

## 해상 크레인에 의해 인양되는 중량물의 거동 감쇠를 위한 Tagline 제어 시스템

구남국\*, 차주환<sup>†</sup>\*, 권정한\*, 이규열\*

서울대학교 조선해양공학과 \*

### Suppression of Load Pendulation Using Tagline Control System for Floating Crane

Namkug Ku\*, Ju-hwan Cha<sup>†</sup>\*, Jung-han Kwon\* and Kyu-yuel Lee\*

Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National Univ., Seoul, Korea\*

#### Abstract

This paper describes the control system to suppress the load pendulation using tagline for the floating crane. Dynamic equation of motion of the floating crane and the load is derived using Newton's 2nd law and free body model. The floating crane and the load are assumed that they move in center plane. Each rigid body has 3 DOF (surge, heave, pitch), because it moves in two directions and rotates. Then, this system, which is composed of two rigid bodies, has 6 DOF. The gravitational force, the hydrostatic force, the hydrodynamic force and the tension of the wire rope are considered as external forces, which affect to the floating crane. To suppress the pendulation of the load, the tagline, which connects between the load and the float crane, is applied to the system. The tagline is composed of the spring and the wire rope. Proportional and Derivative control is used as a linear control algorithm. The results of the numerical analysis of the 3,600 ton floating crane show that the tagline system is effective to suppress the load pendulation.

※Keywords: Floating crane(해상 크레인), Tagline system, Pendulation supression, PD Control(비례-미분 제어), Anti-swing

#### 1. 서론

해상 크레인은 크레인을 탑재한 대형 바지선으

로서 현재 조선소나 건설 현장에서 널리 쓰이고 있다. 각 조선소에서는 공기단축 및 생산성향상을 위하여 대형 블록을 제작하고 이를 해상 크레인을 사용하여 탑재한다.

또한 해상 크레인은 육상에서 사용되는 골리앗 크레인보다 무거운 블록을 들어올릴 수 있기

접수일: 2009년 4월 27일, 승인일: 2009년 8월 27일

†교신저자: jhcha79@snu.ac.kr, 02-880-8378

때문에 그 활용도가 증가하고 있다. Fig. 1 은 해상크레인을 이용한 블록 탑재의 예를 보여준다.



Fig. 1 Examples of Various operations of floating cranes (①, ②, ③: Erection of mega blocks, ④: Lifting derrick)

해상 크레인은 해양파의 영향으로 인해 운동을 하게 되고, 이는 해상 크레인이 인양하고 있는 중량물의 운동에 영향을 준다. 중량물의 운동은 해상 크레인이 중량물을 원하는 곳에 위치시키는 작업을 어렵게 만들며, 과도한 운동은 탑재 블록간 또는 해상 크레인과 중량물 간의 충돌 원인이 된다. 따라서 시뮬레이션을 통해 해상 크레인 및 중량물의 운동을 미리 파악하여 사전에 위험 요소를 파악하고 대처할 필요가 있다. 또한, 중량물의 흔들림을 최소화할 수 있다면 해상 크레인의 작업 효율을 높일 수 있다.

우선, 크레인과 중량물의 거동을 기술하기 위하여 거동에 영향을 미치는 환경적 요인을 분석하고 크레인과 중량물이 서로의 거동에 미치는 영향을 고려하여 모델링을 해야 한다. 본 논문에서는 해상 크레인과 매달려 있는 중량물을 각각 자유 물체도로 모델링하고, Newton 의 제 2 법칙을 이용하여 운동 방정식을 유도 하였다. 해상 크레인과 중량물은 각각 2 차원상(Center plane)에서 3 자유도(Surge, heave, pitch)운동을 하는 강체(Rigid body)로 가정 하였다.

해상 크레인과 중량물에 작용하는 외력으로는 (1)중력에 의한 힘, (2)과도한 자세 변화에 따른 비선형 유체정역학적 힘, (3) 유체동역학적 힘, (4)

Wire rope 에 의해 작용하는 힘을 고려 하였다. (Cha 2008, Ham et al. 2008)

해상크레인이 인양하는 중량물의 거동감쇠를 위해서는 크레인과 중량물의 거동을 분석한 후, 제어 메커니즘을 해상 크레인 모델에 적용할 필요가 있다. 본 논문에서는 제어 메커니즘으로서 해상 크레인과 중량물을 연결하는 tagline 을 적용 하였다. 그리고 tagline 을 적용하지 않았을 때와 tagline 을 적용하였을 때를 각각 시뮬레이션하여 그 결과를 비교 하였다.

