

<논 문>

## 컨테이너 크레인의 헤드블록 횡동요 해석

### Swing Motion Analysis of the Container Crane Headblock

조 대 승\*

Dae-Seung Cho

(1997년 3월 27일 접수 ; 1997년 7월 15일 심사완료)

**Key Words** : Container Crane(컨테이너 크레인), Headblock(헤드블록), Swing Motion Analysis(횡동요 해석), Rigid Bar Model(강체막대 모델), Overhead Trolley(대차), Hoisting Rope(게양줄), Anti-swing Device(횡동요 제어장치)

#### ABSTRACT

This paper presents the swing motion analysis of the container crane headblock with the passive control device using hydraulic motors and anti-swing ropes. The device hauls at the headblock to opposite direction of its swing motion using the tension difference between anti-swing ropes connected to the headblock. To consider this control mechanism, the headblock is modelled as the rigid bar suspended by two hoist ropes at the overhead trolley and its non-linear equation of motion is derived using Lagrange's equation. Some numerical experiments using the equation are carried out to investigate the swing motion characteristics of the headblock under the variation of geometric relation among the cargo handling components and to evaluate the performance of the anti-swing device.

#### 1. 서 론

항만 등에서 컨테이너의 운반기기로 사용되고 있는 크레인의 이송기구는 크레인 상부에 위치한 대차(overhead trolley)와 컨테이너를 취부하는 헤드블록(headblock)과 스프레드(spreader) 및 헤드블록의 높이를 조절하고 하중을 지지하기 위한 게양줄(hoisting rope)로 구성되어 있다. 이와 같은 이송기구는 게양높이 조절은 용이하나 대차의 수평이동시 발생하는 헤드블록 횡동요(swing motion)로 인하여 화물을 정확한 위치에 신속하게 운반하기 어렵다. 따라서 대부분의 컨테이너 크레인은 작업성능을

보전하기 위한 헤드블록 횡동요 제어장치를 장착하고 있다.

컨테이너 크레인의 헤드블록 횡동요 제어장치는 그 제어방법에 따라 능동제어(active control) 장치와 수동제어(passive control) 장치로 구분할 수 있다. 능동제어장치에 적용된 제어방법은 그 대부분이 천장크레인(overhead crane)<sup>(1,2)</sup>에서와 마찬가지로 방법으로 게양줄과 헤드블록을 단진자로 모델링하고, 대차에 대한 헤드블록의 상대위치를 감지 또는 예견하여 되먹임 제어(feedback control)<sup>(3-6)</sup>, 최적 레귤레이터 제어(optimal regulator control)<sup>(7)</sup>, 퍼지제어(fuzzy control)<sup>(8)</sup> 등의 적절한 제어이론에 의해 대차의 이동속도를 최적화하거나 실시간 능동제어한다. 수동제어장치는 헤드블록 운동에 따라 각각의 게양줄에 작용하는 장력 차에 의해 움직이는

\* 정회원, 부산대학교 조선해양공학과 기계기술연구소

유압실린더를 이용한 장치와 대차에 설치된 유압모터와 보조줄을 이용해서 헤드블록의 횡동요를 억제하는 장치 등이 있다.

상기의 횡동요 제어장치들 중에서 화물의 게양높이가 30 m 이상이고, 수평 이송거리가 길어 신속한 대차 이동이 요구되는 육상과 선박간의 컨테이너 이송용 크레인의 경우 게양줄과 유압실린더를 이용한 장치가 많이 장착되어 있으나 제어성능이 좋지 않아(4.9) 최근에 설치되는 크레인에는 성능이 우수한 능동제어장치가 주로 장착되고 있다. 한편, 상대적으로 게양 높이가 낮은 뿐만 아니라 대차의 운행속도가 느린 육상내 컨테이너 이송용 크레인(일명 트랜스퍼 크레인 : transfer crane)의 경우에는 비용 대비 성능을 최적화하기 위하여 능동제어장치보다는 보조줄과 유압모터를 이용한 수동제어장치가 주로 장착되고 있다. 그러나 기존의 단진자 모델링으로는 고려할 수 없는 대차, 헤드블록, 게양줄 및 보조줄의 기하학적 상관관계에 따라 달라지는 상기 장치의 성능을 이론적으로 규명하고, 이의 개선 등을 시도한 연구사례는 찾아 보기 어렵다.

본 연구에서는 컨테이너 크레인 이송기구간의 기하학적 상관관계가 헤드블록 횡동요 특성에 미치는 영향을 고찰하고자 게양 높이는 물론 대차와 헤드블록에 장착된 풀리(pulley)의 위치 및 헤드블록의 질량극관성모멘트를 고려할 수 있는 강체막대 모델링에 대한 비선형 운동방정식을 유도하고, 이를 이용한 헤드블록 횡동요해석 결과와 기존의 집중질량 모델링 방법에 의한 해석 결과를 비교·검토하였다. 또한, 상기 운동방정식에 유압모터와 보조줄을 이용한 수동제어장치의 헤드블록 횡동요 제어력을 반영하여 그 성능을 수치실험적 방법으로 평가하고, 이의 타당성은 상용 운동모사(motion simulation) 프로그램인 Working model<sup>(10)</sup>을 이용해서 검증하였다.

