

## 시간 지연을 고려한 해상 크레인의 상하 동요 보상 시스템의 강인 제어

성형석<sup>1</sup> · 최형식<sup>†</sup>

(Received October 24, 2016 ; Revised December 17, 2016 ; Accepted January 19, 2017)

### Robust control of a heave compensation system for offshore cranes considering the time-delay

Hyung-Seok Seong<sup>1</sup> · Hyeong-Sik Choi<sup>†</sup>

**요약:** 이 논문에서는 해상에서의 환경 하중과 외력을 고려한 해상 크레인의 상하 동요 보상 시스템에 대해 연구한 내용을 소개한다. 이를 위해 강체라 가정된 해상 크레인과 유압 구동식 윈치, 탄성력을 갖는 로프, 그리고 로프 끝단의 중량물로 구성된 동역학 모델을 먼저 살펴본다. 중량물의 상하 동요 움직임을 보상하기 위해, 선형화를 통한 PD 제어를 적용했다. 또한, 비선형 시스템에 맞춘 슬라이딩 모드 제어기 및 시간 지연을 고려한 비선형 일반 예측 제어 알고리즘을 사용한 제어를 적용했으며, 그 결과 진동폭이 줄어들음을 확인할 수 있다. 결과적으로, 1초의 시간 지연을 고려하여 설계한 강인 제어기를 활용하게 되면, 상하동요 보상시스템에서 오차를 가장 많이 줄여서 본 시스템에 적합한 제어 알고리즘으로써 활용할 수 있음을 볼 수 있다.

**주제어:** 상하동요 능동제어, 비선형 시스템, 슬라이딩 모드 제어, 시간 지연, 비선형 일반 예측 제어

**Abstract:** This paper introduces a heave compensation system for offshore crane when it subjected to unexpected disturbances such as ocean waves, tidal currents or winds and their external force. The dynamic model consists of a crane which is considered to behave in the same manner as a rigid body, a hydraulic driven winch, an elastic rope and a payload. To keep the payload from moving upwards and downwards, PD(Proportional-Derivative) control was applied by using linearization. In order to achieve a better performance, the sliding mode control and the nonlinear generalized predictive control algorithm was applied according to the time-delay. As a result, the oscillating amplitude of the payload was reduced by the control algorithm. Considering the time-delay involved in the system to be one second, nonlinear generalized predictive controller with a robust controller was a suitable control algorithm for this heave compensation system because it made the position of the payload reach the desired position with the minimum error. This paper presented a control algorithm using the robust control and its simulation results.

**Keywords:** Active heave compensation, Nonlinear system, Sliding-mode control, Time-delay, Nonlinear generalized predictive control

### 1. 서론

해상에서 크레인을 활용한 작업에는 많은 환경적 변수가 존재하며, 이에 대한 수요는 꾸준히 증가해왔다. 특히, 심해 유전개발을 목적으로 한 심해용 해양플랜트 및 구조물을 설치하는 데 있어, 설치수심은 심해로 확장돼 왔으며, 설치 대상물의 크기는 대형화되었고, 그 중량 역시 심해에서 운용될 수 있도록 점차 늘어났다. 따라서 이러한 설치물에 대한 유지·보수·수중 탐색 등의 해저 작업 역시 연근해에서부터 현재는 수심 3000m로 그 범위가 확장되어 왔다. 마찬가지로, 극지와 같은 극한 환경에서도 해상 크레인을 활용하는 작업이 요구되고 있는 상황이다. 따라서, 해상 크레인을 운용할 때 다양한 외란으로부터 해상 크레인의 자세를

제어하는 문제의 중요성이 부각되었다. 다양한 환경하중, 즉 해양파, 조류, 바람 등과 같은 외란이 존재하는 해상에서 크레인을 활용하는 작업에 있어 자세 제어 문제는 크게 두 가지로 나뉜다. 수평 방향 자세 제어와 수직 방향 자세 제어가 이에 해당한다. 수평 방향 자세 제어에 대한 문제에는 활발한 연구가 수행되어 응용 단계에서도 상당 부분 적용되어 왔으나, 수직 방향 자세 제어와 관련한 문제는 아직도 많은 연구가 필요한 단계이다[1].