본 논문의 2 장에서는 해상 크레인이 인양하는 중량물의 거동 감쇠를 위한 제어 방법에 대한 관련 연구 현황에 대하여 살펴보고, 본 논문과의 차이점을 언급한다. 3 장에서는 자유 물체도(Free body model)를 이용하여 해상 크레인과 중량물에 작용하는 외력을 계산하고, 운동 방정식을 유도하였다. 4 장에서는 Tagline 을 이용한 제어력 생성 방법을 설계 하였다. 그리고 5 장에서는 시뮬레이션을 통해 tagline 적용 전, 후의 중량물 거동을 비교하였다. 마지막으로 6 장에서는 결론 및 향후 연구 계획을 기술하였다.

## 2. 관련 연구 현황

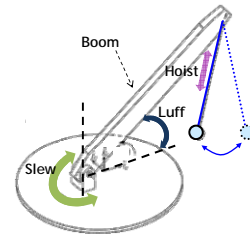


Fig. 2 DOF(Degree of freedom) of the rotary crane.

Ito et al.(2008)은 선박 위에 설치된 회전식 크레인 (rotary crane)을 이용하여 중량물을 이송할 때 발생하는 중량물의 흔들림을 최소화하기 위한 방법을 연구 하였다. 회전식 크레인은 일반적으로 3 자유도(Slew, luff, hoist)를 가지며(Fig. 2), 이를 이용하여 중량물을 운반한다.

이 때 중량물에 원심력이 작용하지 않도록 하기 위하여 회전식 크레인의 3 가지 자유도를 적절히 조합하여 중량물이 직선 운동을 하도록 하였다. 그러나 본 과제에서 대상으로 하고 있는 해상 크레인의 경우에는 바지선 위에 고정되어 있는 크레인 자체의 자유도가 한정(Luff, hoist)되어 있고, 그 움직임도 회전식 크레인에 비해 크지 않으므로 이 방법 보다는 다른 제어 방법을 고안해야 한다.

Parker et al.(2008)은 회전식 크레인을 이용하여 중량물을 이송할 때 발생하는 중량물의 흔들림을 최소화 하기 위해 회전식 크레인과 중량물을 연결하는 Tagline 을 설치하고, 회전식 크레인 및 Tagline 을 제어하였다. 이 논문에서는 중량물의 진동을 최소화 하는데 도움을 주는 Tagline 이라는 부가물을 설치하여 사용하고 있으며, 이는 크레인 자체의 자유도가 한정(Luff, hoist)되어 있는 해상 크레인에도 응용 가능한 방법이다.

Balachandran(1999)은 hoist line 과 중량물 사이에 mechanical filter 를 설치하여 중량물의 흔들림을 최소화 하였다. 이 논문 역시 크레인 이외에 부가물을 설치하여 제어함으로써 크레인 자체의 자유도가 한정(Luff, hoist)되어 있는 해상 크레인에도 응용 가능하다.

Agostini et al.(2002)은 사용자가 크레인으로 전송 하는 입력(Command) 중 중량물의 공진 주파수에 해당하는 부분을 제거(Command shaping)하여, 중량물의 진동을 최소화 하였다.

Masoud et al.(2004)은 크레인의 회전, boom 의 각도, boom 의 길이, wire rope 의 길이가 변하는 4 자유도(Slew, luff, hoist, boom 의 길이 변화) 크레인을 사용 하였으며, 중량물이 흔들린 정도를 센싱하여 이를 중량물의 거동 제어에 사용한다. 이 센싱 정보를 입력 받아 일정 시간 후에 제어에 이용하면 중량물의 흔들림을 감소시키는 효과가 있으며, 이를 Delayed Feedback Control 이라고 한다.

Agostini et al.(2002)와 Masoud et al.(2004)이 사용한 방법은 모두 크레인 자체를 구동하여

중량물의 거동을 제어하는 방법으로서, 크레인 자체의 자유도가 한정(Luff, hoist)되어 있는 해상 크레인에 적용하기는 쉽지 않다.

본 논문에서 대상으로 하는 해상 크레인은 크레인 자체의 자유도를 이용하는 것이 쉽지 않으므로 Parker et al.(2008)이 사용했던 tagline 을 적용하여 제어를 하였다. 또한 다른 논문에서는 고려하지 않았던 유체력 및 중량물이 해상 크레인에 미치는 영향을 고려 하였으며, 중량물을 질점이 아닌 강체로 가정 하였다.

