x_{3r}, x_{4r}$ 와의 오차신호를 다음 식과 같이 정의한다.

$$\Delta x = x - x_r, \Delta u = u - u_r, \Delta y = y - y_r \quad (7)$$

여기서 y_r 은 기준입력이다. 오차 시스템을 동적방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\Delta \dot{x} = A_i \Delta x + B_i \Delta u_i, \quad (8)$$

$$\Delta y = C_i \Delta x \quad (i=1 \sim 3)$$

오차 시스템에 대한 동적방정식에서 식 (9)와 같은 2차 형식의 평가함수를 최소로 하면서 피드백 시스템을 점근적으로 안정하게 하는 LQ 제어법칙은 식 (10)과 같이 된다.

$$J = \int_0^\infty (\Delta x^T Q_i \Delta x + \Delta u_i^T R_i \Delta u_i) dt \quad (9)$$

$$\Delta u_i = -k_i \Delta x \quad (10)$$

$$\text{단, } k_i = [k_{i1} \ k_{i2} \ k_{i3} \ k_{i4}] = R_i^{-1} B_i^T P_i$$

여기서, Q_i 와 R_i 는 각각 하중행렬과 하중계수이고 k_i 는 피드백 이득행렬이며 P_i 는 다음 식의 Riccati 방정식의 해행렬이다.

$$A_i^T P_i + P_i A_i - P_i B_i R_i^{-1} B_i^T P_i + Q_i = 0 \quad (11)$$

식 (7)을 이용하여 식 (10)을 다시 표현하면 다음의 식 (12)와 같이 된다.

$$u_i = u_r - k_{i1}(x_1 - y_r) - k_{i2}(x_2 - x_{2r}) - k_{i3}(x_3 - x_{3r}) - k_{i4}(x_4 - x_{4r}) \quad (12)$$

컨테이너 크레인에서는 와이어 로프의 길이 ℓ 이 동작 중 많이 변하므로 ℓ 을 제외한 각종 상수는 $K_m=0.00767, K_g=3.7, m=0.2, M=0.455, R_a=2.6, r_d=0.00635, g=9.8$ 으로 일정한 것으로 한다. 그리고 호이스트용 와이어 로프 길이 ℓ 의 변동폭은 0.4에서 2.0로 가정하고, $i=1$ 일 때 $\ell=0.4, i=2$ 일 때 $\ell=1.2, i=3$ 일 때 $\ell=2.0$ 로 정한 후, 이들 값을 식 (6)에 대입하면 시스템행렬 A_i 와 제어입력행렬 B_i 및 출력행렬 C_i 를 구할 수 있다.

설계자가 선정하는 하중행렬 Q_i 와 하중계수 R_i 는 상태벡터와 제어입력의 상대적인 중요성에 근거를 두고 바라는 제어응답이 되도록 시행착오 방법으로 선정하였다.

이와 같이 선정된 Q_i 와 R_i 를 식 (11)의 Riccati 방정식에 대입하여 P_i 를 구하고, 이것을 식 (10)에 대입하면 다음과 같은 각 서브시스템의 이득 k_i 를 Table 1과 같이 구할 수 있다.

Table 1 Gains of sub-controllers

i	k_{i1}	k_{i2}	k_{i3}	k_{i4}
1	13.038	5.946	21.944	1.503
2	14.142	9.395	31.622	-2.479
3	15.491	14.047	54.039	-6.867

3. 보간이론과 보간-LQ 제어기 설계

3.1 보간이론

보간법은 $(n+1)$ 개의 분점 x_0, x_1, \dots, x_n 에 대한 함수 값 $y_k = f(x_k), (k=0, 1, \dots, n)$ 가 주어졌을 때 이러한 점 이외의 x 값에 대한 $y = P_n(x)$ 를 구하는 것을 의미한다. 주어진 이산 데이터 점을 통과하고 그 데이터 사이를 보간하는 방법에는 여러 가지가 있으나 라그랑지(Lagrange) 보간법, 뉴턴(Newton) 보간법, 스플라인(Spline) 보간법 등이 있다. 본 논문에서는 라그랑지 보간법을 이용하여 제어기를 설계하므로 이에 대해서만 언급하고자 한다.