본 논문에서는 앞서 언급한 수직 방향 자세 제어 중에서도, 해상 크레인이 유압 구동식 윈치에 의해 구동되어, 크레인 끝단에 중량물을 매달아 바다 속에서 중량물의 위치를 유지하는 경우로 한정하여 수직 방향 자세를 제어하는

<sup>†</sup> Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4060-8163>): Department of Mechanical and Energy Systems Engineering, Korea Maritime and Ocean University, 727, Taejong-ro, Yeongdo-gu, Busan 49112, Korea, E-mail: hchoi@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4297

<sup>1</sup> Department of Convergence Study on the Ocean Science and Technology, Korea Maritime and Ocean University, E-mail: prairose@daum.net, Tel: 051-410-4969

This is an Open Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>), which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

연구를 수행하였다. 본론에서는 시스템의 동역학 모델을 정립한다. 이후 본 시스템의 운용에 있어 작업 목표를 위한 제어 법칙이 기술되며, 마지막에는 이를 적용한 성능을 시뮬레이션 및 결과를 통해 확인할 수 있다.

## 2. 동역학 모델

### 2.1 동역학 모델의 가정과 좌표계 설정

해상 크레인의 상하동요 보상 시스템은 해상 크레인과 유압 구동식 윈치, 탄성을 가진 로프, 그리고 로프의 끝단에 위치한 중량물로 구성된다[2]. 해상 크레인은 강체 시스템으로 간주되며, 유압 구동식 윈치의 동역학식은 1차 시스템으로 정의한다. 시스템의 상하동요 움직임만을 예측·제어하기 때문에, 중량물의 상하 운동만을 고려한 1차원 시스템으로 가정한다. 같은 이유로 선박의 동역학에서는 수평 방향 성분에 영향을 미치는 외란은 고려하지 않는다. 여기서의 상하동요 보상 시스템은 ROV(Remotely operated underwater vehicle, ROV)와 같은 중량물이 로프 끝단에 매달려서 깊은 수심에 위치하는 경우, 그 위치를 유지하는 것을 목표로 한다.

시스템의 좌표는 해수면에서 수직 아래 방향을 양의 방향으로 정하며, 중량물의 위치 제어가 목적이므로 중량물의 위치  $z$ 를 변수로 잡는다. 중량물의 위치는 로프의 길이  $l$ 과 탄성력에 의한 로프의 길이 변화량  $\Delta l$ , 그리고 외란에 따른 크레인의 수직 운동이 중량물의 위치 변화에 미치는 영향력을 변수로 하는  $w$ 를 모두 고려하여 정의한다.

$$z(t) = l(t) + \Delta l(t) + w(t) \quad (1)$$

문제의 상황을 단순화하기 위해, 윈치와 로프는 같은 축 위에 함께 있다고 가정한다. 이 가정은 기준점의 위치 변화만 고려하게 되므로 동역학 모델의 성격을 해치지 않는다. 여기서 로프의 길이는 윈치의 윈치 각도에 종속된 변수이며 다음과 같이 표현된다.

$$l(t) = l_0 + r\psi(t) \quad (2)$$

$l_0$ 는 로프의 초기 길이값이며,  $r$ 은 윈치의 반지름, 그리고  $\psi(t)$ 는 윈치의 각변위에 해당한다.

로프는 탄성을 가지며, 탄성계수는 다음과 같다.

$$c = E \frac{A}{l} \quad (3)$$

여기서  $E$ 는 로프의 영률(Young's modulus)이며  $A$ 는 로프의 단면적에 해당한다.