### 3. 해상 크레인과 중량물의 수학적 모델링

3 장에서는 해상 크레인과 중량물을 각각 자유 물체도로 모델링하고, Newton 의 제 2 법칙을 이용하여 운동방정식을 유도 하는 과정에 대하여 기술한다.

#### 3.1 해상 크레인과 중량물의 Coordinate System

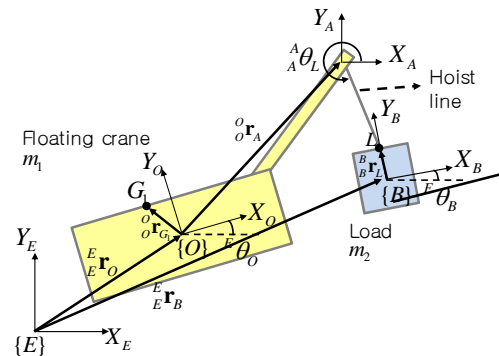


Fig. 3 Global and body-fixed coordinates and several position vectors of the floating crane and the load.

Fig. 3 는 절대 좌표계(Global coordinate)와 해상 크레인과 중량물에 정의한 물체 고정 좌표계(Body-fixed coordinate)를 나타낸다. 해상 크레인과 중량물은 각각 평면상(Center plane)에서 2 방향의 병진운동(Surge, heave)과 회전운동(Pitch)

을 하는 강체로 가정한다. 그리고 하나의 강체는 평면상의 위치와 회전 각도를 나타내는  $(x, y, \theta)$  로 표현이 가능하다. 본 논문에서 사용하고 있는 notation 은 다음과 같다(Fig. 3).

- $\{E\}$ : 절대 좌표계
- $\{O\}$ : 해상 크레인 고정 좌표계
- $\{B\}$ : 중량물 고정 좌표계
- $\mathbf{r}_1 = [x_1, y_1, \theta_1]^T$ : 해상 크레인의 위치 및 자세 벡터
- $\mathbf{r}_2 = [x_2, y_2, \theta_2]^T$ : 중량물의 위치 및 자세
- ${}^E_E \mathbf{r}_O$ :  $\{E\}$  를 기준으로 한  $\{O\}$  의 원점의 위치 벡터 /  $\mathbf{r}_1$  을 이용하여 계산 가능
- ${}^O_O \mathbf{r}_{G_1}$ :  $\{O\}$  를 기준으로 한 해상 크레인의 무게 중심의 위치 벡터 / 변하지 않음
- ${}^O_O \mathbf{r}_A$ :  $\{O\}$  를 기준으로 한 해상 크레인의 boom Tip 의 위치 벡터 / 변하지 않음
- ${}^E_E \mathbf{r}_A$ :  $\{E\}$  를 기준으로 해상 크레인의 boom tip 위치를 기술한 위치 벡터
- ${}^E_E \mathbf{r}_B$ :  $\{E\}$  를 기준으로 한  $\{B\}$  의 원점의 위치 벡터 /  $\mathbf{r}_2$  을 이용하여 계산 가능
- ${}^B_B \mathbf{r}_L$ :  $\{B\}$  를 기준으로 중량물에 hoist line 이 고정되어 있는 위치를 기술한 위치 벡터 / 변하지 않음
- ${}^E_E \mathbf{r}_L$ :  $\{E\}$  를 기준으로 중량물에 hoist line 이 고정되어 있는 위치를 기술한 위치 벡터
- ${}^A_A \theta_L$ : Hoist line 이 기울어진 각도

중량물의 거동해석을 위하여 절대좌표계에서 해상크레인 boom tip 과 중량물의 위치벡터가 필요하며, 중량물 흔들림 제어를 위하여 hoist line 이 기울어진 각도가 필요하다. 이들 위치벡터를 해상 크레인과 중량물의 위치벡터로 나타내면 식(1) 식(2)와 같으며, hoist line 이 기울어진 각도는 식(3)으로 표현된다.

$${}^E_E \mathbf{r}_A = {}^E_E \mathbf{r}_O + {}^E_O \cdot {}^O_O \mathbf{r}_A \quad (1)$$

$$= \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 \\ \sin \theta_1 & \cos \theta_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}^O_O r_{A,x} \\ {}^O_O r_{A,y} \end{bmatrix}$$

$${}^E_E \mathbf{r}_L = {}^E_E \mathbf{r}_B + {}^E_B \cdot {}^B_B \mathbf{r}_L \quad (2)$$

$$= \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \theta_2 & -\sin \theta_2 \\ \sin \theta_2 & \cos \theta_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}^B_B r_{L,x} \\ {}^B_B r_{L,y} \end{bmatrix}$$

$${}^A_A \theta_L = \tan^{-1} \left( \frac{{}^E_E r_{L,y} - {}^E_E r_{A,y}}{{}^E_E r_{L,x} - {}^E_E r_{A,x}} \right) \quad (3)$$

$\mathbf{r}_1$  은 절대 좌표계  $\{E\}$  를 기준으로 해상 크레인의 상의 물체 고정 좌표계  $\{O\}$  의 위치와 자세를 기술한 것이다.  $\mathbf{r}_2$  는 절대 좌표계  $\{E\}$  를 기준으로 중량물상의 물체 고정 좌표계  $\{B\}$  의 위치와 자세를 기술한 것이다.