만약 $(n+1)$ 개의 데이터 값 $(x_0, f(x_0)), (x_1, f(x_1)), \dots,$

$(x_n, f(x_n))$ 이 주어졌을 때, 이 점들을 통과하는 다항식을 식 (13)으로 가정하면 곡선의 다항식이 모든 점을 통과해야 하므로 식 (14)가 얻어진다.

$$P_n(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_nx^n \quad (13)$$

$$P_n(x_i) = f(x_i) \quad (i=0, 1, \dots, n) \quad (14)$$

여기에서 $L_i(x_j)$ 와 $L_i(x)$ 를 식 (15), 식 (16)과 같이 정의하면 식 (13)은 식 (17)과 같은 라그랑지 n차 보간공식을 얻을 수 있다.

$$L_i(x_j) = \begin{cases} 0, & i \neq j \\ 1, & i = j \end{cases} \quad (15)$$

$$L_i(x) = \prod_{j=0, j \neq i}^n \left[\frac{x - x_j}{x_i - x_j} \right] \quad (16)$$

$$P_n(x) = \sum_{i=0}^n (L_i(x)) f(x_i) \quad (17)$$

컨테이너 크레인에서는 와이어 로프의 길이 ℓ 이 동작 중 많이 변하므로 ℓ 을 제외한 각종 시스템 파라미터 값들은 일정하게 하고, ℓ 이 각각 0.4, 1.2 그리고 2.0인 경우에 서브 제어기의 게인 $k_i = [k_{ij}]$ ($i=1 \sim 3, j=1 \sim 4$)이다.

그러면 라그랑지 보간법을 사용하여 앞에서 구한 각각의 서브시스템 게인들은 $K = [k_1 \ k_2 \ k_3 \ k_4]$ 로 다음식과 같이 보간 할 수 있다.

$$k_j(\ell) = \sum_{i=1}^3 k_{ij} L_i(\ell) \quad (18)$$

단, $L_i(\ell) = \prod_{j=1, j \neq i}^3 \frac{\ell - \ell_j}{\ell_i - \ell_j}$ 이다.

따라서 제어입력의 증분값 Δu 는 식 (19)와 같이 구해지고, 이를 정상값과 합하여 실제 제어입력 u 를 식 (20)과 같이 얻는다.

$$\Delta u = -K \Delta x \quad (19)$$

$$u = u_r + \Delta u \quad (20)$$

Fig. 1은 보간법을 이용한 적응 LQ 제어기를 나타내고 있으며 점선 부분이 본 논문에서 제안한 적응제어기이다.

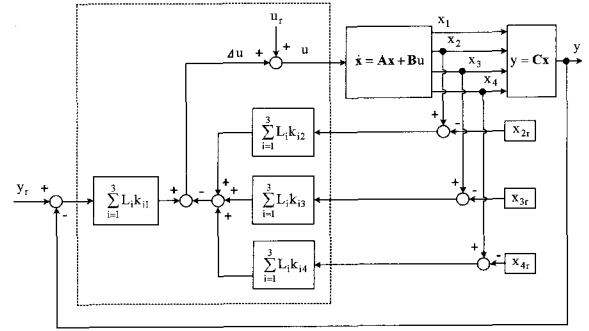


Fig. 1 Block diagram of the proposed control system

4. 모의실험 및 결과 고찰

제어시스템의 추종성능을 알아보기 위해 제어시작과 동시에 초기위치 0 [m]에서 전진방향으로 목표위치 3 [m]의 계단상 기준입력을 가하고, 다시 8초 후에 후진방향으로 3 [m]의 계단상 기준입력을 가하여 최종위치가 초기위치인 0 [m]가 되도록 정했다. 파라미터 변화에 대한 적응성과 강인성을 알아보기 위해서는 와이어 로프 길이를 기준 설계시(1.2 [m]) 보다 각각 -65 [%], 65 [%]로 오프-라인(Off-line)으로 변화시켰을 때와 실시간의 사인곡선으로 변환한다고 가정하여 두 제어기의 응답을 비교·검토하였다.

그림에서 IP(Interpolation-LQ controller)는 보간법을 사용한 적응제어기를 나타내고, LQ는 단순한 LQ 제어기를 표시한다.