중량물의 위치와 관련된 동역학을 구성하기 위해서는 로프의 길이 변화량을 정적(Static), 동적(Dynamic) 변화량으로 각각 나누어 살펴보아야 한다.

$$\Delta l(t) = \Delta l_s + \Delta l_d \quad (4)$$

### 2.2 동역학 모델의 역학 관계식

로프 길이의 정적 변화량은 정적 평형 상태에서의 힘의 방정식으로부터 얻을 수 있다. 평형 상태에서의 힘의 방정식은 다음과 같다.

$$F_g = F_{cr,s} + F_b \quad (5)$$

$F_g$ ,  $F_{cr,s}$  그리고  $F_b$ 는 각각 중력, 로프 길이의 정적 변화에 따른 탄성력, 그리고 부력에 해당한다. 각각의 힘들은 다음과 같다.

$$F_g = g(m_p + \frac{1}{2}m_{l,r}l) \quad (6)$$

$$F_{cr,s} = \frac{EA}{l} \Delta l_s \quad (7)$$

$$F_b = \rho_w g (V + \frac{1}{2}Al_w) \quad (8)$$

여기서  $g$ 는 중력 상수,  $m_p$ 는 중량물의 질량,  $m_{l,r}$ 은 로프의 단위 길이당 질량,  $\rho_w$ 는 물의 밀도,  $V$ 는 중량물의 부피, 그리고  $l_w$ 는 물에 잠긴 로프의 길이를 나타낸다.

동역학 모델에서 중량물의 질량은 다음과 같다.

$$m_{eq} = m_p + A_{33} + \frac{1}{3}m_{l,r}l \quad (9)$$

$A_{33}$ 은 수중에서 수직 방향으로 운동하는 물체가 받는 수직 방향으로의 부가질량(Added mass)에 해당한다.

로프 길이의 동적 변화는 뉴턴의 운동방정식을 적용함으로써 얻는다.

$$m_{eq} \ddot{z} = -F_{cr,d} - F_{dr} - F_d \quad (10)$$

$\ddot{z}$ 는 중량물의 가속도 항이며,  $F_{cr,d}$ ,  $F_{dr}$ , 그리고  $F_d$ 는 각각 로프 길이의 동적 변화에 따른 탄성력(Dynamic spring force), 감쇠력(Rope's damping force), 그리고 중량물에 작용하는 항력(Hydrodynamic drag force)을 나타낸다. 각각의 힘들은 다음과 같다.

$$F_{cr,d} = \frac{EA}{l} \Delta l_d \quad (11)$$

$$F_{dr} = d_r \Delta \dot{l}_d \quad (12)$$

$$F_d = \frac{1}{2} \rho_w C_{ds} A_p (\dot{z} - \dot{z}_w) |\dot{z} - \dot{z}_w| \quad (13)$$

$C_{ds}$ 는 중량물의 항력 계수(Drag coefficient),  $A_p$ 는 중량물의 수직 단면적(payload's nominal cross-sectional area in the vertical direction),  $\dot{z}_w$ 는 중량물 주변 유체 입자의 속도를 표현한다. 본 논문에서는 깊은 수심에 있는 중량물을 두고 동

역학 모델을 세우고 있으므로,  $\dot{z}_w$ 는 무시할 만큼 작다고 가정할 수 있다.

상하동요 보상 시스템에서 제어 입력은 유압 구동식 윈치 시스템에 포함되며, 윈치 동역학 식은 다음과 같다.

$$\ddot{\psi} = -\frac{1}{T_w} \dot{\psi} + \frac{2\pi K_{v,w}}{i_w V_{mot,w} T_w} u_w \quad (14)$$

윈치의 각가속도항  $\ddot{\psi}$ 은 상하동요 보상 시스템에서 직접 제어하는 값이며,  $T_w$ 는 윈치의 시간 상수,  $u_w$ 는 입력 전압에 해당한다.  $K_{v,w}$ 는  $u_w$ 의 유량 변화율에 대한 비례 상수이며,  $i_w$ 는 전송률, 그리고  $V_{mot,w}$ 는 유압식 모터의 부피에 해당한다.