## 2. 헤드블록 횡동요 운동방정식

### 2.1 기본 가정

육상내에서 컨테이너를 이송하는 크레인의 일반배치도를 Fig. 1에 나타내었다. 본 연구에서는 대차의 수평이동으로 인해 발생하는 헤드블록 횡동요 운동방정식의 유도를 위하여 다음과 같은 가정을 도입하였다.

(1) 헤드블록의 횡동요는 대차의 이동경로와 중력가속도 작용 방향으로 구성되는 평면내에서 일어난다.

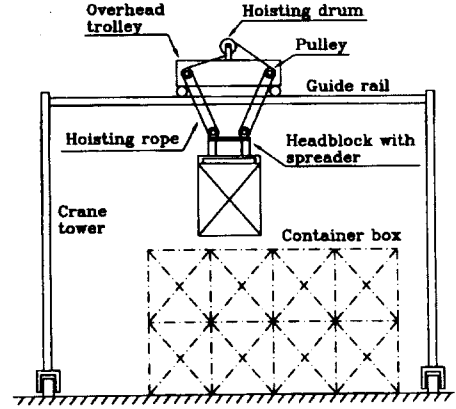


Fig. 1 General arrangement of cargo handling components of container crane

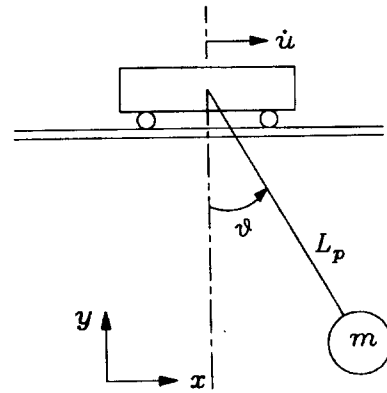


Fig. 2 Lumped mass model

- (2) 컨테이너 크레인의 대차 이동경로(guide rail) 처짐은 무시한다.
- (3) 헤드블록 게양줄에는 항상 인장력이 작용하며, 게양줄이 느슨한 상태는 발생하지 않는다.
- (4) 게양줄의 장력 변화로 인한 게양줄의 길이 변화는 무시한다.
- (5) 게양줄과 헤드블록 풀리(pulley)간에는 미끄럼이 발생하지 않는다. 즉, 횡동요를 하는데 있어서 미끄럼으로 인한 대차와 헤드블록 풀리간의 게양줄 길이 변화는 없다.
- (6) 게양줄과 풀리의 마찰로 인한 헤드블록 횡동요 감쇠력은 무시한다.

### 2.2 집중질량 모델링

컨테이너 크레인의 대차와 헤드블록간의 거리는 고려하되 이들 각각에 위치한 풀리 및 게양줄의 기

하학적 상관관계를 무시하면 컨테이너 크레인의 헤드블록은 Fig. 2에 보인 바와 같이 단일 게양줄에 매달린 집중질량으로 모델링할 수 있다. 따라서 대차가 원점에서 수평방향으로 속도  $\dot{u}$ 로 움직일 때의 헤드블록 운동에너지(kinetic energy)  $T_b$  및 위치에너지(potential energy)  $U_b$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_b = \frac{1}{2} m(\dot{u}^2 + L_p^2 \dot{\theta}^2 + 2L_p \dot{\theta} \dot{u} \cos \theta) \quad (1)$$

$$U_b = mgL_p(1 - \cos \theta)$$

여기서,

- $m$  : 헤드블록, 스프레드 및 컨테이너의 질량
- $L_p$  : 헤드블록 폴리 중심으로부터 대차 폴리 중심간의 수직거리
- $u$  : 수평방향 기준점으로부터 대차까지의 거리
- $g$  : 중력가속도
- $\theta$  : 헤드블록의 횡동요 각도
- 상첨자  $\cdot$  : 시간  $t$ 에 대한 미분 기호

식 (1)은 일반화 좌표  $\theta$ 만의 함수이므로 Lagrange 운동방정식에 대입하면 집중질량 모델링에 의한 헤드블록 횡동요 운동방정식은 다음과 같이 도출된다.

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{L_p} \sin \theta + \frac{\ddot{u}}{L_p} \cos \theta = 0 \quad (2)$$

식 (2)는 비선형 방정식이므로  $\theta$ 에 대한 초기조건과 대차의 시간에 따른 가속도  $\ddot{u}$ 를 알면 Runge-Kutta method 등의 근사해법으로 그 해를 구할 수 있다.

