

컨테이너 크레인의 흔들림 제어(Part I) : 모델링, 제어전략, 기준선도를 통한 오차 피이드백 제어

Sway Control of a Container Crane (Part I) : Modeling, Control Strategy, Error Feedback Control Via Reference Velocity Profiles

홍금식, 손성철, 이만형
(Keum-Shik Hong, Sung-Chull Sohn, Man-Hyung Lee)

Abstract : The sway control problem of pendulum motion of a container hanging on a Portainer Crane, which transports containers from a container ship to trucks, is considered in the paper. The equations of motion are obtained through the Lagrange mechanics and simplified for control purposes. Considering that the fast traveling of trolley and no residual swing motion of the container at the end of acceleration and deceleration are crucial for quick transportation, several velocity patterns of trolley movement including the time-optimal control are investigated. Incorporating the change of rope length, a reference swing trajectory is introduced in the control loop and the error signal between the reference sway angle and the measured sway angle is feedbacked. Proposed control strategy is shown to be robust to disturbances like winds and initial sway motion.

Keywords : crane, modeling, pendulum motion, feedback control, velocity profiles.

I. 서론

항만에서 화물용 컨테이너들을 선박으로부터 선적 혹은 하역할 때 사용하는 컨테이너크레인의 운전에서 최대 관건은 주어진 시간에 얼마나 많은 수의 컨테이너들을 트럭으로 옮겨 실는가이다. 그러나, 컨테이너를 하역 혹은 선적하는 과정에서 와이어 로우프에 연결된 컨테이너의 흔들림 현상은 트롤리의 정확한 위치 선정과 더불어 작업의 지체를 초래한다.

본 논문은 컨테이너 크레인이 화물을 운송할 때 발생하는 화물의 흔들림현상을 제어하기 위한 연구로서 시스템 모델링, 제어전략, 속도선도 그리고 기준이 되는 흔들림각을 이용한 오차 피이드백제어에 관한 내용이다. 본 논문의 목적은 문헌상에 나타나는 여러 제어방식들을 체계적으로 정리하여 가장 간단하면서도 견실성있는 제어 알고리즘을 제안하는데 있다. 또한 이러한 방법이 컨테이너 크레인뿐만 아니라 천정 크레인 및 건설용 타워 크레인등으로도 파급효과를 높이는 데 있다. 문헌상 나타나는 다양한 속도선도들에 대한 체계적 해석은 본 논문의 후속논문인 Part II를 참조바란다.

크레인 제어에 관해서 문헌상에 나타난 것들을 간략히 살펴보면, (Manson, 1977)은 천정크레인에 대해서 속도제어 모타를 사용한 시간최적제어에 대한 해석적인 해를 발표하였으며, (Auernig, 1985)는 이를 토크제어 모타를 사용하는 것으로 확장하였다. (Alsop 외 2인, 1965), (Anselmino and Liebling, 1967), (Manson, 1977)등의 논문에서는 호이스트 운동을 고려하였지만 트롤리의 운동에 대해서 속도 한계치를 고려하지 않았기 때문에 얻어진 시간최적해는 속도한계가 있는 실제 시스템에서는 적용 불가능하다. (Morishita, 1978)는 천정 크레인에 대해서 트롤리 이동구간을 2 부분으로 나누고 첫 번째 구간에서는 임의의 패턴으로 이동하고

이것을 기억하였다가 2 번째 구간에서는 첫 번째 구간의 속도패턴을 역으로 수행하는 "last-in first-out" 스타일로 제어하고자 하는 방법을 제안하였다. (Mita and Kanai, 1979)는 일정한 로우프의 길이에 대해서 트롤리 이동구간을 가속-최대정속-감속 3 구간으로 나누고 가감속이 끝난 시점에서 흔들림이 없게되도록 가감속시간이 단축되도록 속도패턴이 노치(notch)형이 되는 시간최적제어를 발표하였다. 히다찌 조선회사(Hitachi, 1982a, b)는 컨테이너 크레인에 대하여 사다리꼴 혹은 계단형 속도선도를 사용할 때 로우프 길이가 변화하는 것을 고려하기 위하여 가속 개시시점의 로우프 길이에 해당하는 진동주기와 가속 종료시점의 로우프 길이에 해당하는 진동주기를 각각 $\lambda:(1-\lambda)$, $\lambda \in (0, 1)$ 의 비율로 내분하는 점을 진동주기로 사용하는 것을 일본특허로 등록하였다. (Sakawa and Shindo, 1982)는 시간최적제어 대신 컨테이너의 이동궤적을 5 부분으로 나누고 각 구간에서의 흔들림 각이 최소가 되도록 최적궤적(optimal trajectory)을 생성하고 이들이 각각 주어진 경계조건들을 만족하도록 하는 최적속도 기준입력(optimal speed reference input)을 만들고 운전자가 이 속도기준입력만 추종하도록 하는 방법을 제안하였다. 그러나 이 방법에는 외란의 발생시 운전자가 이를 매번 수동으로 보정하여야 하고 시간최적제어보다는 이송시간이 많이 걸린다는 결점이 있다.

트롤리 이동에 관하여 제어방법이 위치제어이나 토크제어이나도 문제의 구성상 중요한 요인이 되는데 위에 열거한 모든 연구들은 위치제어(즉, 속도제어 모타의 사용)를 시도하였으며, (Auernig and Troger, 1987)는 토크제어를 수행하고 또 호이스트 운동도 포함한 시간최적제어 법칙을 Pontryagin의 maximum principle을 이용하여 구하였다. 또한 (Yasunobu, 1986)는 퍼지이론을 이용하여 크레인의 예견피드제어(predictive fuzzy control)를 시도하였다. (Yamaguchi, 1994)는 천정 크레인에 대해서 속도패턴 발생기가 생성하는 기준이 되는 흔들림각과 실제의 흔들림각 사이의 오차를 피이드백하는 방법을 제안하고 있고, (Okawa 외 2인, 1995)의 논문에서는 속도패턴제어와 더불어 흔들림각 피이드백을 위하여 optimal-fiber gyro inclinometer의 사용을 보고하고 있다.

접수일자 : 1996. 3. 30., 수정완료 : 1996. 11. 10.

홍금식, 이만형 : 부산대학교 기계기술연구소

손성철 : 부산대학교 정밀기계공학과

* 본 연구를 지원하여 주신 현대중공업 플랜트사업부에 감사드립니다. 또한 첫 번째 저자는 교육부 학술연구 조성비(기계공학:ME96-D-09)로부터도 일부 지원을 받았음을 밝힙니다.

최근들어 비선형제어(nonlinear control) 이론의 발달과 더불어 이러한 이론들도 크레인 시스템에 적용되고 있는데, (Fliss 외 2인, 1991)은 일반화된 상태공간 모델을 통하여 피이드백 선형화기법을 발표하였고, (Boustany and Novel, 1992)는 동적 피이드백 선형화를 통한 선형모델에 대한 기준모델형 적응제어를 발표하고 있다.

국내에서는 (윤지섭 외 2인, 1989), (Yoon 외 3인, 1994), (박병석 외 2인, 1990)등이 로우프 길이가 일정한 천정크레인의 흔들림 제어의 목적으로 진자운동의 진동각도의 변화율을 측정하여 제어입력으로 피이드백시킴으로서 순수한 단진자운동에 감쇠효과를 부여하는 것을 제안하였고, 트롤리를 이송시키는 이송속도패턴으로서 최고속도이송 및 흔들림 제어구간, pre-programmed 감속 구간 및 stop-position 제어 구간을 제안하고 있다. 또 (임태승, 1992), (이태영, 1994) 등은 천정 크레인의 위치제어를 위하여 퍼지 논리제어기의 구성을 연구하고 있으며, (홍형주 및 이신섭, 1995)은 화물의 흔들림뿐만 아니라, 화물과 트롤리의 속도 차이에 의해 발생이 예상되는 흔들림 및 가속시간등 3가지를 성능지수에 포함시키고 이를 최소화하는 최적제어를 연구하였다. (이진우 외 2인, 1992)는 타워형 크레인에 대해서 최적 레귤레이터 제어법으로 실시간제어를 위한 디지털제어 법칙을 연구하였다.