### 3. 제어 법칙

#### 3.1 PD 제어

본 연구에서 사용된 능동형 상하동요 보상 시스템 제어는 중량물의 위치를 실시간으로 예측하여 크레인 끝단의 상하 운동을 계산한다. 중량물이 제 위치를 유지하도록 추종하는 목표 변위와 속도를 각각 정하면, 현재 변위와 속도와의 차이로부터 그 오차를 정의할 수 있다. 이렇게 정의된 오차로부터 PD 제어를 적용해 중량물의 위치가 외란으로부터 유지되도록 한다. 수중 운동체의 경우 감쇠운동을 고려하기 때문에, PD 제어를 활용하여 적절한 자세 제어를 유지하도록 한다. 유압 구동식 윈치의 동역학은 간단한 이차 미분방정식이므로, 이를 풀면 윈치의 각변위항과 제어 입력간에 관계식을 식 (15)와 같이 구할 수 있다.

$$\psi(t) = (1 - e^{-t/T_w}) \frac{2\pi K_{v,w}}{i_w V_{mot,w}} u_w(t) \quad (15)$$

제어 입력과 출력간 관계식은 선형화를 통해 식 (16)과 같이 얻어지며, 이를 통해 PD 제어의 입력을 구한다.

$$z(t) = l(0) + w(t) - \frac{ml(0)}{EA} [\Delta \ddot{l}(t) + \ddot{w}(t)] \quad (16)$$

$$+ [1 + \frac{m}{EA} (\Delta \ddot{l}(t) + \ddot{w}(t))] r \psi(t)$$

#### 3.2 슬라이딩 모드 제어

앞 절에서 정립한 동역학 모델을 바탕으로 상태 공간 방정식(State space equation)으로 변환한다. 우선 상태 벡터는 식 (17)과 같이 정의된다.

$$\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [\Delta l_{r,d} \ \Delta \dot{l}_{r,d} \ \psi_w \ \dot{\psi}_w]^T \quad (17)$$

이에 따른 AHC (Active Heave Compensation) 시스템의 동역학적 특성을 갖는 상태 공간 방정식은 식 (18)과 같다.  $f(x)$ 는 시스템의 동역학적 특성을 모두 담고 있는 행렬이며,

$g$ 는 제어 입력에 대한 상수급 행렬로서, 윈치의 특성을 반영한다.  $d(t)$ 는 시스템에 입력되는 외란에 해당하며,  $C$ 는 시스템 전체 출력값을 정립하기 위해 필요로 되는 행렬이다[3].

$$\dot{x} = f(x) + gu(t) + d(t), \quad y = Cx, \quad t \geq 0 \quad (18)$$

$$f(x) = \begin{bmatrix} x_2 \\ -\frac{EA}{m_{eq}(l_0 + rx_3)} + \frac{r}{T_w} x_4 \\ x_4 \\ -\frac{1}{T_w} x_4 \end{bmatrix}$$

$$g = [0 \ -\frac{2\pi r K_{v,w}}{i_w V_{mot,w} T_w} \ 0 \ -\frac{2\pi K_{v,w}}{i_w V_{mot,w} T_w}]^T$$

외란 및 각종 변수들의 불확실성이 시스템에 큰 부분을 차지하고 있는 경우, 강인한 제어기(Robust controller)를 활용하는 것이 적합하다. 특히 본 논문에서 다루고 있는 AHC 시스템은 비선형 동역학적 특성을 가진 시스템이며, 외란에 따른 불확실성을 동시에 포함하고 있으므로, 슬라이딩 모드 제어기 (Sliding mode controller, SMC)를 활용한다. SMC는 파라미터의 불확실성 또는 외란에 강인한 제어기이며, 동시에 비선형 시스템에도 쉽게 적용할 수 있는 장점을 갖고 있다[4][5]. 따라서 본 논문에서의 AHC 시스템에 SMC를 적용하기 위해 슬라이딩 평면  $s$ 를  $y$ 와  $\dot{y}$ 의 추종 위치 및 속력과 오차로 정의하면 다음의 식 (19)와 같고