헤드블록이 미소동요를 한다고 가정하면 식 (2)는

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{L_p} \theta + \frac{\ddot{u}}{L_p} = 0 \quad (3)$$

로 표현되며, 이의 일반해는 다음과 같이 표현된다.

$$\theta(t) = \theta_0 \cos(\omega_n t) + \frac{\dot{\theta}_0}{\omega_n} \sin(\omega_n t) + \int_0^t \frac{-\ddot{u}}{L_p \omega_n} \sin \omega_n(t - \tau) d\tau \quad (4)$$

여기서,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{L_p}} \quad (5)$$

$\theta_0, \dot{\theta}_0$  : 초기 각변위 및 각속도

헤드블록의 횡동요각  $\theta$ 가 계산되면 대차를 기준으로 한 수평방향으로의 헤드블록 횡동요 크기  $H_b$ 는

$$H_b = L_p \sin \theta \quad (6)$$

로 계산된다.

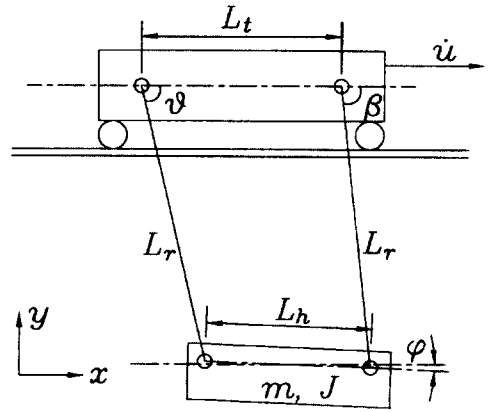


Fig. 3 Rigid bar model

### 2.3 강체막대 모델링

대차 및 헤드블록에 위치한 폴리과 게양줄간의 기하학적 상관관계를 고려하기 위하여 Fig. 3에 보인 바와 같이 헤드블록을 두개의 게양줄에 의해 대차에 매달린 강체막대로 모델링하면 2.1절에서 전제한 가정에 의해서 헤드블록에 위치한 두 개의 폴리 중앙점에서의 수평 변위  $x$ , 수직변위  $y$  및 회전 각 변위  $\phi$ 는 모두 헤드블록 횡동요 각도  $\theta$ 만의 함수로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$x = u + L_r \cos \theta + \frac{1}{2} L_h \cos \phi - \frac{1}{2} L_t$$

$$y = L_r \sin \theta - L_r \sin \theta - \frac{L_h}{2} \sin \phi \quad (7)$$

$$\phi = \sin^{-1} \left( \frac{L_r \sin \beta - L_r \sin \theta}{L_h} \right)$$

여기서,

$$\beta = \sin^{-1} \left( \frac{2L_r^2 + L_t^2 - L_h^2 - 2L_r L_t \cos \theta}{2L_r \sqrt{L_r^2 + L_t^2 - 2L_r L_t \cos \theta}} \right) + \tan^{-1} \left( \frac{L_t - L_r \cos \theta}{L_r \sin \theta} \right) \quad (8)$$

이며,  $L_r$ 은 게양줄의 길이,  $L_h$ 는 헤드블록에 위치한 두 폴리의 중심간 거리,  $L_t$ 는 대차에 장착된 두 폴리의 중심간 거리이다. 따라서, 강체막대 모델링에 의한 헤드블록의 횡동요 운동에너지  $T_b$  및 위치에너지  $U_b$ 는

$$\begin{aligned}
 T_b &= \frac{1}{2} J \dot{\phi}^2 + \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) \\
 &= \frac{\dot{\theta}^2}{2} [J(\phi')^2 + m(L_r^2 + L_r L_h \phi' \cos(\theta - \phi) \\
 &\quad + \frac{L_h^2}{4} (\phi')^2)] - m(L_r \sin \theta \\
 &\quad + \frac{L_h}{2} \phi' \sin \phi) \dot{\theta} + \frac{1}{2} m \dot{u}^2 \\
 U_b &= mgy \\
 &= mg(L_r \sin \theta_0 - L_r \sin \theta - \frac{1}{2} L_h \sin \phi)
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

로 산정된다. 여기서, 상첨자 '은  $\theta$ 에 대한 편미분을 나타낸다. 식 (9)를 2.2절에서와 마찬가지로 방법으로 Lagrange 운동방정식에 대입하면 강제막대 모델링에 의한 헤드블록 횡동요 운동방정식은 다음

과 같이 도출된다.

$$\begin{aligned}
 &\left\{ \left( \frac{J}{mL_h^2} + \frac{1}{4} \right) (\phi')^2 + \frac{L_r^2}{L_h^2} + \frac{L_r}{L_h} \phi' \cos(\theta - \phi) \right\} \ddot{\theta} \\
 &+ \left[ \left( \frac{J}{mL_h^2} + \frac{1}{4} \right) \phi' \phi'' + \frac{L_r}{2L_h} \right. \\
 &\times \{ \phi'' \cos(\theta - \phi) + (\phi')^2 \sin(\theta - \phi) - \phi' \sin(\theta - \phi) \} \ddot{\theta}^2 \\
 &- \left( \frac{L_r}{L_h} \sin \theta + \frac{1}{2} \phi' \sin \phi \right) \frac{\dot{u}}{L_h} \\
 &- \left( \frac{L_r}{L_h} \cos \theta + \frac{1}{2} \phi' \cos \phi \right) \frac{g}{L_h} = 0
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

상기 운동방정식은  $\theta$ 에 관한 비선형 운동방정식으로서  $\theta$ 에 대한 초기조건과 대차의 시간에 따른 가속도를 알면 Runge-Kutta method 등의 근사해법으로 헤드블록 횡동요 해석을 수행할 수 있다. 한편, 강제막대 모델링을 이용한 헤드블록의 수평방향 횡동요 크기  $H_r$ 은

$$H_r = L_r \cos \theta + 0.5(L_h \cos \phi - L_t) \tag{11}$$

과 같이 산정할 수 있다.