본 논문에서는 로우프의 길이가 일정한 경우 어떤 기준이 되는 속도선도를 쫓아 트롤리를 가감속하게 되면 로우프 끝에 매달린 컨테이너는 트롤리가 최대속도에 도달시 및 최종목표 도착시에 각각 그 흔들림이 없어지게 됨을 이용하여 로우프의 길이가 변하는 경우에도 이상적인 흔들림각과 실제 측정되는 흔들림각 사이의 오차를 피이드백함으로써 트롤리의 속도를 가감속하도록 한다. 이러한 오차 피이드백 제어는 크레인의 이송시 필연적으로 존재하게 되는 초기진동 및 바람등의 외란을 극복하고, 최종위치 도착시 가장 빠른 시간내에 흔들림이 감쇠되도록 할 수 있다.

본 논문이 기여한 점을 다음과 같이 요약한다. Lagrange equation을 사용하여 유도된 비선형 운동방정식으로부터 제어 목적을 한 2차 방정식으로 단순화하는 과정에서 생략되는 항들의 물리적 의미를 분명히 설명하고 있다. 로우프의 길이변화를 극복하기위해서 기준이 되는 흔들림 궤적을 만들고 이 궤적으로 부터 벗어난 오차를 피이드백함으로써 로우프 길이변화 뿐만 아니라, 초기 흔들림, 바람등과 같은 외란도 극복할 수 있게 한 점이다. 또한 문헌상에 등장하는 여러종류의 속도선도들과 시간최적제어와의 관계 및 어떠한 장단점을 갖는가를 체계적으로 정리한 것도 중요하다.

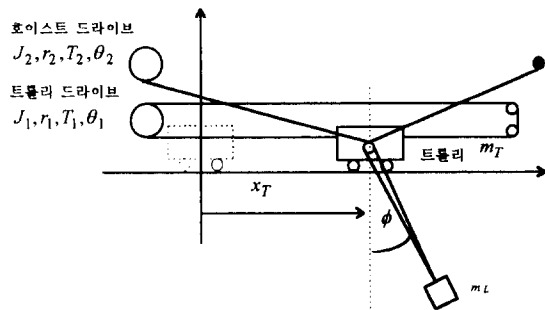
본 논문의 구성은 다음과 같다. II장에서 컨테이너 크레인을 수학적으로 모델링한다. III장에서 간단한 제어기의 구성을 위하여 시스템을 단순화하고, 단순화된 시스템을 기초로 흔들림 제어를 목표로 한 이상적인 트롤리 이송의 속도 패턴을 분석한다. 또, 기준이 되는 속도패턴으로부터 계산된 기준 흔들림 궤적에서 벗어난 흔들림이 신속히 기준 흔들림 궤적으로 수렴하도록 오차에 대한 피이드백 제어기를 구성한다. IV장에서는 운전모드를 구성하고 전체시스템의 블럭선도를 완성한다. V장에서 시뮬레이션 결과를 고찰하고, VI장에서 결론을 서술한다.

II. 시스템 모델링

2.1. 컨테이너 크레인의 구성

본 논문에서 대상으로 한 컨테이너 크레인은 크게 호이스트(Hoist) 부분과 트롤리(Trolley) 부분으로 나눌수 있다. 트롤리의 수평방향으로의 이동은 트롤리에 연결된 로우프를

트롤리 드럼에 원하는 방향으로 감음으로서 좌우로 이동하게 된다. 컨테이너의 수직방향으로의 상승은 호이스트 모터의 회전으로 인해 로우프가 호이스트 드럼에 감김으로서 상승하게 되며 하강은 컨테이너 및 스프레다의 자중으로 인해 자유낙하하게 된다. 그림 1은 컨테이너 크레인의 개략적인 도식도이다.



- m_L = 컨테이너 질량, m_T = 트롤리 질량
- J_1 = 트롤리 회전부의 등가질량 관성모멘트
- r_1 = 트롤리 드럼의 반경
- θ_1 = 트롤리 드럼의 회전 각변위
- T_1 = 트롤리부의 구동토크
- J_2 = 호이스트 회전부의 등가질량 관성모멘트
- r_2 = 호이스트 드럼의 반경
- θ_2 = 호이스트 드럼의 회전 각변위
- T_2 = 호이스트부의 구동토크

그림 1. 컨테이너 크레인의 개요도.
Fig. 1. Schematic diagram of a container crane.

2. 운동방정식

먼저 컨테이너의 흔들림현상 및 크레인 시스템에 대하여 다음과 같은 가정을 한다.

- (1) 컨테이너는 평면운동만을 한다. 즉, 컨테이너의 흔들림은 트롤리의 이동방향과 수직선이 이루는 평면 안에서만 발생한다고 가정한다.
- (2) 크레인 구조물의 탄성변형은 무시할 수 있을 정도로 작다.
- (3) 구름마찰 저항이나 드라이브 메카니즘에서 발생하는 감쇠적인 영향력은 미세하다.
- (4) 컨테이너는 질량이 없는 로우프에 매달려 있는 질점으로 간주한다.

이제, Lagrange mechanics를 이용하여 컨테이너 시스템의 운동방정식을 구하여 보자. Lagrange 운동방정식은 다음과 같이 정의된다.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (1)$$

여기서, q_i 는 일반화된 좌표계를 나타내며, Q_i 는 일반화된 좌표 q_i 에 대응하는 비보존 일반력이다. Lagrangian L 은 아래의 운동에너지(T)와 위치에너지(V)의 차이로 정의된다.

$$\begin{aligned} L = T - V = & \frac{1}{2} J_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} m_T r_1^2 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\theta}_2^2 \\ & + \frac{1}{2} m_L (r_1^2 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{4} r_2^2 \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{4} r_2^2 \dot{\theta}_2^2 \dot{\phi}^2 + r_1 r_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \phi \\ & + r_1 r_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \dot{\phi} \cos \phi) + \frac{1}{2} m_L g r_2 \theta_2 \cos \phi \end{aligned} \quad (2)$$

일반화된 좌표계로서 $q_1 = \theta_1, q_2 = \theta_2, q_3 = \phi$ 로 놓고 (1)을

이용하여 각각의 일반화된 좌표계에 대한 운동방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 & [J_1 + (m_T + m_L)r_1^2] \ddot{\theta}_1 + \frac{1}{2} m_L r_1 r_2 \ddot{\theta}_2 \sin \phi \\
 & + \frac{1}{2} m_L r_1 r_2 \theta_2 \dot{\phi} \cos \phi + m_L r_1 r_2 \dot{\theta}_2 \dot{\phi} \cos \phi \\
 & - \frac{1}{2} m_L r_1 r_2 \theta_2 \dot{\phi}^2 \sin \phi = T_1 \quad (3a)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{1}{2} m_L r_1 r_2 \dot{\theta}_1 \sin \phi + (J_2 + \frac{1}{4} m_L r_2^2) \ddot{\theta}_2 \\
 & - \frac{1}{4} m_L r_2^2 \theta_2 \dot{\phi}^2 - \frac{1}{2} m_L g r_2 \cos \phi = T_2 \quad (3b)
 \end{aligned}$$

$$2r_1 \dot{\theta}_1 \cos \phi + r_2 \dot{\theta}_2 \dot{\phi} + r_2 \theta_2 \ddot{\phi} + 2r_2 \dot{\theta}_2 \dot{\phi} + 2g \sin \phi = 0 \quad (3c)$$