$$s = y - y_d + \lambda(\dot{y} - \dot{y}_d) \quad (19)$$

Lyapunov stability를 만족할 때 슬라이딩 평면은 0으로 수렴하며, AHC 시스템의 제어 목적이 달성되는 상황으로 들어가게 된다. 추종 위치 및 속력과 오차 값을 각각  $\tilde{y}$ ,  $\dot{\tilde{y}}$ 라고 하면,

$$\dot{s} = 0 = \dot{y} - \dot{y}_d + \lambda \ddot{y} \quad (20)$$

$$\dot{y} = \dot{y}_d - \lambda \ddot{y} \quad (21)$$

식 (18)과 식 (21)로부터 오차관계식은 다음과 같이 성립된다.

$$Cf(x) + Cg u - \dot{y}_d + \lambda \ddot{y} = 0 \quad (22)$$

$\dot{s} = 0$ 이 성립하기 위해 최적의 제어 입력을  $\hat{u}$ (Equivalent control)이라 하면,  $\hat{u}$ 는 다음과 같다.

$$\hat{u} = [Cg]^{-1} [\dot{y}_d - \lambda \ddot{y} - Cf(x)] \quad (23)$$

이에 따른 SMC의 제어 입력은 다음과 같다.

$$u = \hat{u} + \Delta u = \hat{u} - k(x, t) \operatorname{sgn}(s(t)) \quad (24)$$

$$k(x, t) = F(x, t) + \eta, \eta > 0 \quad (25)$$

식 (25)는 Lyapunov stability를 만족하기 위한 슬라이딩 조건에 해당한다. 불확실성을 포함하는 파라미터의 제한 조건은 식 (26)와 같다.

$$|\hat{f}(x, t) - f(x, t)| \leq F(x, t) \quad (26)$$

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 = s \dot{s} = [Cf(x) - C\hat{f}(x)]s(t) - k(x, t)|s(t)| \leq \eta|s(t)| \quad (27)$$

### 3.3 비선형 일반 예측 제어

외란 및 각종 변수들이 존재하는 비선형 동역학 시스템에서, 비선형 예측 제어를 활용하면 추종하는 위치로 도달하도록 효과적으로 할 수 있다[6][7]. 다음의 식 (28)은 제어 입력을 나타낸다.

$$u_N = -(L_g L_f^{\rho-1} h(x))^{-1} (K M_\rho + L_f^\rho h(x) - r^\rho(t)) \quad (28)$$

여기서  $\rho$ 는 시스템의 상대 차수(Relative degree)이며,  $r(t)$ 는 추종하는 위치 함수에 해당한다. 행렬  $K$ ,  $M$ 은  $r(t)$ 의 테일러 전개(Taylor expansion)와 예측 시간을 고려한 계산된 예측값을 포함하는 행렬로, 식 (29)와 같다.

$$M_\rho = \begin{pmatrix} h(x) - r(t) \\ L_f^1 h(x) - r^{[1]}(t) \\ \dots \\ L_f^{\rho-1} h(x) - r^{[\rho-1]}(t) \end{pmatrix} \quad (29)$$

식 (28)은 비선형 시스템에 대한 일반적인 예측 제어로서 활용됨과 동시에, 다른 제어기와 함께 사용될 수 있다. 강인제어기인 SMC( $u_s$ )와 더불어 쓰일 경우 제어 입력은 다음의 식 (30)과 같이 표현된다.

$$u = u_N + u_s \quad (30)$$

이와 같은 제어기 설계를 통해, 외란에 강인하며, 시간에 따라 변하는 제어목표물의 위치 예측 제어를 동시에 수행할 수 있는 이점을 가질 수 있다.

## 4. 시뮬레이션 및 결과

### 4.1 시뮬레이션

동역학식으로부터 시스템 구현 및 제어를 위해 블록 모델을 구성했으며, 실제 운용되는 해상 크레인의 작업 환경과 유사한 시스템 구현을 위해, 시뮬레이션에서 사용된 제어 및 특성은 Table 1과 같다[8].