크레인-중량물 시스템을 하나의 벡터로 표현하기 위하여 식(4)와 같이  $\mathbf{r}_1, \mathbf{r}_2$  를 벡터  $\mathbf{r}$  로 표현하였다.

$$\mathbf{r} = [x_1, y_1, \theta_1, x_2, y_2, \theta_2]^T \quad (4)$$

### 3.2 해상 크레인과 중량물에 작용하는 외력

해상 크레인과 중량물에 작용하는 외력으로는 (1) 중력에 의한 힘(Gravity force), (2) 유체 정역학적 힘(Hydrostatic force), (3) 유체 동역학적 힘(Hydrodynamic force), (4) wire rope 에 의해 작용하는 힘(Wire rope force)을 고려하였다. (Cha 2008, Ham et al. 2008)

#### (1) Gravity force, $\mathbf{F}_g$

해상 크레인과, 중량물에 각각 작용하는 중력에 의한 힘을 고려하였다.

#### (2) Hydrostatic force, $\mathbf{F}_{hydrostatic}$

해상 크레인에 작용하는 유체 정역학적 힘은 과

도한 자세변화를 고려할 수 있도록 매 시간 수선면의 면적 및 면적 1 차, 2 차 모멘트를 계산하여, Heave, Pitch 방향의 힘과 모멘트를 계산하였다. (Söding 1975).

(3) Hydrodynamic force,  $\mathbf{F}_{hydrodynamic}$

해상 크레인에 작용하는 유체 동역학적 힘은 크게 Wave excitation force 와 Radiation force 로 나누어 고려하였다.

Wave excitation force 는 해상 크레인이 고정되어 있을 때, 입사하는 파와 표면에서 산란하는 파에 의해 작용하는 힘을 나타낸다. 이러한 두 힘을 Froude-Krylov force 와 diffraction force 라 부른다. Newman(1977)에 따라 입사파와 산란파의 속도 포텐셜을 구하고, Bernoulli equation 에 대입하여 해상 크레인 작용하는 힘을 구한다.

Radiation force 는 시간 영역에서의 해석을 수행하기 위해 Cummins equation 을 사용하였다. 부가질량 및 댐핑 계수를 구하기 위해서 Ogilvie (1964)의 방법에 따라 주파수 계열에서 구한 유체력 계수를 사용하였다.

(4) Wire rope force,  $\mathbf{F}_{wire}$

Hooke 의 법칙에 따라 wire rope 의 신율을 고려하여 spring 상수 k 를 구하고, 이를 wire rope 의 늘어난 길이와 곱하여 wire rope 에 의해 작용하는 힘을 구하였다.

3.3 Newton 의 제 2 법칙을 이용한 해상 크레인과 중량물의 운동 방정식

Newton 의 제 2 법칙을 이용하여 해상 크레인과 중량물의 운동 방정식을 다음과 같이 구성하였다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{r}} = \mathbf{F}^e \tag{5}$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & & & & & \\ & m_1 & & & & \\ & & I_1 & & & \\ & & & m_2 & & \\ & & & & m_2 & \\ & & & & & I_2 \end{bmatrix}$$

$$\ddot{\mathbf{r}} = [\ddot{x}_1, \ddot{y}_1, \ddot{\theta}_1, \ddot{x}_2, \ddot{y}_2, \ddot{\theta}_2]^T, (\ddot{\mathbf{r}} = d^2\mathbf{r} / dt^2)$$

$$\mathbf{F}^e = [F_{1,x}, F_{1,y}, M_1, F_{2,x}, F_{2,y}, M_2]^T$$

$$, (\mathbf{F}^e = \mathbf{F}_g + \mathbf{F}_{hydrostatic} + \mathbf{F}_{hydrodynamic} + \mathbf{F}_{wire})$$

4. Tagline 을 이용한 제어 모듈 설계

중량물의 거동 감쇠를 위하여 해상 크레인과 중량물 사이를 잇는 Tagline 을 설치 하고, tagline 의 장력  $T_{tagline}$  을 제어함으로써 wire rope 의 각도  ${}^A\theta_L$  을 일정한 목표 값  ${}^A\theta_d$  으로 유지하여 중량물의 흔들림을 최소화 한다.