이제, 트롤리의 수평이동과 로우프의 길이를 나타내는 새로운 변수

$$x = r_1 \theta_1, \quad l = \frac{1}{2} r_2 \theta_2 \quad (4)$$

를 정의하고, 다음의 관계식을 도입하자.

$$J_1 = m_1 r_1^2, J_2 = m_2 r_2^2, T_1 = F_1 r_1, T_2 = F_2 r_2 \quad (5)$$

(4)와 (5)를 (3a, b, c)에 대입하면 다음이 얻어진다.

$$\begin{aligned}
 & (m_1 + m_T + m_L) \ddot{x} + m_L \dot{l} \sin \phi - m_L l \dot{\phi}^2 \sin \phi \\
 & + 2m_L \dot{l} \dot{\phi} + m_L l \ddot{\phi} \cos \phi = F_1 \\
 & \frac{1}{2} m_L \ddot{x} \sin \phi + 2(m_2 + \frac{1}{4} m_L) \dot{l} - \frac{1}{2} m_L l \dot{\phi}^2 \\
 & - \frac{1}{2} m_L g \cos \phi = F_2 \quad (6) \\
 & l \ddot{\phi} + 2 \dot{l} \dot{\phi} + g \sin \phi + \dot{x} \cos \phi = 0
 \end{aligned}$$

3. 시스템 단순화

컨테이너의 흔들림각도 ϕ 는 실제로 작다고 가정할 수 있으므로 $\cos \phi \approx 1$, $\sin \phi \approx \phi$ 로 근사화할 수 있다. 또한 $\phi^\alpha \phi^\beta$ ($\alpha \geq 0, \beta \geq 0, \alpha + \beta \geq 2$)의 형태로 표시되는 모든 항들은 선형화시 사라지게 되므로 (6)은 1차적으로 다음과 같이 단순화된다.

$$(m_1 + m_T) \ddot{x} = F_1 - m_L (l \ddot{\phi} + 2 \dot{l} \dot{\phi} + \dot{x}) - m_L \phi \dot{l} \quad (7a)$$

$$2(m_2 + \frac{1}{4} m_L) \dot{l} - \frac{1}{2} m_L g = F_2 - \frac{1}{2} m_L \phi \ddot{x} \quad (7b)$$

$$l \ddot{\phi} + g \phi = -\ddot{x} - 2 \dot{l} \dot{\phi} \quad (7c)$$

(7a,b,c)의 오른쪽에 나타나는 항들 중에서 $F_1, F_2, -\ddot{x}$ 을 제외한 모든 항들은 트롤리, 호이스트, 컨테이너의 흔들림등이 운동방정식에 서로 결합(coupling)되어 나타남을 보여주고 있다. 먼저 (7c)를 이용하면 (7a)의 오른쪽 두 번째 항은

$$-m_L (l \ddot{\phi} + 2 \dot{l} \dot{\phi} + \ddot{x}) = m_L g \phi \quad (8)$$

의 관계가 성립되고, 이는 컨테이너의 흔들림이 트롤리운동에 미치는 반력으로 ϕ 가 작을 때 무시할 수 있음을 알 수 있다. 또한, (7a)의 $-m_L \phi \dot{l}$ 는 호이스트의 가속도에 따라 발생하는 관성력이 트롤리의 수평운동에 미치는 반력으로 흔들림각도 ϕ 가 0일 때 0이 됨을 알 수 있다. (7b)의 $-m_L \phi \ddot{x}/2$ 는 트롤리의 가속도에 따라 발생하는 관성력이 호이스트의 수직운동에 미치는 반력으로 ϕ 가 0일 때 0이 된다. 이 때 1/2은 컨테이너를 지지하는 로우프가 2가닥이기 때문에 나타나는 계수이다. (7c)의 $-2 \dot{l} \dot{\phi}$ 는 호이스트운동이 ϕ -다이나믹스와 결합되는 양으로 l 이 일정할 때 그 값은 0이 된다. 주목할 것은 이 양은 호이스트가 상승하게

되면 $l < 0$ 이 되어 시스템을 불안정하게 하고 역으로 호이스트가 하강하게 되면 $l > 0$ 이 되어 ϕ -다이나믹스에 감쇠항으로 작용하게 된다. 최종적으로 ϕ 가 작다고 가정하였을 때 얻어지는 단순화된 시스템은 다음과 같다.

$$(m_1 + m_T) \ddot{x} = F_1 \quad (9a)$$

$$(2m_2 + \frac{1}{2} m_L) \dot{l} - \frac{1}{2} m_L g = F_2 \quad (9b)$$

$$l \ddot{\phi} + g \phi = -\ddot{x} \quad (9c)$$

(9a, b, c)의 다이나믹스를 간략히 살펴보면 다음과 같다.

- i) 트롤리운동과 호이스트운동을 서로 독립적으로 간주하고 있다.
- ii) 트롤리 견인력(Traction Force) F_1 은 트롤리의 질량(m_T) 그리고 트롤리 모터 및 기어박스의 등가질량(m_1)을 움직여야 하며, 이 때 마찰력은 고려되지 않았다.
- iii) 호이스트의 견인력 F_2 는 컨테이너의 중량($m_L g/2$)을 극복하고 또 질량($2m_2 + m_L/2$)을 움직여야 한다. 단, 마찰력은 무시된다.
- iv) 컨테이너의 흔들림각을 제어할 수 있는 제어입력은 트롤리의 가속도(\ddot{x})뿐임을 알 수 있다.

이제, 흔들림제어의 관점에서 상기의 미분방정식을 해석해보자. (9a) 및 (9b)는 각각 트롤리계의 가속도 및 트롤리 모터의 견인력 F_1 , 그리고 호이스트계의 가속도 \dot{l} 및 호이스트 모터의 견인력 F_2 사이의 관계만을 나타내고 있다. 따라서 이들 두 식은 컨테이너의 흔들림(ϕ) 제어의 관점에서는 고려하지 않아도 되겠다. 그리고 뒤에서 자세히 설명 되겠지만, 컨테이너의 흔들림각을 제어하는 (9c)에서의 제어입력 \ddot{x} 는 구간별로 어떤 상수값을 가지게 된다. 이에 따른 트롤리의 속도는 구간별로 $\dot{x} > 0$ 이면 가속하고 $\dot{x} = 0$ 이면 등속, 그리고 $\dot{x} < 0$ 이면 감속하는 어떤 속도패턴을 이루게 된다. 제어입력을 u 로 표시하고 흔들림제어의 관점에서 본 논문에서 사용되는 최종적인 운동방정식은

$$\begin{aligned}
 \ddot{x}(t) &= u(t) \\
 l \ddot{\phi}(t) + g \phi(t) &= -u(t) \quad (10)
 \end{aligned}$$

가 된다.

Remark: 최초의 운동방정식 (6)과 제어에서 사용되는 운동방정식 (10)을 비교할 때 (10)에는 많은 항들이 생략되어 있다. (10)을 기준으로 제어법칙을 설계할 때 이러한 생략된 부분은 unmodeled dynamics가 된다. 유도된 제어법칙은 이러한 unmodeled dynamics 및 바람등과 같은 외란을 극복할 수 있는 견실성을 가져야한다. 오차 피드백을 사용한 본 논문에서의 제어전략은 견실성을 어느 정도 보장할 수 있게 된다.