Fig. 2의 파라미터 변화량이 -65 [%]인 경우, 두 제어기 모두 정상편차나 오버슈트는 없고, 컨테이너의 흔들림 각도도 최대 0.8 [rad] 정도로 비슷하며, 제어입력도 최대 24 [V] ~ -24 [V]로 비슷한 양상을 보이거나 IP의 경우가 LQ보다 목표위치 정정시간이 1 [s]정도 빠름을 알 수 있다.

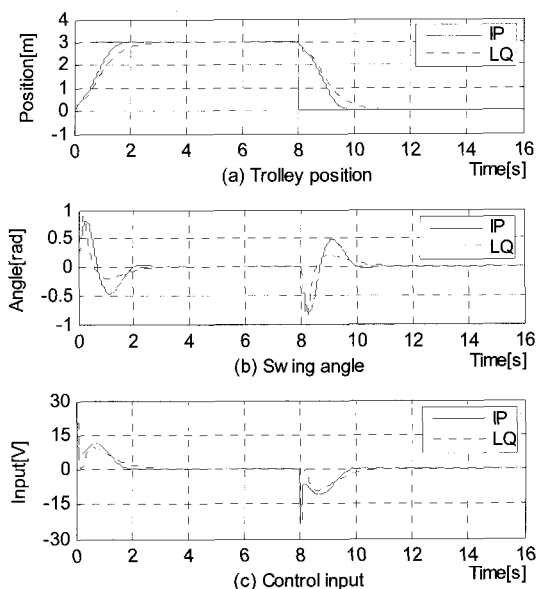


Fig. 2 Step responses using IP and LQ with -65 [%] change of length

Fig. 3의 파라미터 변화량이 65 [%]인 경우, IP는 LQ에 비해 훨씬 우수한 제어성능을 보이고 있다. 목표위치 정정시간이 약 2 [s] 정도 빠르며 최대백분율오버슈트도 약 5 [%]에서 1.5 [%]로 감소되어 나타난다. 특히, 이 경우 LQ는 상당기간 동안 컨테이너의 흔들림이 잔존하는 양상을 보이고 있다.

Fig. 4는 와이어 로프의 길이 ℓ 이 전 변화구간인 0.4 [m]~2.0 [m]에서 사인곡선(각속도 $\omega=1.2$)의 형태로 변하는 것으로 LQ는 오버슈트가 크게 발생하고 있으나 IP는 오버슈트가 없고, LQ에 비해 정정시간도 다소 단축됨을 알 수 있다.