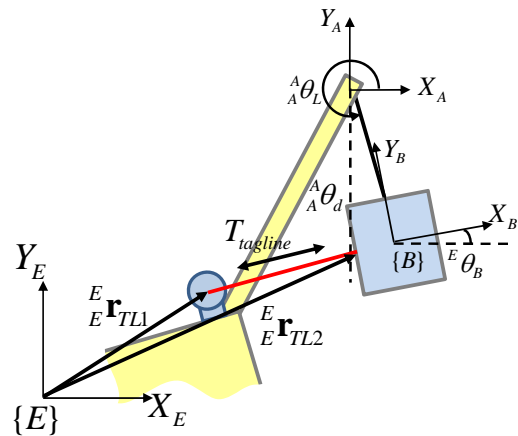


Fig. 4 The floating crane and the load with tagline system

Tagline 에 의해 발생된 힘  $T_{tagline}$  은 식(5)의 우변에 제어력  $\mathbf{F}^u$  로 가해지게 되며, 운동 방정식은 다음과 같이 변경 된다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{r}} = \mathbf{F}^e + \mathbf{F}^u \tag{6}$$

$$\mathbf{F}^u = \begin{bmatrix} F_{1,x}^u(T_{tagline}, x_1, y_1, \theta_1, x_2, y_2, \theta_2) \\ F_{1,y}^u(T_{tagline}, x_1, y_1, \theta_1, x_2, y_2, \theta_2) \\ \vdots \\ M_2^u(T_{tagline}, x_1, y_1, \theta_1, x_2, y_2, \theta_2) \end{bmatrix}$$

여기서 장력  $T_{tagline}$ 는 tagline 의 성질에 따라서 결정되며, 본 논문에서는 tagline 을 두 가지 재질로 가정하고 설계를 하였다.

4.1 Tagline 의 설계- wire rope 로 가정

Tagline 을 wire rope 로 가정하게 되면 장력  $T_{tagline}$  은 양의 힘(당기는 힘)은 발생 가능하나 음의 힘(미는 힘)은 발생시킬 수 없다. 따라서 다음 3 가지 경우로 분류하여 제어 한다.

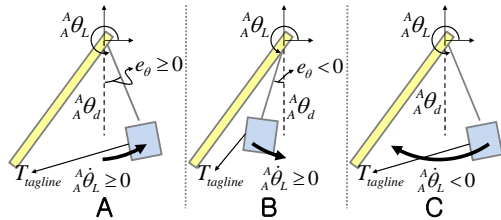


Fig. 5 Classification of load states to generate control force

Fig. 5-A 는 중량물이 해상 크레인으로부터 멀어지며 ( $\dot{\theta}_L \geq 0$ ) , 기준 각도에서 벗어나고 있는 경우 ( $e_\theta \geq 0$ )를 나타내고 있다. 이 때는 Hoist line 의 각도가 기준 각도  $\theta_d$  에서 멀어지고 있으므로, 기준 각도에서 벗어난 에러 값 ( $e_\theta = \theta_L - \theta_d$ )에 비례 상수  $K_p$  를 곱하여 비례제어(Proportional control)에 의한 복원력을 생성한다. 제어력으로서 복원력만 생성 하면 중량물이 계속 진동을 하게 되므로, 현재 hoist line 이 목표 각도로 접근하고 있는 속도 ( $\dot{e}_\theta = \dot{\theta}_L - \dot{\theta}_d$ )에 상수  $K_d$  를 곱하여 미분제어(Derivative control)에 의한 감쇠력을 생성한다. 이와 같은 방법으로 생성한 제어력은 다음과 같이 식(7)로 표현할 수 있다.

$$\text{if } (\dot{\theta}_L \geq 0 \text{ and } e_\theta \geq 0) \tag{7}$$

$$T_{tagline\_wire} = K_p \cdot e_\theta + K_d \cdot \dot{e}_\theta$$

Fig. 5-B 는 중량물이 해상 크레인 으로 부터 멀어지며, ( $\dot{\theta}_L \geq 0$ ) 기준 각도로 향하는 경우

( $e_\theta < 0$ )를 나타내고 있다. 이미 hoist line 은 목표 각도로 움직이고 있기 때문에 복원력을 가하지 않는다. 그러나 중량물의 진동을 억제하기 위하여 미분 제어를 이용하여 감쇠력을 생성한다. 이와 같은 방법으로 생성한 제어력은 다음과 같이 식 (8)로 표현할 수 있다.