III. 제어기의 설계

1. 제어전략

컨테이너의 이동궤적을 x-y평면에 그려보면 그림 2와 같다. 트롤리와 호이스트는 서로 독립적으로 움직일 수 있으므로 그림에서 AB선도가 트롤리의 가속을 마친 시점에서 호이스트가 최고 위치에 와 있어야 하는 것을 의미하는 것은 아니다. 다음과 같은 제어전략을 세워보자.

- 1) 호이스트 운전과 트롤리 운전을 각각 독립적으로 수행하며 크레인 구조물과의 충돌을 회피하기 위하여 호이스트의 상승을 트롤리 수평이동보다 먼저 시행한다.
- 2) 컨테이너를 A지점에서 D지점으로 이동시키고자 할 때 트롤리의 이동구간을 그림과 같이 가속구간 - 최대 정속구간 - 감속구간으로 나누어 트롤리를 최단시간 내에 목표위치에 이르게 하되, 최대속도 도달시 및 최종목표 도착시 각

각 컨테이너의 흔들림이 없도록 한다. 물론, 이 때 호이스트의 움직임도 트롤리의 이동과는 독립적으로 상승운동- 일정높이유지- 하강운동 등의 3 단계 구간을 갖게 될 것이다. 호이스트 하강운동은 앞에서 설명한 것처럼 $2l\phi$ 항이 감소항으로 진자운동에 작용하게 된다. 상승시에 부정적으로 작용하는 효과는 최대 정속구간동안 어느 정도 보상될 수 있다.

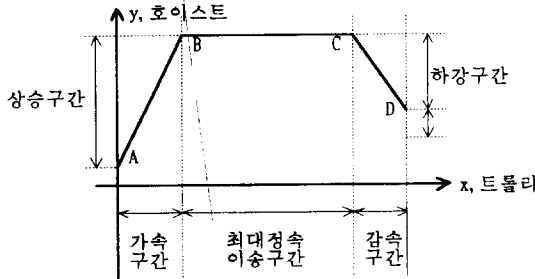


그림 2. 컨테이너의 이동궤적.
Fig. 2. Moving trajectory of a container.

3) 가속구간 (트롤리)

가속구간의 특징은 트롤리의 전체 이동시간을 고려할 때 가장 짧은 시간에 최대속도에 이르게 하는 것이 중요하다. 즉 최대속도 이송구간이 길면 길수록 전체 이송시간은 줄어들게 된다. 물론 이때 가속이 끝난 시점에서 흔들림 현상이 없어야 하므로 컨테이너의 진자운동을 고려하여 흔들림이 없도록 최대속도에 이르게하는 것이 관건이 된다. 또한 진자운동의 주기는 로우프의 길이에 따라 변하므로 가속구간 중 이를 보상할 수 있는 제어방법이 강구되어야 하겠다.

4) 최대정속구간 (트롤리)

최대정속구간은 트롤리 운동에 있어서 트롤리 모타가 낼 수 있는 최대속도로 이송하는 구간을 말하며 최대속도는 다분히 기계적인 요소(mechanical components)에 의해서 결정된다고 하겠다. 만약 최대속도 구간에서 제어작용을 하게 되면 이는 반복적인 최대속도 이상에서의 운전을 수행하게 되므로 이런 경우에는 설계 안정상 최대속도의 설정치를 낮추는 방법을 고려해야 할 것이다. 따라서 이는 시간적인 손실을 유발하게 되므로 최대정속구간에서는 정속을 유지하는 것을 제 1 차 목표로 한다. 그리고 또한 최대속도에서 제어입력을 가하게 되면 운전자에게 급격한 가감속을 가하는 동시에 크레인의 전기, 기계요소에도 무리한 힘을 가할 수 있으므로 이러한 점도 고려되어야 하겠다. 그리고 트롤리의 수평이송 구간이 충분히 길지 않을 때는 최대속도에 이르지 못한 채 감속해야 하는 경우도 발생할 수 있을 것이다.

5) 감속구간(트롤리)

감속구간은 가속구간의 역순으로 생각할 수 있고 마찬가지로 감속을 마치는 시점에서 흔들림이 없도록 하는 것이 관건이다. 감속의 시작은 수동모드 및 Semi-Auto mode에서는 운전자의 명령에 의해서 시작되며, 자동모드에서는 최종위치까지의 남은 거리가 고려되어 자동으로 결정된다.

6) 외란 보상

컨테이너의 이송시 바람은 트롤리가 목표위치 도달 후에도 일정 크기의 흔들림 각을 지속적으로 유발할 수 있다. Semi-Auto mode 및 자동모드에서는 흔들림 제어기의 역할에 의해 흔들림각이 남아 있는 한 이를 계속적으로 보상하려는 방향으로 작동하게 되므로 감속이 끝난 후 트롤리가 한 쪽 방향으로 계속해서 쏠리게 된다. 따라서 감속이 끝난 후 Semi-Auto 모드에서는 Anti-Sway controller를 자동으

로 shut off시키고, 자동모드에서는 트롤리가 목표 위치에 도달 후 흔들림각이 어느 범위 내에 들면 자동모드를 끝낼 필요가 있다. 그리고 바람에 의해서 지속적으로 남아 있는 각도 성분은 현재의 로우프 길이에 대한 정보와 더불어 트롤리에서 보정하여야 할 위치성분으로 운전자 및 자동모드에서의 수정량으로 피드백시킬 필요가 있다.

2. 속도선도

속도선도란 앞 절과 같은 제어전략을 쫓아 가속구간 및 감속구간을 구체적으로 설계하였을 때 나타나는 트롤리의 이송속도가 만들어내는 속도패턴을 말한다. 문헌상에 등장하는 속도선도로는 사다리꼴 속도선도, 계단형 속도선도, 노치형 속도선도 및 다단계 가감속형 속도선도등이 있다. 사다리꼴, 계단형, 노치형 속도선도는 로우프의 길이가 일정함을 가정하고 유도된 것으로서, 사다리꼴은 가감속 시간이 진자운동의 한 주기에 이루어지도록 되어있고, 계단형 및 노치형은 가감속시간의 단축을 목적으로 설계된 가감속 구간이 계단모양 및 노치모양을 한 속도패턴을 말한다. 다단계 가감속형 속도선도는 로우프 길이 변화가 포함된 (7c)로부터 유도된 것으로 가속구간 및 감속구간이 연속된 다단계 직선을 이루고 있다. 그림 3은 이러한 속도선도들을 보이고 있다. 이들에 대한 구체적인 유도는 Part II에서 수행하기로 한다.

3. 기준선도를 이용한 오차 피드백

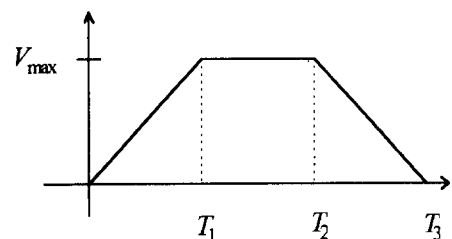
앞 절의 속도선도들은

- (i) 로우프의 길이가 일정할 경우,
- (ii) 초기조건이 정확히 0일 경우,
- (iii) 바람등의 외란이 없을 경우, 그리고
- (iv) 앞의 (10)이 정확히 컨테이너의 흔들림 현상을 모델링하고 있다

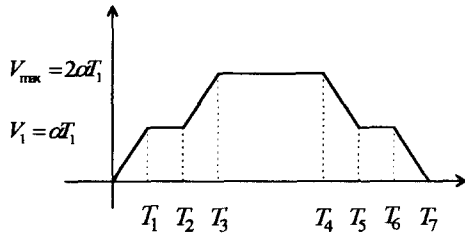
고 가정한 이상적인 경우에 가속 및 감속이 끝난 시점에서 정확히 zero sway-angle을 제공하게 된다. 다단계 가감속형 속도선도의 경우 로우프의 길이변화를 고려하였지만, 이는 원래의 시변시스템 그 자체를 다룬것이 아니라 로우프의 길이 변화량의 대표값을 만들어 근사화한 시불변시스템을 사용하였으므로 정확하게 로우프의 길이 변화를 포함시켰다고는 할 수 없겠다. 그리고 실제운동에 있어서는 앞의 사항들 중 적어도 한가지는 항상 발생한다고 보아야 한다. 또한, 트롤리의 주행 중 급작스러운 정지의 경우에도 빠른 시간 내에 흔들림 현상을 없게하는 것도 매우 중요하다.