### 3. 헤드블록 횡동요 제어장치의 제어력 평가

#### 3.1 제어장치 개요

기존의 컨테이너 크레인에 적용되고 있는 유압모터와 보조줄을 이용한 헤드블록 횡동요 제어장치의 기하학적 배치도와 유압회로의 구성도를 Fig. 4와 Fig. 5에 나타내었다. 이 장치는 솔레노이드 밸브(solenoid valve)와 압력제어밸브(relief valve) 및 체크밸브(check valve) 등으로 구성된 유압회로를 이용하여 유압모터가 보조줄을 감는 방향으로 구동력을 가지고, 보조줄이 풀리는 방향으로 구동력보다 크게 설정된 역구동 저항력을 갖도록 구성되어 있다. 따라서, 헤드블록 운동으로 인해 느슨

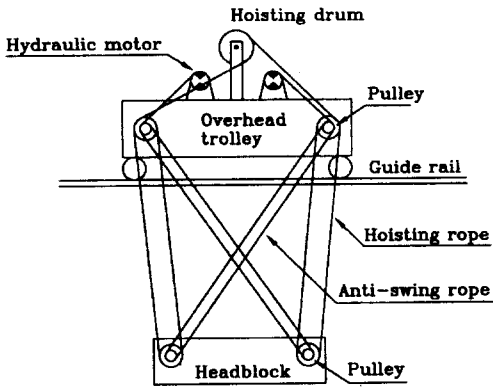


Fig. 4 Anti-swing device using hydraulic motors and ropes

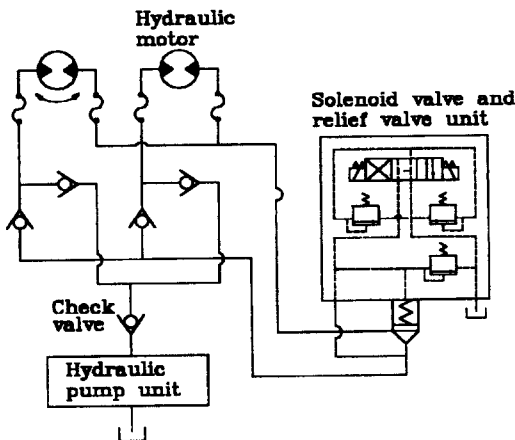


Fig. 5 Hydraulic circuit of the anti-swing device

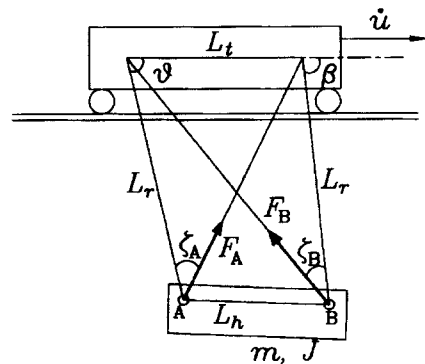


Fig. 6 Dynamic model of headblock with the anti-swing device

한 상태가 되는 보조줄에는 구동력에 해당하는 장력, 풀리는 보조줄에는 역구동 저항력에 해당하는 장력이 걸리며, 이들 두 보조줄의 장력 차에 해당하는 힘은 헤드블록의 횡동요 제어력으로 작용한다.

### 3.2 헤드블록 횡동요 제어력 평가

상기의 유압모터와 보조줄을 이용한 헤드블록 횡동요 제어장치가 있는 경우의 자유물체도를 Fig. 6에 나타내었다. 보조줄에 작용하는 인장력  $F_A$ ,  $F_B$ 는 계양줄에 수직한 성분만이 횡동요 제어력으로 작용하므로 헤드블록이 미소 횡동요 거동  $\Delta\theta$ 를 하는 동안에 헤드블록에 전달되는 횡동요 제어에너지  $\Delta D$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta D &= F_A \sin \zeta_A L_r \Delta\theta + F_B \sin \zeta_B L_r \Delta\beta \\ &= \frac{F_A L_r L_t \sin \theta}{(L_r^2 + L_t^2 - 2L_r L_t \cos \theta)^{1/2}} \Delta\theta \quad (12) \\ &\quad + \frac{F_B L_r L_t \sin \beta}{(L_r^2 + L_t^2 + 2L_r L_t \cos \beta)^{1/2}} \Delta\beta \end{aligned}$$