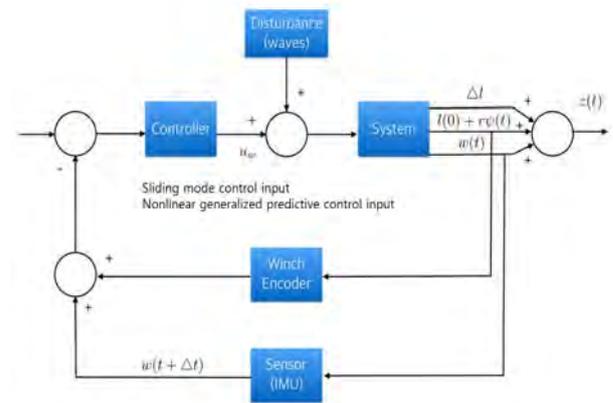
시스템의 블록 선도는 Figure 1에 도시하였다.

시뮬레이션은 Simulink를 활용한 수치적 시뮬레이션을 설계했으며, 계산 시간은 100초, 규칙적인 외란

( $w(t) = 0.5\sin 5t$ )이 입력되는 시스템으로 시뮬레이션을 수행했다.

**Table 1:** Parameters used for the simulation in analyzing numerically

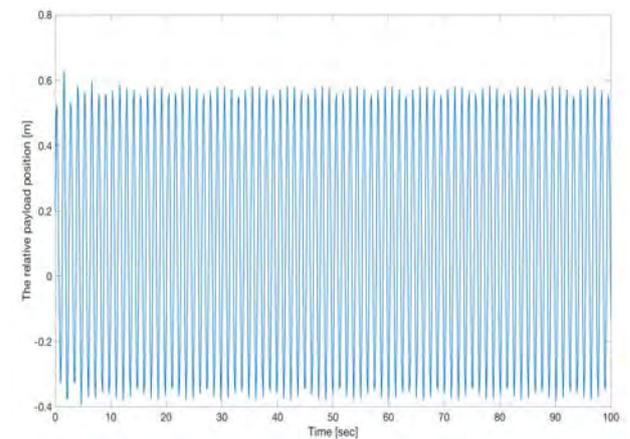
Symbol	Description	Units	Value
$E$	Young's modulus	$N/m^2$	$200 \times 10^9$
$A$	Intersection of the cable	$m^2$	$\pi \times (0.025)^2$
$l_0$	Length of the cable	$m$	2000
$m_{eq}$	Equivalent mass	$kg$	$3.8 \times 10^3$
$T_w$	Time constant	-	0.07
$r_w$	Radius of the winch	$m$	1



**Figure 1:** The block diagram for active heave compensation system

### 4.2 시뮬레이션 결과

시뮬레이션을 수행한 결과, 시스템의 동역학적 특성 즉, 중량물이 외란을 받는 경우 상하동요 변위값 그래프는 Figure 2와 같이 나타났다. 중량물이 초기 위치를 기준점으로 상하로 진동하는 움직임을 보여주는 그래프로 표현했으며, 진동하는 최대 변위의 크기는 0.58m에 해당한다.



**Figure 2:** The relative motion of payload in heave compensation system

Figure 3에서는 PD제어를 이용해 중량물의 위치를 제어한 결과를 도시했다. 비례이득( $K_p$ )은 0.52, 미분이득( $K_D$ )은 0.12, 미분시간( $T_D$ )는 0.05초이며, 제어 입력은 0.1초 간격으로 입력되었다. 제어 결과 최대 변위의 크기가 시간에 따라 줄어드는 것을 확인할 수 있다.