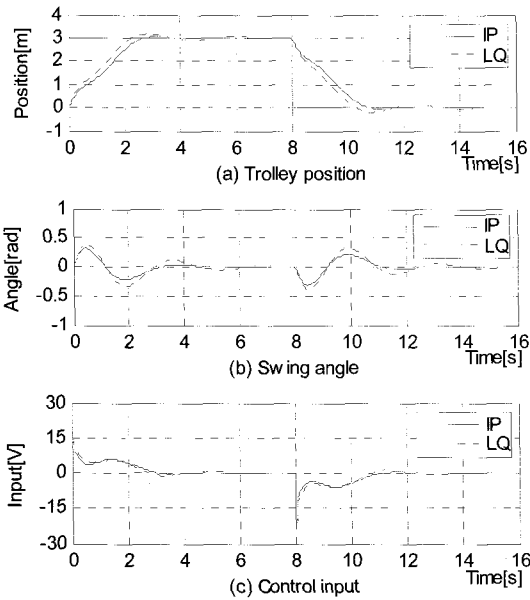


Fig. 3 Step responses using IP and LQ with 65 [%] change of length

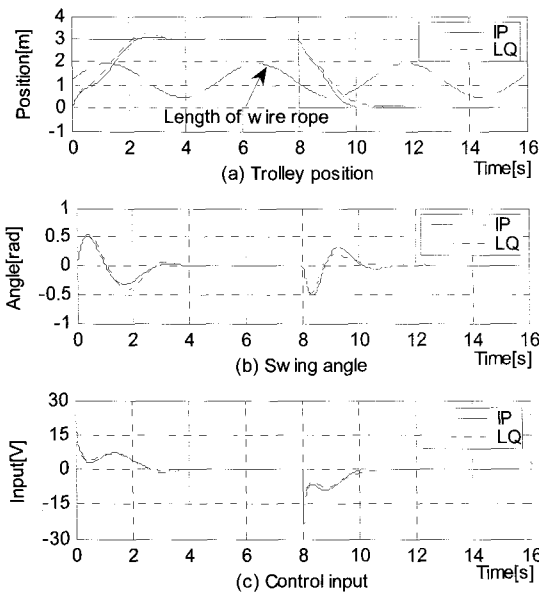


Fig. 4 Step responses using IP and LQ with sinusoidal change of length ℓ

5. 결 론

운전 중 시스템 파라미터가 변화하는 컨테이너 크레인 같은 기계나 플랜트에서는 초기에 제어기 파라미터가 정확하게 선정되어진다 하더라도 종래의 파라미터가 고정된 제어기로는 강인하지 못하고 만족스러운 제어성능을 보장할 수 없다.

본 논문에서는 컨테이너를 매달고 있는 와이어 로프의 길이가 심하게 변하는 경우에 대해 강인성과 제어 안정성을 부여하며 목표위치 추종성능이 양호하고 오버슈트가 거의 없어 운전자의 피로감을 줄이는 등 화물의 흔들림을 효과적으로 제어하여 안전성 확보와 작업효율성을 높이는 적응제어기 설계기법을 제안하였다.

제안한 적응제어기의 설계 방법은 파라미터가 변동될 수 있는 구간에서 다수 개의 대표적인 서브-LQ 제어기를 설계하고, 이때 얻어진 각 제어기의 이득을 라그랑지 보간기법을 이용하여 최종의 제어기 이득을 구하는 방법이다.

제안된 설계기법을 비선형성이 강하고 SIMO 시스템인 컨테이너 크레인에 적용시켜 계단상 기준입력 변화, 파라미터 변화에 대해 시뮬레이션을 수행하였다. 이를 검토한 결과, IP를 이용한 제어기가 LQ 제어기보다 목표위치 추종성능이 좋고 강인하며 정상편차 없이 안정된 응답특성을 나타냄을 확인하였다.

후 기

이 논문은 한국해양대학교 해외파견교수 연구비 지원으로 수행된 연구결과입니다.

참 고 문 헌

- [1] 신선근(2000), “하역효율 향상을 위한 컨테이너 크레인의 제어기 설계”, 한국박용기관학회지, Vol. 24, No. 4, pp. 502-508.
- [2] 손정기, 최재준, 소명옥, 남택근, 권순재(2002), “LQ 제어기법을 이용한 컨테이너 크레인의 제어기 설계”, 한국박용기관학회지, Vol. 26, No. 5, pp. 544-553.
- [3] 윤지섭(1995), “무진동 크레인의 구현을 위한 여러 가지 제어방식의 비교 연구”, 대한기계학회논문집, Vol. 19, No. 9, pp. 2399-2411.
- [6] 소명옥, 유희환, 박재식, 남택근, 최재준, 이병찬(2003), “퍼지제어 기법을 이용한 컨테이너 크레인의 제어기 설계”, 한국박용기관학회지, Vol. 27, No. 6, pp. 759-766.
- [5] 최재준, 소명옥(2001), “퍼지-LQ 제어 기법을 이용한 강인한 제어시스템의 설계”, 한국박용기관학회지, Vol. 25, No. 3, pp. 623-630.
- [4] 홍금식, 손성철, 이만형(1997), “컨테이너 크레인의 흔들림 제어 (Part I): 모델링, 제어전략, 기준선도를 통한 오차 피드백 제어”, 제어·자동화·시스템공학 논문지, Vol. 3, No.

- 1, pp. 23-31.
- [7] Sagara, S. and Ohkawa, F.(1990), "Adaptive control for cranes", 日本機械學會論集(C編), No. 89-0593 B, pp. 150- 154
- [8] Shirai, J., Hirasawa, H., Fujiwara, K., Noritsugu, T., Wada, T., Takehara, T., Fujiwara, K., and Kiuchi, H.(1993), "コンテナクレーンの振れ止め制御技術の實用化", 日本機械學會論文集, 59卷(C編) 561号, pp.1443-1447.

원고접수일 : 2007년 5월 7일

원고채택일 : 2007년 8월 31일