이러한 문제점을 해결하기 위한 제어방법으로 위와 같은 이상적인 경우에 대한 속도패턴을 만들고, 이러한 속도패턴으로 트롤리를 움직였다고 하였을 때 계산되는 흔들림각을 기준 흔들림각으로 하여 기준 흔들림각과 실제로 측정된 흔들림각 사이의 오차를 피드백하여 트롤리의 속도에 가감속해 주는 것이다. 따라서 다음과 같이 제어법칙을 유도한다. 먼저, 어떤 기준이 되는 로

우프 길이(l_r =일정: r =reference)에 대해서 기준이 되는 흔들림 계적을 (10)을 이용하여 다음의 방정식으로 발생시킨다.



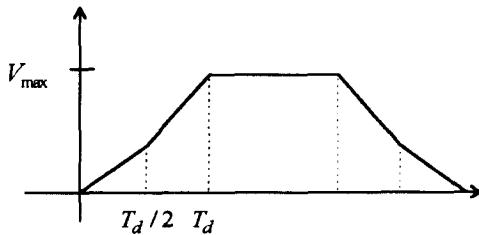
(a) 사다리꼴 속도선도(trapezoidal velocity pattern)



(b) 계단형 속도선도 (stepped velocity pattern)



(c) 노치형 속도선도(notched velocity pattern)



(d) 다단계 가감속형 속도선도(multiple acceleration velocity pattern)

그림 3. 트롤리 속도선도.

Fig. 3. Trolley velocity patterns.

$$\dot{z}_d(t) = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{g}{l_r} & 0 \end{bmatrix} z_d(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{l_r} \end{bmatrix} \ddot{x}_d(t), \quad z_d(0) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$= A_r z_d(t) + B_r \ddot{x}_d(t) \quad (11)$$

아래 첨자 d는 desired를 의미한다. 기준이 되는 로우프의 길이는 i) 호이스트의 상승 시(트롤리 가속 시)에는 상승 종료 후의 길이(l_1)로 하고, 호이스트의 하강 시(트롤리 감속 시)에는 하강 종료 후의 로우프 길이(l_2)로 할 수도 있겠고, 아니면 ii) 호이스트가 $l = a + bt$ 의 관계식으로 상승 혹은 하강할 때, $l_{ave} = (2a + bt)/2$ 로 할 수도 있겠다. T 는 감쇠 진동주기이다. 구체적으로 사다리꼴 속도선도를 사용할 때를 예로 든다면 \ddot{x}_d 는

$$\ddot{x}_d = \begin{cases} a_1 = \frac{V_{max}}{T_{up}} = \frac{V_{max}}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l_1}}, & 0 \leq t \leq T_1 \\ 0, & T_1 \leq t < T_2 \\ a_2 = \frac{V_{max}}{T_{down}} = \frac{V_{max}}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l_2}}, & T_2 \leq t \leq T_3 \end{cases} \quad (12)$$

이 된다. 그리고 (10)의 플랜트를 다음과 같이 상태방정식으로 표시한다.

$$\begin{aligned} \dot{z}_d(t) &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{g}{l(t)} & 0 \end{bmatrix} z(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{l(t)} \end{bmatrix} \ddot{x}(t), \quad z(0) = z_0 \\ &= (A_r + \Delta A(t))z(t) + (B_r + \Delta B(t))\ddot{x}(t) \end{aligned} \quad (13)$$

시간이 $t \rightarrow T_1$ 혹은 T_3 일 때 $\Delta A(t), \Delta B(t) \rightarrow 0$ 임을 알 수 있다. 이제 제어입력 $\ddot{x}(t)$ 을 다음과 같이 기준입력 $\ddot{x}_d(t)$ 에 대한 보정항 $\ddot{x}_c(t)$ 의 합인 형태로 고려한다.

$$\ddot{x}(t) = \ddot{x}_d(t) + \ddot{x}_c(t)$$

여기서,

$$\ddot{x}_c(t) = K(z(t) - z_d(t))$$

이며, 아래 첨자 c는 correction term을 의미하고 $K = [k_1 \ k_2]$ 는 피이드백 게인이다. 보정항은 측정된 상태벡터(흔들림 각 및 각속도)가 기준이 되는 상태벡터로부터 벗어날 때 이를 보정하게 되며, full state feedback 형태를 취함을 주목한다. 따라서, 실제 상태가 기준이 되는 상태로부터 벗어난 오차를

$$z_e(t) = z(t) - z_d(t)$$

로 정의할 때

$$\begin{aligned} \dot{z}_e(t) &= \dot{z}(t) - \dot{z}_d(t) \\ &= (A_r + \Delta A(t))z(t) + (B_r + \Delta B(t))(\ddot{x}_d(t) + Kz_e(t)) \\ &\quad - [A_r z_d(t) + B_r \ddot{x}_d(t)] \\ &= (A(t) + KB(t))z_e(t) + \Delta A(t)z_d(t) + \Delta B(t)\ddot{x}_d(t) \end{aligned}$$

이 된다. 따라서 $T_1 \leq t \leq T_2$, $T_3 \leq t$ 에서의 오차방정식은 다음과 같이 된다.

$$\dot{z}_e(t) = (A_r + B_r K)z_e(t)$$

이를 미분방정식 형태로 다시 쓰면

$$\ddot{\phi}_e(t) + \frac{k_2}{l_r} \dot{\phi}_e(t) + \left(\frac{g}{l_r} + \frac{k_1}{l_r}\right)\phi_e(t) = 0 \quad (14)$$

이 된다. 따라서 $k_2 = 2\zeta\omega l_r$, $\omega^2 = (g/l_r + k_1/l_r)$ 라 할 때 k_1, k_2 을 적절히 조절함으로써 희망하는 감쇠계수 ζ 및 주파수 ω 를 얻을 수 있다.

IV. 운전모드

컨테이너 운반작업에 있어서 Anti-Sway Controller의 목적은 운전자의 역할을 완전히 제거시키기 보다는 단순작업에 따른 운전자들의 피로 등에 의한 능률 저하의 극복, 작업환경의 개선 및 작업에 따른 스트레스를 개선함으로써 궁극적으로는 작업능률을 높이는 데 있다 하겠다.

1. 수동모드(Manual Mode)

운전자가 조작하는 대로 움직이는 운전모드이다. 숙련된 운전자는 컨테이너의 진자운동을 고려하여 가속이 끝난 시점에서 진자운동이 멈추게끔 가속력을 조절할 것이다. 또한 감속구간도 가속구간의 역순에 의할 것이다. 그러나 실제적으로 트롤리의 목표위치를 흔들림이 없는 상태에서 정확히 맞추는데 어려움이 따르게 되므로 실제의 운전자의 운전 data를 분석해 보면 감속이 끝난 후 컨테이너의 탈착 시까지 많은 시간이 경과함을 볼 수 있다.