여기서,  $\zeta_A$ ,  $\zeta_B$ 는 각각 헤드블록 풀리에서의 계양줄과 보조줄간의 내각이며,  $\beta$ 는 식 (8)에서와 같다. 식 (12)를 이용해서 횡동요 각도  $\theta_0$ 에서  $\theta$ 까지 움직이는 동안에 헤드블록에 가해지는 총 횡동요 제어에너지  $D$ 를 구하면

$$\begin{aligned} D &= \int_{\theta_0}^{\theta} \Delta D \\ &= F_A \{ (L_r^2 + L_t^2 - 2L_r L_t \cos \theta)^{1/2} \\ &\quad - (L_r^2 + L_t^2 - 2L_r L_t \cos \theta_0)^{1/2} \} \quad (13) \\ &\quad + F_B \{ (L_r^2 + L_t^2 + 2L_r L_t \cos \beta)^{1/2} \\ &\quad - (L_r^2 + L_t^2 + 2L_r L_t \cos \beta_0)^{1/2} \} \end{aligned}$$

과 같다. 여기서,  $\beta_0$ 는  $\theta = \theta_0$ 에서의  $\beta$  값을 나타낸다. 따라서 Lagrange 방정식에 의거하여 식 (13)을  $\theta$ 에 대해 편미분하면 보조줄들에 의해 헤드블록에 전달되는 횡동요 제어력  $F_d$ 는 다음과 같이 산정된다.

$$\begin{aligned} F_d &= \frac{F_A L_r L_t \sin \theta}{(L_r^2 + L_t^2 - 2L_r L_t \cos \theta)^{1/2}} \quad (14) \\ &\quad - \frac{F_B L_r L_t \sin \beta}{(L_r^2 + L_t^2 + 2L_r L_t \cos \beta)^{1/2}} \end{aligned}$$

따라서, 식 (14)로 평가되는 제어력을 식 (10)의

좌변에 추가하면 유압모터와 보조줄을 이용한 횡동요 제어장치를 갖는 컨테이너 크레인의 헤드블록 횡동요 운동방정식이 도출된다. 한편, 유압장치에 의해 두 개의 보조줄에 작용하는 장력  $F_A$ ,  $F_B$ 는 헤드블록 횡동요 방향에 따라 다음과 같은 값을 가진다.

$$\begin{aligned} F_A &= F_{\min}, \quad F_B = F_{\max} \quad \text{for } \dot{\theta} > 0 \\ F_A &= F_{\max}, \quad F_B = F_{\min} \quad \text{for } \dot{\theta} < 0 \end{aligned} \quad (15)$$

여기서,  $F_{\min}$ 와  $F_{\max}$ 는 각각 유압모터의 구동력과 역구동 저항력으로 인해 보조줄에 작용하는 장력이다.

## 4. 수치계산 예 및 고찰

### 4.1 횡동요 제어장치가 없는 경우

컨테이너 크레인의 대차가 수평이동을 하다가 정지하는 경우에는 동일한 대차의 운동에 대해서도 집중질량 모델링 방법과 강체막대 모델링 방법에 의한 대차 정지 상태의 헤드블록 초기조건이 차이가 나므로 모델링 방법에 따른 횡동요 해석 결과 차이를 단순 비교하기 어렵다. 따라서 본 연구에서는 대차, 헤드블록 및 계양줄간의 기하학적 관계에 따른 헤드블록 횡동요 특성을 고찰하기 위하여 대차를 정지상태로 설정하고, 헤드블록이 평형 위치에서 초기각속도 0.1 radian/sec로 움직이는 경우에 대해 집중질량 및 강체막대 모델링을 이용한 헤드블록 횡동요 해석을 수행하였다. 수치계산은 기존 컨테이너 크레인의 사양을 반영하여 컨테이너와 스프레드의 자중을 포함한 헤드블록의 자중은 49.4 ton, 풀리 중심간 거리  $L_h$ 는 1.1 m로 설정하였으며, 수치해법은 Runge-Kutta method를 적용하였다.

대차에 설치된 풀리간 중심거리  $L_t$ 와 헤드블록과 대차까지의 수직거리  $L_b$  및 헤드블록 질량극관성모멘트  $J$ 가 변화할 때 집중질량 모델링을 이용하여 계산한 헤드블록의 수평방향 최대 횡동요 진폭  $(H_b)_{\max}$ 에 대한 강체막대 모델링을 이용하여 계산한 수평방향 최대 횡동요 진폭  $(H_b)_{\max}$ 을 Fig. 7에 비교하였다. 또한, 집중질량 모델링 방법을 적용한 경우의 헤드블록의 횡동요 주기  $\tau_b$ 와 강체막대 모델링을 적용한 경우의 주기  $\tau_b$ 를 Fig. 8에 비교하였다.