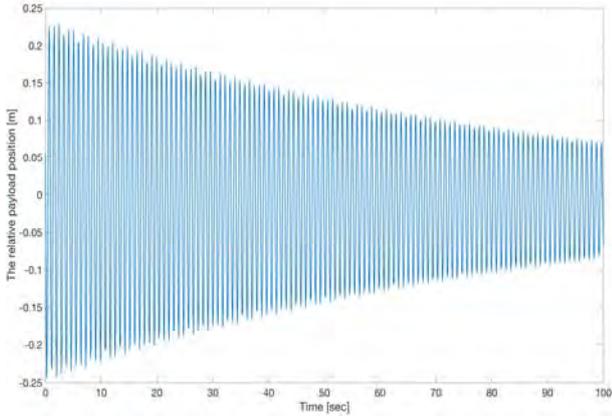


Figure 3: The relative motion of payload in heave compensation system with PD control

SMC를 적용한 결과를 Figure 4에서 도시하였다. 진동하는 최대 변위는 0.0602m로 감소했음을 확인할 수 있다. 강인제어기로 외란을 효과적으로 상쇄하고 있음을 나타내고 있다. 그러나 계측 장비와 입력의 신호 전달에 있어 시스템 전체에는 시간 지연이 있으므로 이를 고려해야 한다. 전체 시스템에서의 시간 지연 (Time delay)이 1s라고 가정하고, SMC만 적용한 것을 Figure 5에 도시하였다. 진폭의 큰 변화는 없으나 실제 시간 지연이 존재하는 경우 추종하는 위치로의 수렴 시간이 길어짐을 확인할 수 있다. SMC와 비선형 일반 예측 제어 입력을 함께 적용한 결과를 Figure 6에서 도시하였다. 진동하는 최대 변위가 0.0572m로 감소되었다. 시뮬레이션 시간상 초기 구간에서 진폭을 줄이는 결과를 보였다.

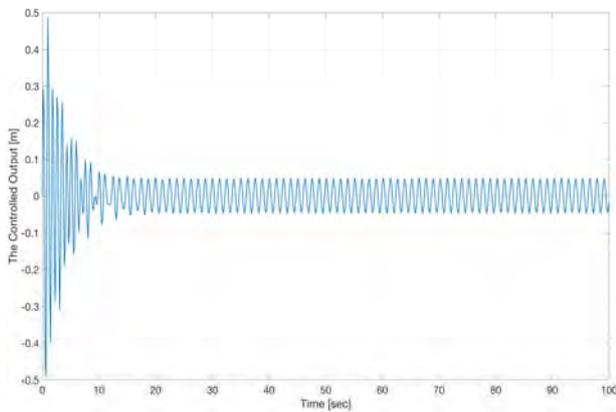


Figure 4: The relative motion of payload in heave compensation system with sliding mode control input applied

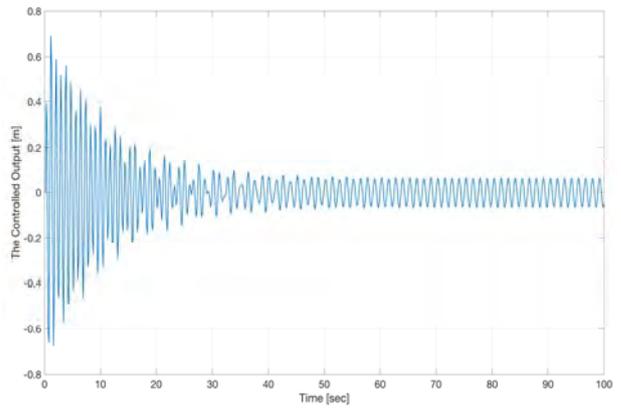


Figure 5: The relative motion of payload in heave compensation system with sliding mode control input applied where 1s time delay existing

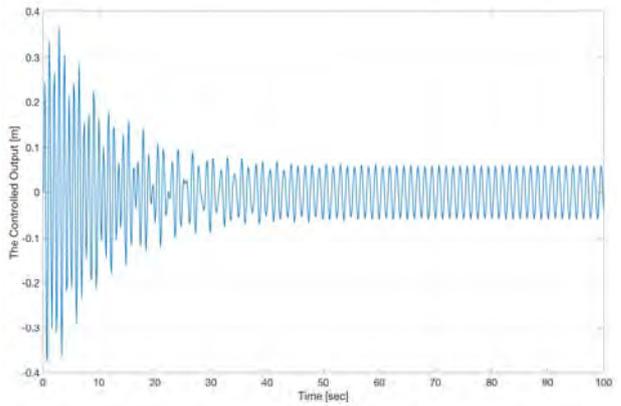


Figure 6: The relative motion of payload in heave compensation system with both sliding mode control input and non-linear general predictive control input applied where 1s time delay existing