2. Semi-Auto 모드

크레인의 조작은 운전자가 하게 된다. 수동모드로부터 Semi-Auto 모드로의 전환은 운전자가 수동레바에 달려 있는 Semi-Auto Button을 누름으로서 전환되며 이 때 Anti-Sway Controller의 작동이 시작된다.

Anti-Sway Controller는 카메라 센서로부터 피이드백되는 컨테이너의 위치신호를 기초로 트롤리의 속도성분에 가속 작용을 하게 된다. 따라서 실제로 트롤리에 가해지는

속도명령은 운전자의 속도명령에 Anti-Sway Controller 에서 오는 속도성분이 합해져서 가해지게 된다. 따라서 운전자가 느끼는 속도감각은 실제로 자기자신이 가한 입력과 상이하게 될 수도 있다. 최종위치를 얼마 남긴 위치에서 운전자가 감속운전을 하게 되면 트롤리 모터의 속도성분은 ramp down하게 되며 ramp down이 끝난 시점이 Anti-Sway Controller의 작용이 끝나는 시점이 된다. 따라서 운전모드는 자동으로 수동모드로 넘어가게 되고 운전자는 수동으로 최종위치를 조절할 수 있게 된다.

3. 자동모드(Automatic Mode)

초기위치와 최종위치가 입력된 상태에서 전 이송구간이 자동으로 운전되는 모드이다. 트롤리 모터는 Anti-Sway Controller가 작동된 상태에서 가속-정속-감속을 자동적으로 하게 되며, 운전자는 자동 운전모드가 완전히 끝날 때까지 조작기능을 잃게 된다. 트롤리의 현재위치로부터 목표위치(x_d)까지의 남아 있는 거리($x_e = x_d - x$)가 트롤리가 최고 속도로부터 속도 0까지 감속하는데 걸리는 거리(x_{min})보다 크면 위치 제어기는 항상 최대속도신호(maximum reference speed)를 출력한다. 그리고 ramp down이 끝난 후 Anti-Sway Controller는 shut off 되고 위치 제어기는 위치 오차에 비례하여 속도기준신호를 출력시키게 된다. 자동운전이 완전히 끝났다는 신호와 더불어 수동운전이 회복되며 운전자는 최종적으로 조율을 가할 수 있게 된다.

그림 4는 흔들림제어 전체 시스템의 블록선도이다.

V. Simulation 및 고찰

이상에서 살펴 본 속도선도 및 제어 알고리즘에 대하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 실제의 항만에서의 조건을 모사하여 i) $l=6m$ (일정), $x_d=8m$, ii) $l=8 \rightarrow 3 \rightarrow 6m$ (로우프 길이 변화), $x_d=8m$ 의 2가지 경우와 각각의 속도선도에 대해서 시뮬레이션한 결과를 요약하면 다음과 같다. i) 로우프 길이가 일정한 경우 사다리꼴, 계단형, 노치형순으로 이송시간이 짧아진다. 그러나 가감속 구간동안에 발생하는 최대 흔들림각은 같은 순서로 커진다. 노치형 속도선도는

이론적으로 시간최적제어에 의해 트롤리를 목표지점으로 이송하도록 하는 속도패턴이므로 이송시간은 짧아졌으나 에너지 측면을 고려하지 않으므로 최대 흔들림각이 증가함을 보였다. ii) 로우프의 길이가 변하는 경우에도 i)항과 같은 순서로 이송시간이 짧아지고 있다. 그러나 최대속도 도달시 혹은 트롤리 목표위치 도달후 정지시에 흔들림각이 충분히 작은 오차 범위내로 수렴하기 위해서 약간의 지연시간이 있음을 알 수 있다. iii) 초기진동이 있는 경우에도 기준선도를 이용한 오차 피이드백 제어효과에 의해서 초기진동에 따른 오차를 급격히 흡수할 수 있음을 볼 수 있다. iv) 피이드백 게인 K는 (14)로부터 계산될 수 있으나 최적의 값은 시뮬레이션 및 실험을 통해 얻어질 수 있다. 또 시뮬레이션의 결과를 살펴보면 컨테이너의 흔들림을 제어하기 위해 피이드백되는 제어입력의 영향으로 트롤리의 위치가 목표위치와 미소하게 불일치함을 알 수 있다. 이에 대한 대책은 감속에 걸리는 거리를 목표위치로부터 역으로 고려함으로써 해결될 수 있다.

그림 5는 트롤리 이송 목표위치가 8m이고, 로우프 길이가 6m로 일정하고 또 초기흔들림이 존재하는 상태에서 피이드백 게인을 $k_1=0, k_2=1.0$ 으로 하였을 때의 사다리꼴 속도선도를 기준선도로 한 시뮬레이션 결과이며, 그림 6은 목표위치와 로우프의 길이가 전과 동일한 경우에 대한 노치형 속도선도의 시뮬레이션 결과이다. 초기 흔들림이 있는 경우에 대해서 두 결과는 트롤리가 목표위치에 가까워질수록 오차가 감소되어 원하는 궤적을 추종함을 알 수 있다. 그림 7과 8은 컨테이너의 초기 흔들림이 존재하는 경우에 로우프의 길이 변화가 $8 \rightarrow 3 \rightarrow 6m$ 로 변할 때 사다리꼴 속도선도와 노치형 속도선도에 대해 각각 시뮬레이션한 결과를 나타낸다. 각각의 4가지 경우에 대해 모두 흔들림 제어성능이 우수함을 알 수 있다. 그러나 노치형 속도선도는 사다리꼴 속도선도에 비하여 크레인 구조물에 급격한 진동을 유발하게 된다. 따라서 어떠한 속도선도를 사용할 것인가는 주어진 크레인에 대한 실제 실험을 통하여 상호 비교함으로써 결정되어야 할 것이다.

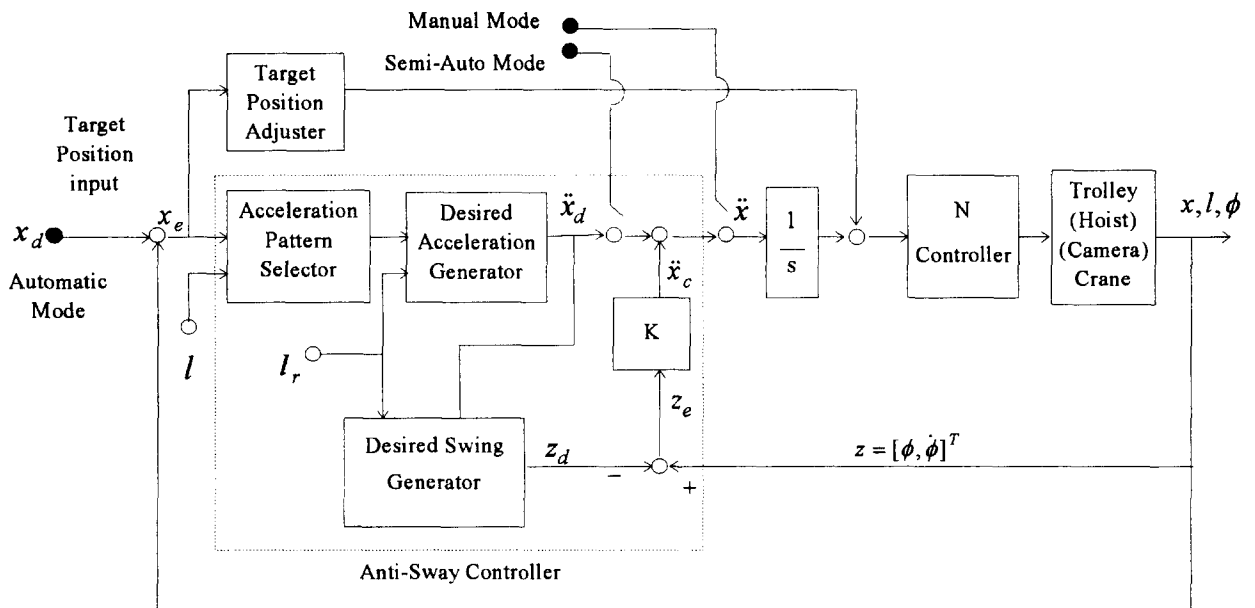


그림 4. 제어 시스템의 블럭 선도.
Fig. 4. Block diagram of control system.