상기 수치계산 결과로부터  $\frac{L_p}{L_h}$  가 약 10 이상인 경우에는 양자의 모델링 방법에 의한 헤드블록 횡동요 해석 결과의 차이가 작지만  $\frac{L_p}{L_h}$  가 10 이하인 경우에는  $L_t$ 가  $L_h$ 보다 클수록 양자의 결과 차이가 크며,  $\frac{J}{mL_h^2}$ 의 변화에 따라 헤드블록의 횡동요 특성이 변화함을 알 수 있다. 이와 같은 현상은 식 (1)과 (9)에서 상기 수치계산에 부여된 초기조건에 대해 집중질량 모델링을 적용한 경우의 최대 운동에너지가

$$(T_p)_{\max} = \frac{1}{2} mL_p^2 \dot{\theta}_0^2 \quad (16)$$

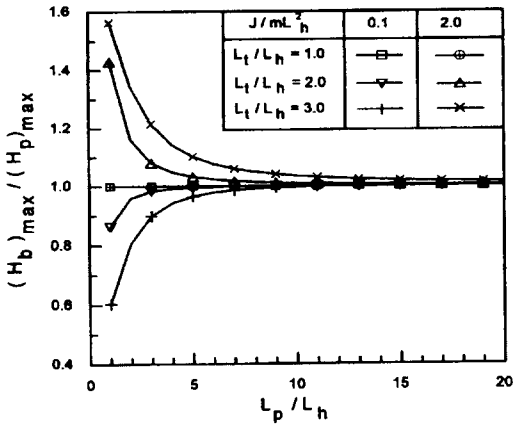


Fig. 7 Comparison of maximum horizontal amplitude of headblock swing motion obtained by the lumped mass and the rigid bar models

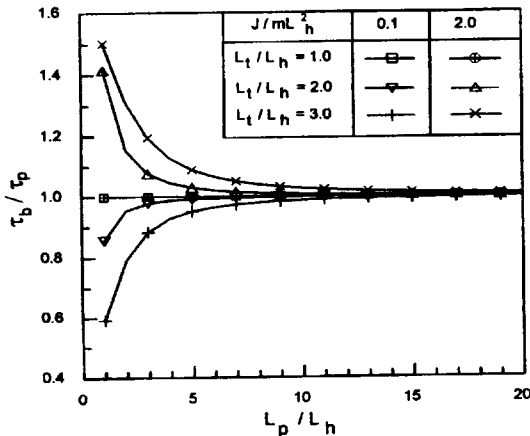


Fig. 8 Comparison of the period of headblock swing motion obtained by the lumped mass and the rigid bar models

인 반면에 강체막대 모델링을 적용한 경우에는

$$(T_b)_{\max} = \frac{1}{2} mL_h^2 \left\{ \left( \frac{J}{mL_h^2} + \frac{1}{4} \right) \phi'^2 + \frac{L_r^2}{L_h^2} + \frac{L_r}{L_h} \phi' \cos(\theta - \phi) \right\} \dot{\theta}_0^2 \quad (17)$$

이므로 모델링 방법에 따라 헤드블록의 최대운동에너지가 달리 산정되기 때문이다. 다만,  $L_r$ 과  $L_p$ 가 같은 경우에  $\frac{J}{mL_h^2}$ 에 상관없이 양자의 모델링 방법에 의한 해석결과가 같은 것은 상기 기하학적 조건에서 식 (17)의  $\phi'$ 가 영이 되므로  $(T_b)_{\max}$ 와  $(T_p)_{\max}$ 가 같기 때문이다.

상기 수치계산 결과로부터 컨테이너 크레인의 헤드블록 횡동요 해석은 강체막대 모델링을 적용하는 것이 타당하다고 사료된다. 이는 일반적으로 컨테이너 크레인의  $L_t$ 가  $L_h$ 보다 2~4배 클 뿐만 아니라 대차의 수평이동이 기 적층된 컨테이너와의 간섭을 피하기 위하여  $\frac{L_p}{L_h}$ 가 비교적 작은 영역에서 이루어지기 때문이다.

#### 4.2 보조줄을 이용한 횡동요 제어장치가 있는 경우

본 연구에서 유도한 헤드블록 횡동요 운동방정식을 이용하여 육상 내에서 컨테이너의 적층 및 차량 탑재 등에 활용되고 있는 컨테이너 크레인을 대상으로 헤드블록 횡동요 해석을 수행하였다. 수치해석대상 크레인의 주요 제원은 다음과 같다.

##### 대 차

- 최대속도 : 1.167 m/sec
- 정지상태에서 최대속도까지의 가속시간 : 6 sec
- 최대속도에서 정지까지의 감속시간 : 4 sec
- 폴리간의 간격(중심 대 중심) : 2.45 m
- 최대수평 이동거리 : 19.07 m

##### 헤드블록

- 폴리간의 간격(중심 대 중심) : 1.1 m
- 헤드블록+스프레드+컨테이너의 자중 49.4 ton
- 헤드블록에 장착된 두개의 폴리 중앙점에 대한 중량극관성모멘트 : 500 ton · m<sup>2</sup>

##### 횡동요 제어장치 (2 set)

- 유압모터 구동력 : 3×35.0 kgf
  - 유압모터 역구동 저항력 : 3×640.0 kgf
- 수치계산에 있어서 대차의 운동은 정지상태에서