## 5. 결 론

본 연구에서는 해상 크레인의 유압 구동식 원치와 로프, 그리고 중량물로 구성된 상하동요 보상 시스템을 모델링하고 제어한 결과를 도시하였다. 제어 대상은 중량물의 위치였으며, 주요 변수로는 로프 길이의 동적 변화였다. 따라서 로프 길이의 동적 변화와 관련된 동역학 모델을 구성하고, 로프 끝단의 중량물이 초기 위치를 그대로 유지하는 제어를 위해 선행 연구로써 진행한 PD 결과를 먼저 도시하고, 이후 SMC와 비선형 일반 예측 제어를 활용한 결과를 나타내었다. PD제어기를 활용한 경우 최대 진폭은 제어 입력이 없을 때의 0.58m에서 0.07m로 줄어들었다. 강인제어기로써 SMC는 외란을 효과적으로 차단하기에, 중량물이 진동하는 최대 변위를 10분의 1수준으로 줄어든게 했음을 확인했다. 비선형 일반 예측 제어를 SMC에 덧붙여 쓰는 경우, 시간 지연값이 1초이기에 확연한 진폭 감소를 보이진 않았으나, 시뮬레이션의 시간상 초기 구간에서 약간 줄이는 역할을 하고 있으며, 외란이 차단되어 SMC의 채터링 (Chattering)

이 주로 남은 구간부터는 그 효용이 없는것으로 예상된다. 이는 시뮬레이션 상에서 규칙적인 외란 값을 적용한 것이기 때문이라 생각된다. 예측 모델 또는 예측 알고리즘에 대한 연구는 필요해 보이지만, 강인제어기인 SMC를 활용함으로써, 소기의 목적은 충분히 달성한 것으로 결론 내릴 수 있다. 향후 연구에서 실제 해상 환경에서 발생하는 외란 값을 입력으로 하는 모델을 구축하여 확인할 것이다.

## 후 기

본 연구는 산업통상자원부와 한국산업기술진흥원이 지원하는 경제협력권산업 육성사업으로 수행된 연구결과이다 (과제번호 R0004465).

## References

- [1] J. K. Woodacre, R. J. Bauer, and R. A. Irani, "A review of vertical motion heave compensation systems," *Ocean Engineering*, vol. 104, no. 1, pp. 140-154, 2015.
- [2] S. Kuchler, T. Mahl, J. Neupert, K. Schneider, and O. Sawodny, "Active control for an offshore crane using prediction of the vessels motion," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 16, no. 2, pp. 297-309, 2011.
- [3] M. Rubogatti, D. M. Raimondo, A. Ferrara, and L. Magni, "Robust model predictive control with integral sliding Mode in continuous-time sampled-data nonlinear system," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 56, no. 3, pp. 556-570, 2011.
- [4] K. D. Young, V. I. Utkin, and Ü. Özgür, "A control engineer's guide to sliding mode control," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 7, no. 3, pp. 328-342, 1999.
- [5] M. W. Spong, *Robot Dynamics and Control*, 2nd ed.. John Wiley & Sons, 2004.
- [6] W. H. Chen, D. J. Ballance, and P. J. Gawthrop, "Optimal control of nonlinear systems: a predictive control approach," *Automatica*, vol. 39, no. 4, pp. 633-641, 2003.
- [7] K. D. Do and J. Pan "Nonlinear control of an active heave compensation system," *Ocean engineering*, vol. 35, no. 5-6, pp. 558-591, 2008.
- [8] U. A. Korde, "Active heave compensation on drill-ship in irregular waves," *Ocean engineering*, vol. 25, no. 7, pp. 541-561, 1998.