VI. 결론

본 논문은 컨테이너 크레인 이 컨테이너를 운반할 때 발생하는 흔들림을 제어하기 위한 연구이다. 결합된 비선형 운동방정식에 나타나는 각 항들의 물리적인 의미를 검토하여 모델링을 단순화함으로써 제어기 구조를 간단화하였다. 컨테이너의 흔들림을 제어할 수 있는 제어입력은 트롤리의 가속도 뿐이었다. 트롤리의 주행을 가속-최대정속-감속의 형태로 하면서 가속이 끝난 시점 및 목표위치에 도착시점에서 흔들림이 없도록 하는 다양한 트롤리 주행패턴을 소개하였다. 호이스트 운동에 따른 로우프의 길이가 변하는 것을 극복하기 위해 공칭 로우프 길이를 사용하는 기준선도와 기준선도에 따른 기준 흔들림각과 실제의 흔들림각과의 오차를 피드백하는 제어방법을 소개하였다. 이와 같은 방법은 초기 흔들림이 있는 경우에도 제어성능이 우수함을 알 수 있으며 또한 바람등에 의한 외란에도 피드백 게인 K를 적절히 조절함으로써 매우 효과적임을 알 수 있다.

컨테이너 크레인 흔들림제어 문제에는 천정크레인과는 달리 로우프의 길이가 급격히 변화하고, 바람등과 같은 외란을 극복해야 하는 것 외에도 하드웨어 구성시 심한 충격등을 극복해야 하는 문제점도 있다.

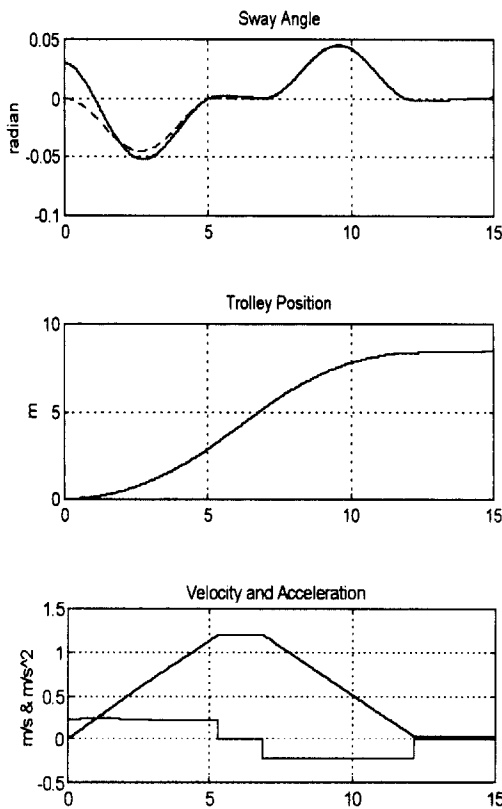


그림 5. Non-zero 초기상태에 대한 사다리꼴 속도선도를 이용한 제어.
Fig. 5. Control using trapezoidal velocity pattern with non-zero initial condition.

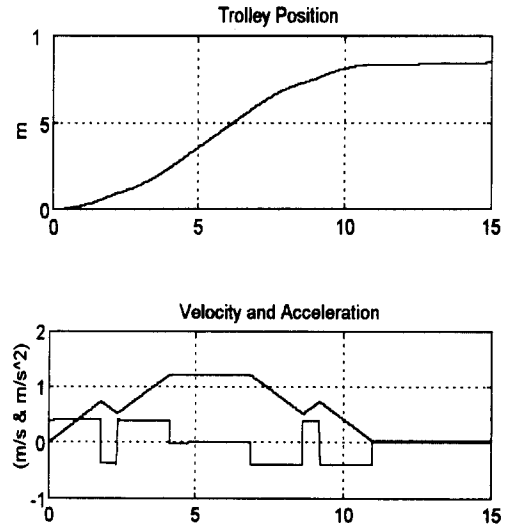
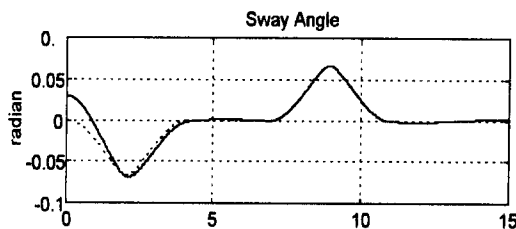


그림 6. Non-zero 초기상태에 대한 노치형 속도선도를 이용한 제어.
Fig. 6. Control using notched velocity pattern with non-zero initial condition.

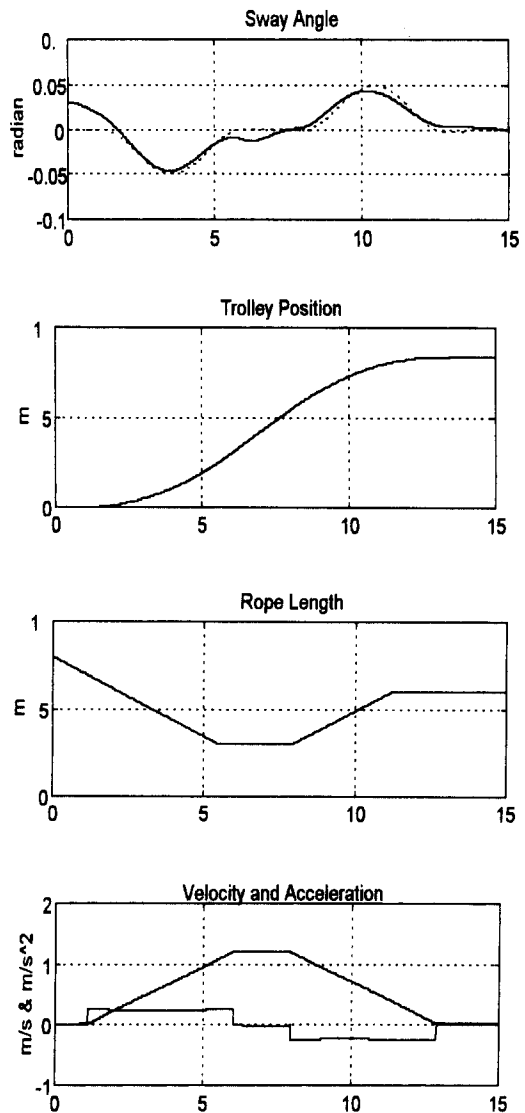


그림 7. Non-zero 초기상태에 대한 사다리꼴 속도선도를 이용한 제어(로우프 길이 변화).
Fig. 7. Control using trapezoidal velocity pattern with non-zero i.c. (rope length changes).