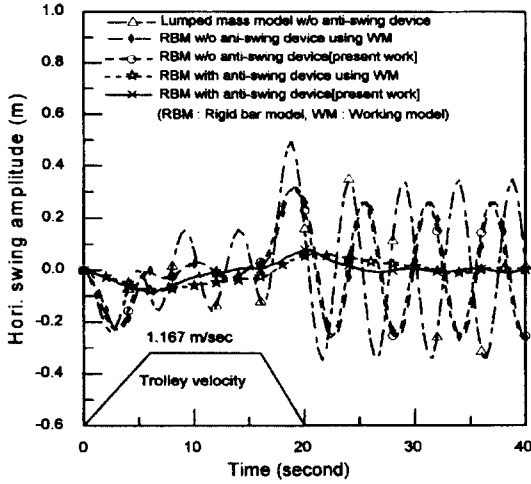


Fig. 9 Time history of headblock swing motion ( $L_p = 6 m$ )

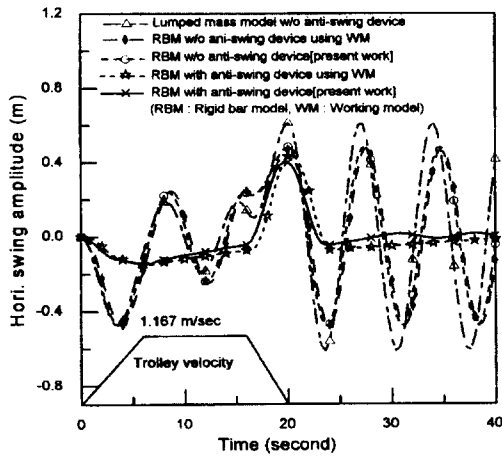


Fig. 10 Time history of headblock swing motion ( $L_p = 12 m$ )

최대가속을 하여 최대속도에 도달한 후 10초를 달린 후에 최대감속하여 정지하는 것으로 하였다. 이때 대차의 출발 상태에서의 헤드블록 횡동요 초기조건은 영으로 하였으며, 수치해법은 Runge-Kutta method를 사용하되 시간증분은 0.2초로 하였다.

대차와 헤드블록간의 수직거리  $L_p$ 가 6 m, 12 m, 18 m인 세 가지 경우에 대해 횡동요 제어장치의 유무에 따른 헤드블록의 횡동요 해석 결과를 Fig. 9 ~ Fig. 11에 나타내었다. 이에 본 연구에서 제시한 방법의 타당성 검토를 위하여 상용 운동모사 프로그램인 Working model<sup>(10)</sup>을 이용한 모사 결과도 함께 나타내었는데 양자의 방법에 의한 헤드블

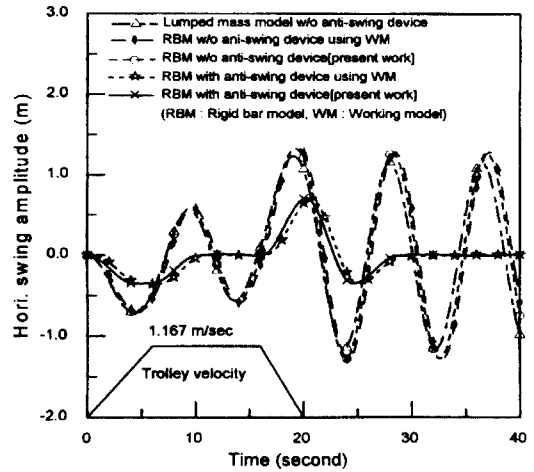


Fig. 11 Time history of headblock swing motion ( $L_p = 18 m$ )

록 횡동요 해석결과의 부합성이 양호함을 확인할 수 있다.

상기의 헤드블록 횡동요 해석결과로부터 횡동요 제어장치가 없는 경우에  $L_p$ 가 작으면 집중질량 모델링과 강체막대 모델링에 의한 헤드블록의 횡동요 특성이 차이가 날 뿐만 아니라 대차 정지시각에서의 헤드블록의 위치 및 속도가 달리 산정됨을 확인할 수 있다. 헤드블록 횡동요 제어장치를 고려한 해석 결과에서는 대차가 가속운동을 하여 최대속도로 주행한 시간 대역에서는 헤드블록의 횡동요가 감소되었다기 보다는 억제되었음을 알 수 있다. 또한, 대차가 감속운동을 하기 시작한 이후의 시간대역에서는  $L_p$ 가 6 m인 경우에는 진자거동이 거의 나타나지 않으며,  $L_p$ 가 12 m인 경우에는 약 반 주기,  $L_p$ 가 18 m인 경우에는 약 한 주기의 횡동요 거동 후 중립 위치로 돌아옴을 알 수 있다. 이와 같은 거동은 헤드블록의 관성력이 횡동요 억제력보다 큰 경우에만 헤드블록이 진자거동을 할 수 있기 때문이다. 또한,  $L_p$ 가 작을수록 제어성능이 좋은 것은 동일한 대차운동에 대한 헤드블록의 관성력이 작을 뿐만 아니라 보조줄로 전달되어지는 제어력의 방향이 헤드블록의 횡동요 운동방향에 근접하기 때문이다.