$$\text{if } (\dot{\theta}_L \geq 0 \text{ and } e_\theta < 0) \tag{8}$$

$$T_{tagline\_wire} = K_d \cdot \dot{e}_\theta$$

Fig. 5-C 는 중량물이 해상 크레인으로 향하고 있는 경우 ( $\dot{\theta}_L < 0$ ) 를 나타내고 있다. 이 경우에는 물체의 속도를 감소시키는 방향으로 힘을 가할 수 없으므로 제어력을 생성하지 않는다. 이와 같이 생성한 제어력은 다음과 같이 식(9) 로 표현할 수 있다.

$$\text{if } (\dot{\theta}_L < 0) \tag{9}$$

$$T_{tagline\_wire} = 0$$

4.2 Tagline 의 설계 - spring 과 wire rope 로 가정

Tagline 을 wire rope 로 가정하게 되면 Fig. 5-C 와 같이 중량물이 해상 크레인으로 다가오는 경우에 대하여 제어력을 생성할 수 없으며, 거동이 심해질 경우 중량물과 해상 크레인이 충돌할 위험이 있다. 따라서 4.1 절에서 설계한 tagline 제어 시스템에 spring 을 추가로 설치한다.

spring 을 사용하여 제어력을 생성하면 중량물이 해상 크레인으로 다가오는 거동을 막을 수 있으며, 그 식은 다음과 같다.

$$T_{tagline\_spring} = K_p \cdot e_{spring} \tag{10}$$

(where,  $e_{spring} = L_{t,spring} - L_{0,spring}$ )

그리고 Fig. 6 에서 보는 바와 같이 spring 과 함께 wire rope 도 동시에 사용하므로 4.1 절에서 계산하였던 감쇠력도 동시에 생성 가능하다.

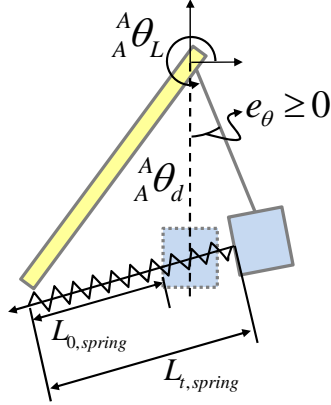


Fig. 6 Tagline system composed with spring and wire rope

단, spring 에 의한 제어력과 wire rope 에 의한 제어력을 동시에 사용할 때, 4.1 절에서 사용하였던 wire rope 에 의한 복원력  $K_p \cdot e_\theta$  을 spring 에 의한 복원력  $K_p \cdot e_{spring}$  으로 교체하면 장력  $T_{tagline}$  은 다음과 같은 식으로 계산된다.

$$T_{tagline} = K_p \cdot e_{spring} + K_d \cdot \dot{e}_\theta \quad (11)$$

위의 장력을 이용하여 제어력을 생성하면 최종적으로 다음과 같은 운동 방정식을 유도할 수 있다.

$$M\ddot{\mathbf{r}} = \mathbf{F}^e + \mathbf{F}^u \quad (12)$$

$$\ddot{\mathbf{r}} = [\ddot{x}_1, \ddot{y}_1, \ddot{\theta}_1, \ddot{x}_2, \ddot{y}_2, \ddot{\theta}_2]^T$$

$$\mathbf{F}^e = \mathbf{F}_g + \mathbf{F}_{hydrostatic} + \mathbf{F}_{hydrodynamic} + \mathbf{F}_{wire}$$

$$\mathbf{F}^u = [F_{1,x}^u, F_{1,y}^u, M_1^u, F_{2,x}^u, F_{2,y}^u, M_2^u]^T$$

$$F_{1,x}^u = (K_p \cdot e_{spring} + K_d \cdot \dot{e}_\theta) \cdot \cos \left\{ \tan^{-1} \left( \frac{\frac{E}{E} r_{TL2,x} - \frac{E}{E} r_{TL,x}}{\frac{E}{E} r_{TL2,y} - \frac{E}{E} r_{TL,y}} \right) - \pi \right\}$$

$$F_{1,y}^u = (K_p \cdot e_{spring} + K_d \cdot \dot{e}_\theta) \cdot \sin \left\{ \tan^{-1} \left( \frac{\frac{E}{E} r_{TL2,x} - \frac{E}{E} r_{TL,x}}{\frac{E}{E} r_{TL2,y} - \frac{E}{E} r_{TL,y}} \right) - \pi \right\}$$