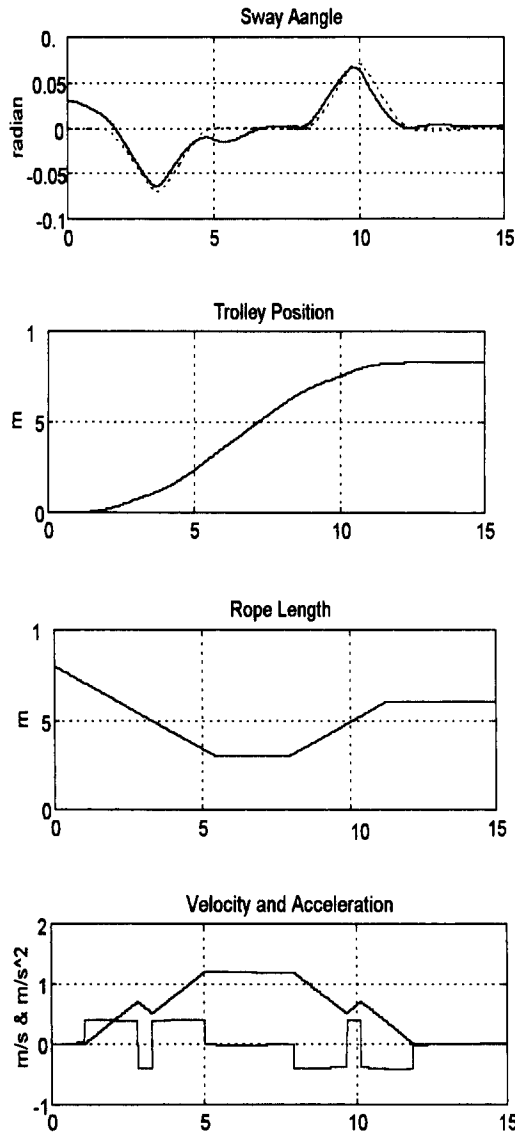


그림 8. Non-zero 초기상태에 대한 노치형 속도선도를 이용한 제어 (로프 길이 변화).
 Fig. 8. Control using notched velocity pattern with non-zero i.c. (rope length changes).

참고 문헌

[1] 박병석, 윤지섭, 이재설, “무진동 크레인을 이용한 흔들림 제어에 관한 연구,” 한국자동제어학술회의 논문집, vol. 1, pp. 292-297, 1990.
 [2] 윤지섭, 박병석, 이재설, “무진동 크레인의 제어 알고리즘 설계,” 한국자동제어학술회의 논문집, vol. 1, pp. 260-265, 1989.
 [3] 이진우, 이충환, 김상봉, “타워형 크레인의 자동화를 위한 이론적 고찰 및 디지털 제어에 관한 연구,” 한국자동제어학술회의 논문집, vol. 1, pp. 993-998, 1992.
 [4] 이태영, “퍼지이론을 적용한 Overhead Crane의 Anti-swing 제어,” 경북대학교 석사논문, 1994.
 [5] 임태승, “최소 진동을 유지하는 천정 크레인의 위치제어,” 한국과학기술원 전기 및 전자공학과 석사논문, 1992.
 [6] 홍형주, 이신섭, “크레인 진자계의 최적제어,” 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, pp. 832-837, 1995.
 [7] J. S. Yoon, B. S. Park, J. S. Lee and H. S. Park,

“Controller Design for the Anti-Swing Crane,” 한국자동제어학술회의 논문집, vol. 1, pp. 229-235, 1994.
 [8] C. F. Alsop, G. A. Forster and F. R. Holmes, “Ore unloader automation - A feasibility study,” IFAC 동경대회논문집, pp. 295-305, 1965.
 [9] E. Anselmino and T. M. Liebling, “Zeitoptimale Regelung der Bewegung Einer Hängenden Last Zwischen Zwei Beliebigen Randpunkten,” *Proc. 1967 Int. Analogue Computation Meetings, I*, pp. 482-492, 1967.
 [10] J. W. Auernig and H. Troger, “Time optimal control of overhead cranes with hoisting of the load,” *Automatica*, vol. 23, no. 4, pp. 437-447, 1987.
 [11] J. W. Auernig, “Steuerstrategien für Laufkatzen zur Vermeidung des Lastpendelns im Zeitpunkt,” Dissertation, Techn. Univ. Wien, Austria, 1985.
 [12] F. Boustany and B. d’Andrea-Novell, “Adaptive control of non-completely controlled mechanical systems using dynamic feedback linearization and estimation design,” *Int. J. Adaptive Control and Signal Processing*, vol. 6, pp. 589-610, 1992.
 [13] M. Fliss, J. Levine and P. Rouchon, “A simplified approach of crane control via generalized state-space model,” *Proc. 30th Conference on Decision and Control*, Brighton, England, pp. 736-741, 1991.
 [14] G. A. Manson, “Time optimal control methods arising from the study of overhead cranes”, Ph.D. Thesis, Univ. of Strathclyde, Glasgow, U.K, 1977.
 [15] T. Mita and T. Kanai, “Optimal control of the crane system using the maximum speed of the trolley,” *계측자동제어학회논문집 (일본)*, vol. 15, no. 6, pp. 125-130, 1979.
 [16] I. Morishita, “A new control algorithm for the grab swing elimination in the automatic operation of traveling cranes,” *계측자동제어학회논문집 (일본)*, vol. 14, no. 6, pp. 127-132, 1978.
 [17] T. Okawa, O. Yamaguchi and H. Sekine, “Computer control of overhead crane,” *NKK 기보(일본)*, no. 149, pp. 40-45, 1995.
 [18] Y. Sakawa and Y. Shindo, “Optimal control of container cranes,” *Automatica*, vol. 18, no. 3, pp. 257-266, 1982.
 [19] O. Yamaguchi, “Anti-Swing control of overhead crane,” *재료와 프로세스 (일본)*, vol. 7, pp. 347, 1994.
 [20] S. Yasunobu, “Automatic container crane operation based on a predictive fuzzy control,” *계측자동제어학회논문집 (일본)*, vol. 22, no. 10, pp. 1066-1073, 1986.
 [21] Hitachi, 크레인의 흔들림 완화 방법, 일본 특허공보 (소 57-57398), pp. 273-277, 1982a.
 [22] Hitachi, 크레인의 흔들림 방지 방법, 일본 특허공보 (소 57-57399), pp. 279-284, 1982b.



홍금식

1957년 8월 25일생. 1975년 3월 ~ 1979년 2월 서울대 기계설계학과 (공학사). 1985년 8월 ~ 1987년 1월 Columbia University 기계공학과 (공학석사). 1990년 6월 ~ 1991년 1월 University of Illinois (Urbana) 수학과 (이학석사). 1987년 1월 ~ 1991년 8월 University of Illinois (Urbana) 기계공학과 (공학박사). 1982년 ~ 1985년 대우중공업(인천) 근무. 1993년 ~ 현재 부산대학교 공과대학 조교수. 관심분야는 시스템이론, 적응제어, 비선형제어, 분포계수시스템의 제어.



이만형

1969년 부산대 전기공학과 (공학사). 1971년 동대학원 (공학석사). 1983년 Oregon State University (Corvallis) 전기, 컴퓨터공학과 (공학박사). 1971년 ~ 1974년 육군사관학교 전자공학과 전임강사. 1975년 ~ 1978년 부산대학교 조교수. 1983년 ~ 현재 부산대 공과대학 부교수, 교수. 1995년 9월 ~ 현재 부산대학교 연구기획실 실장. 관심분야는 확률제어, 비선형제어.



손성철

1973년 1월 12일생. 1995년 부산대학교 정밀기계공학과 (공학사). 1995년 ~ 현재 동대학원 석사과정 재학중. 관심분야는 불충분 작동기 시스템의 비선형 제어.