상기의 수치계산 결과로부터 유압모터와 보조줄을 이용한 기존의 컨테이너 크레인의 헤드블록 횡동요 제어장치는 그 성능이 뛰어남을 확인할 수 있다. 상기 시스템의 제어성능은 식 (14)에 나타난 제어력 평가식에서 알 수 있듯이 보조줄이 감길 때와 풀릴 때의 장력 차를 크게 할수록 좋아 질 수 있으며,

대차에 위치한 폴리의 간격을 크게 하여 보조줄이 헤드블록 폴리 위치에서 게양줄에 직각과 가깝게 배치하면 제어효과가 더욱 향상될 수 있다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 집중질량 모델링과 강제막대 모델링을 이용하여 컨테이너 크레인의 헤드블록 횡동요 특성과 기존의 컨테이너 크레인에 장착되는 보조줄을 이용한 헤드블록 횡동요 제어장치의 성능을 수치 실험적 방법으로 평가하였다. 본 연구에서 도출된 결론은 다음과 같다.

(1) 횡동요 제어장치가 없는 경우에 단일 게양줄에 매달린 집중질량 모델링을 이용한 헤드블록 횡동요 해석은 대차와 헤드블록간의 거리가 긴 경우에만 정확도가 높다. 대차와 헤드블록간의 거리가 짧은 경우에는 대차, 헤드블록 및 게양줄로 구성되는 이송기구간의 기하학적 상관관계 뿐만 아니라 헤드블록의 질량극관성모멘트에 따라 헤드블록의 횡동요 특성이 변화하므로 이를 반영할 수 있는 강제막대 모델링을 적용하는 것이 타당하다. 다만, 헤드블록으로부터 대차까지의 수직거리와 게양줄의 길이가 동일한 경우에는 집중질량 모델링 방법과 강제막대 모델링 방법에 의한 횡동요 해석결과의 차이는 없다.

(2) 기존의 컨테이너 크레인에 적용되고 있는 유압모터와 보조줄을 이용한 헤드블록 횡동요 제어장치는 항상 헤드블록의 횡동요 방향과 반대방향으로 횡동요 제어력을 전달할 수 있어 그 성능이 우수한 것으로 판단된다. 이 장치는 보조줄이 감길 때와 풀릴 때의 장력 차이가 크고, 보조줄이 헤드블록 폴리 위치에서 게양줄과 직각에 가깝게 설치될수록 제어 성능이 더욱 향상될 수 있다.

### 참고 문헌

(1) Moustafa, K. A. F. and Ebeid, A. M., 1988, "Nonlinear Modeling and Control of Overhead Crane Load Sway," J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Trans. of ASME, Vol. 110, pp. 266~271.

(2) 이태영, 1995, 퍼지이론을 이용한 Overhead Crane의 Anti-Sway 제어, 경북대학교 기계공학과, 석사학위논문.

(3) Shirai, J., and et al, 1993, "Development of Electronic Sway Control System for Container Crane," Trans. of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol. 59, No. 561, pp. 113~117 (in Japanese).

(4) Date, T., Okawa, T., Yamaguchi, O., Nagai, H., Nakajima, T. and Matsumoto, N., 1995, "Anti-Sway Control System for Container Handling Cranes," NKK Technical Report, No. 150, pp. 56~60 (in Japanese).

(5) Okubo, Y., Hoshina, H., Murata, I., Monzen, T. and Toyohara, T., 1995, "Development of Anti-Sway Control System for Container Cranes," MHI Technical Review, Vol. 32, No. 2, pp. 61~65.

(6) 이만형, 홍금식, 백광열, 최영규, 정상화, 1996, "Anti-Sway System의 Control Modeling 및 설계, 구현에 관한 연구," 현대중공업-부산대학교 산학협동 공동연구 완료보고서.

(7) 신민생, 이동철, 김상봉, 1994, "컨테이너 크레인의 자동화에 관한 기초연구," 한국박용기관학회지, 제 18 권 제 2 호, pp.207~214.

(8) Nakajima, M., Umefuji, O., Takeuchi, K., Murata, I. and Kuwabara, A., 1990, "Automatic Control System of Container Cranes," MHI Technical Review, Vol. 27, No. 2, pp. 87~91.

(9) 조대승, 1992, "컨테이너 크레인 및 트랜스태이너 크레인의 헤드블록 횡동요 해석," 현대선박해양연구소, 연구보고서 HMRI-92-10-R138.

(10) Knowledge Revolution Co., 1994, Working Model User's Manual, USA.

(11) Meirovitch, L., 1967, Analytical Methods in Vibrations, Macmillan Co., New York.

(12) Press, W. H., Flannery, B. P., Teukolsky, S. A. and Vetterling, W. T., 1986, Numerical Recipes, Cambridge University Press.