$$M_1^u = \frac{O}{E} r_{TL,x} \cdot F_{1,y}^u - \frac{O}{E} r_{TL,y} \cdot F_{1,x}^u$$

$$F_{2,x}^u = (K_p \cdot e_{spring} + K_d \cdot \dot{e}_\theta) \cdot \cos \left\{ \tan^{-1} \left( \frac{\frac{E}{E} r_{TL2,x} - \frac{E}{E} r_{TL,x}}{\frac{E}{E} r_{TL2,y} - \frac{E}{E} r_{TL,y}} \right) - \pi \right\}$$

$$F_{2,y}^u = (K_p \cdot e_{spring} + K_d \cdot \dot{e}_\theta) \cdot \sin \left\{ \tan^{-1} \left( \frac{\frac{E}{E} r_{TL2,x} - \frac{E}{E} r_{TL,x}}{\frac{E}{E} r_{TL2,y} - \frac{E}{E} r_{TL,y}} \right) - \pi \right\}$$

$$M_2^u = \frac{O}{E} r_{TL2,x} \cdot F_{2,y}^u - \frac{O}{E} r_{TL2,y} \cdot F_{2,x}^u$$

(where,  $e_\theta = \theta_L - \theta_d$ ,  $e_{spring} = L_{t,spring} - L_{0,spring}$ )

### 5. 수치 시뮬레이션 수행 결과

본 장에서는 3 장과 4 장에서 유도한 해상 크레인과 중량물의 운동 방정식을 수치적으로 계산한 결과에 대하여 설명 한다.

본 논문에서 대상으로 한 3600ton 급 해상 크레인의 모습 및 주요 재원은 다음과 같다.



Fig. 7 Configuration of the 3,600 ton floating crane (Cha 2008)

Table 1 Principle particulars of 3,600 ton floating crane

Barge Dimension	Length (m)	110.0 m
	Breadth (m)	46.0 m
	Depth (m)	7.5 m
Light Weight (ton)		9,500 ton
Crane Capacity (ton)		3,600 ton

식(12)를 계산하기 위하여 우변의  $\mathbf{F}^e + \mathbf{F}^u$  를 매 단위 시간 계산하여  $\ddot{\mathbf{r}}$  를 구하고, 이를 적분하여 속도와 변위를 수치적으로 계산하였다. 진폭은 1m, 주파수는 0.349(1/s)인 해양파를 가정하였으

며, 그 시뮬레이션 결과는 다음과 같다.

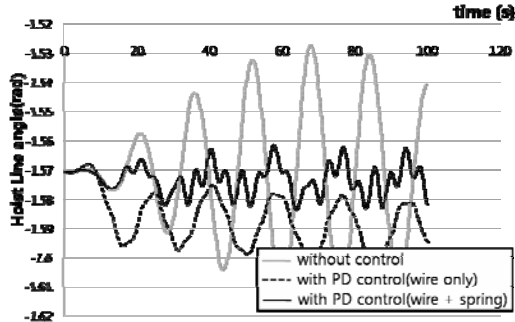


Fig. 8 Results of Hoist line angle about several control system

Fig. 8 에서 보는 바와 같이 제어를 하지 않는 경우에는 중량물을 매달고 있는 Hoist line 이  $-90^\circ$  ( $-1.57\text{rad}$ , 수직 아래 방향)를 중심으로 약  $2.3^\circ$  ( $0.04\text{ rad}$ )의 크기로 진동을 하고 있음을 알 수 있다. 그러나 wire 와 spring 을 동시에 사용한 Tagline 제어 시스템을 사용 하였을 때의 중량물 거동은 Tagline 제어 모듈을 사용하지 않았을 때 보다 진동 폭이 약 75% 감소 하였음을(최대 진폭을 기준으로 계산) 알 수 있다.

Tagline system 을 wire rope 만을 사용하여 설계하였을 때는 hoist line 의 각도가  $-90^\circ$  ( $-1.57\text{rad}$ )이상이 되는 것은 방지한다. 하지만 중량물이 해상 크레인 방향으로 다가오는 것을 감쇠시키는 효과는 상대적으로 적다.

Tagline 제어 모듈에 spring 을 추가한 후에는 중량물이 해상 크레인 방향으로 다가오는 각도 ( $-90^\circ$ 를 기준으로 약  $-0.6^\circ$ ,  $-0.01\text{rad}$ )을 감쇠시키는 효과가 wire rope 만을 사용하는 경우( $-90^\circ$ 를 기준으로 약  $-1.7^\circ$ ,  $-0.03\text{rad}$ )에 비하여 3 배 가량 크다는 것을 알 수 있다. 단, 중량물 자체의 진자 운동에 의한 주기(약 18 초) 이외에 spring 력에 의한 진동 주기(약 2.7 초)도 함께 나타남을 그래프를 통해 확인할 수 있다.

## 6. 결론 및 향후 연구 계획

본 연구에서는 해상크레인이 인양하는 중량물의 거동해석을 위하여 크레인과 중량물의 운동방정식을 유도하고, 외력으로 중력, 유체 정역학적 힘, 유체 동역학적 힘, wire rope 에 의해 작용하는 힘을 고려 하였다. 그리고 중량물의 거동 감쇠를 위하여 해상 크레인과 중량물 사이에 tagline 을 설치 하였고, Tagline 을 wire rope 와 spring 으로 가정하고 제어력을 생성하였다. 시뮬레이션 결과 Tagline 을 단지 wire rope 로 가정하는 것 보다는 spring 력도 함께 사용하는 것이 중량물의 운동 감쇠에 더욱 효과적이라는 것을 확인 할 수 있었다.

향후에는 본 논문에서 수치 계산을 통해 확인한 결과를 실제 모형과 제어모듈을 제작하여 실험을 통해 검증할 계획이다. 또한 PD 제어 이외에 다른 제어 방법을 사용하여 좀더 개선된 중량물의 거동 감쇠 제어 모듈을 설계할 것이다.

## 후 기

본 연구는

- a) 대우조선해양(주)
- b) 국방과학연구소 수중운동체기술특화센터 SM-11 과제 “ 수중 운동체의 체계/부체계 기능 및 성능 시뮬레이션을 위한 네트워크 기반의 가상(Virtual) 복합 시스템 모델 구조 연구”
- c) 서울대학교 해양시스템공학 연구소
- d) 서울대학교 BK 21 해양기술인력양성사업단의 지원으로 이루어진 연구 결과의 일부를 밝히며, 이에 감사 드립니다.

## 참 고 문 헌

- Agostini, M., Parker, G.G., Groom, K., Schaub, H. and Robinett, R.D., 2002, “ Command Shaping and Closed-Loop Control Interactions for a Ship Crane,” Proceedings of the American Control Conference, pp. 2298-2304.
- Balachandran, B., Li, Y.Y. and Fang, C.C., “ A



Mechanical Filter Concept for Control of Non-linear Crane-load Oscillations," 1999, Journal of Sound and Vibration, Vol. 228, No. 3, pp. 651-682.

- Cha, J.H., 2008, Nonlinear Dynamic Response and Discrete Event/Discrete Time Simulation of a Heavy Cargo Suspended by a Floating Crane, Ph.D. Thesis, Seoul National University (Korean)
- Ham, S.H., Cha, J.H., Lee, K.Y., Roh, M.I., Park, K.P., and Suh, H.W., 2008, "A Real-time Simulation of the Floating Object considering Multibody Interactions and Impulse Response of the Ocean Waves and Its Application to the Shipbuilding Process Planning", Proceeding of the SNAK(Society of Naval Architecture of Korea) Spring Conference, JeJu, Korea, pp 1669-1676.
- Ito, R., Hieda, K., Terashima, K. and Kaneshigo, A., " Modeling and Straight Transfer Transformation Control of Shipboard Crane Considering Ship Sway" , 17th IFAC World Congress, Seoul, Korea, pp. 16057-16064, 2008.
- Masoud, Z.N., Daqaq, M.F. and Nayfeh, N.A., 2004, " Pendulation Reduction on Small Ship-mounted Telescopic Cranes " , Journal of Vibration and Control, 10: 1167-1179.
- Newman, J.N., 1997, Marine Hydrodynamics, The MIT Press, Cambridge.

- Ogilvie, T.F., 1964, "Recent Progress Toward the Understanding and Prediction of Ship Motions", The Fifth Symposium on Naval Hydrodynamics, pp. 3-128.
- Parker, G.G., Graziano, M., Leban, F., Green, J. and Bird, J.D.III., 2008, " Reducing Crane Payload Swing Using A Rider Block Tagline Control System," OCEANS 2007-Europe, pp. 1-5, 2008.
- Söding, H., 1978, "Naval Architecture Calculation," WEGEMT, E2 Computer Aided Ship Design, pp. 74-95.



< 구 남 국 >



< 차 주 환 >



< 권 정 환 >



< 이 규 열 >