

Jornadas de Automática

Compensación activa de oleaje para la manipulación de cargas submarinas.

Rivera-Andrade, J.^{a,*}, Riveiro, E.^a, Garrido, J.^a, Silva-Muñiz, D.^a

^a Grupo en Ingeniería Eficiente y Digital (EN.EDI), Dpto. de Ingeniería de Sistemas y Automática, Universidad de Vigo, C/Maxwell, n° 9, 36310, Vigo,

To cite this article: Rivera-Andrade, J., Riveiro, E., Garrido, J., Silva-Muñiz, D. 2024. Industrial Active Heave Compensation for subsea cargo handling. *Jornadas de Automática*, 45.
<https://doi.org/10.17979/ja-cea.2024.45.10814>

Resumen

Este artículo aborda el problema de la manipulación de carga submarina durante las operaciones en alta mar. El objetivo es mantener la carga a una profundidad constante, compensando el cabeceo causado por las mareas en los barcos y, por consiguiente, en la carga. Se presenta un enfoque práctico que utiliza técnicas clásicas de control industrial para proponer una solución plug-and-play de compensación activa de oleaje (Active Heave Compensation) con un factor de compensación de al menos el 90%. Esta solución es capaz de ajustarse automáticamente a la carga y a las condiciones dinámicas de las operaciones en alta mar. Se ha implementado con dispositivos industriales, logrando un rendimiento que iguala o supera a otras soluciones comerciales.

Palabras clave: Arquitecturas de Control en sistemas marinos, Posicionamiento dinámico, Modelado e identificación de sistemas marinos, Sistemas con retardos, Rechazo de perturbaciones (caso lineal), Automata programable

Industrial Active Heave Compensation for subsea cargo handling

Abstract

The article addresses the problem of underwater cargo handling during offshore operations. The objective is to maintain the cargo at a constant depth, compensating for the heave caused by the tides on the vessels and, consequently, on the cargo. A practical approach is presented that utilizes classical industrial control techniques to propose a plug-and-play Active Heave Compensation solution with a compensation factor of at least 90%. This solution is capable of being automatically adjusted to the load and dynamic conditions of offshore operations. An implementation has been carried out with industrial devices, achieving performance that equals or outperforms other commercial solutions.

Keywords: Control architectures in marine systems, Dynamic positioning, Marine system identification and modelling, Systems with time-delays, Disturbance rejection (linear case), Programmable logic controllers

1. Introducción

La manipulación de cargas submarinas durante operaciones en alta mar presenta una serie de retos muy complejos, debido principalmente a la naturaleza dinámica del movimiento de las embarcaciones inducida por la marea, las corrientes y las condiciones meteorológicas que experimentan. Ya sea para extracción de minerales, tareas de mantenimiento subacuático, exploraciones o investigaciones, el posicionamiento preciso y seguro de cargas y la monitorización de la tensión en el cable que sostiene la carga, se consideran problemas críticos que abordar.

Durante las últimas décadas, los investigadores han estudiado estos temas, enfocándose principalmente el desacoplamiento del movimiento de la carga del movimiento del barco, mejor conocido como compensación de oleaje (heave compensation). (Woodacre et al., 2015) resumen los principales logros en el desarrollo de la compensación de oleaje durante los últimos 40 años y dan una idea de las técnicas actuales utilizadas para lograrlo.

En esencia, las técnicas de compensación de oleaje se dividen en dos categorías principales, compensación pasiva de oleaje (Passive Heave Compensation – PHC) y compensación activa de oleaje (Active Heave Compensation – AHC). La PHC es una estrategia de control en bucle abierto que actúa

como un aislante de las vibraciones. Comúnmente está formado por un sistema masa-muelle-amortiguador y alcanza una relación de compensación de menos de un 85%. Por otro lado, la AHC es una estrategia de control en bucle cerrado que, a partir de la medida del oleaje, regula movimiento de un actuador para compensar dicho oleaje. Según la literatura, el factor de compensación de la AHC supera el 95% (Cuellar Sanchez et al., 2017).

Gran parte de la bibliografía disponible sobre AHC se centra en la utilización de cabrestantes de accionamiento hidráulico. Por ejemplo, (Richter et al., 2017) discuten varios tipos de compensadores hidráulicos, así como la gestión de la retroalimentación del movimiento de oleaje utilizado para reducir el retraso causado por los sistemas de accionamiento hidráulico. Además, proponen un enfoque de planificación de trayectorias utilizando un modelo de cabrestante hidráulico simplificado y un controlador de dos grados de libertad para hacer frente a las incertidumbres del accionamiento del cabrestante.

(Xie et al., 2023) proporcionan más ejemplos de este tipo de cabrestantes de accionamiento hidráulico y destacan sus inconvenientes en cuanto a efectividad y conveniencia en el control del sistema, centrando su trabajo en un enfoque de sistemas de accionamiento eléctrico.

Son pocas las soluciones comerciales que han abordado el problema del desacoplamiento del movimiento de la carga del movimiento de las olas. Estas soluciones ofrecen una solución integrada que requiere una gran inversión e impide reutilizar el hardware existente. Solo una pequeña parte de estas ofrecen una solución de control "plug-and-play" que reutiliza el equipo de cabrestante existente.

Teniendo esto en cuenta y el trabajo de algunos autores como (Woodacre et al., 2015), que recomiendan una mayor investigación sobre el modelado y la experimentación con AHC eléctricos debido a que estos temas no han sido suficientemente explorados, este artículo presenta un enfoque práctico que aprovecha las técnicas de control industrial clásicas para proponer una solución de AHC eléctrico *plug-and-play* con una compensación de oleaje de al menos un 90%, capaz de ser ajustado automáticamente a la carga y a las condiciones dinámicas de trabajo en alta mar.

2. Sistema de compensación activa de oleaje *plug-and-play*

El sistema de compensación activa de oleaje *plug-and-play* consiste en un dispositivo de control industrial que integra una interfaz de usuario desde la que se interactúa con el sistema de compensación y una unidad de referencia de movimiento (*Motion Reference Unit*, MRU) programado de tal manera que permita determinar el oleaje en función del movimiento del barco.

A través de la interfaz, el usuario puede ejecutar la rutina de conexión con el equipo de cabrestante existente, identificación del sistema y obtención de las ganancias del sistema de control. Además, la interfaz permite monitorizar el oleaje y la acción de control de equipo de cabrestante para determinar el factor de compensación del sistema.

Las rutinas, algoritmos e interfaz serán implementados dentro de un autómatas programable. Por lo tanto, se considerará la complejidad de dichas rutinas y algoritmos

para asegurar su ejecución en tiempo real o, dicho de otra forma, dentro del ciclo de autómatas. En esta sección se presentan dichas consideraciones, y se define el sistema utilizado para probar las rutinas y algoritmos en condiciones dinámicas de alta mar.

2.1. Algoritmo de identificación del sistema

En su configuración básica, el sistema eléctrico de cabrestante consiste en un motor de corriente alterna (AC), una caja reductora que conecta el eje del motor con el eje del carrete de cable, un variador de frecuencia de corriente alterna (VFD), un *encoder* para retroalimentación de la velocidad del motor o del carrete, y los mecanismos mecánicos o eléctricos para la estiba del cable en el carrete. Este sistema se instala en embarcaciones para manipular cargas submarinas, como se muestra en la Figura 1.

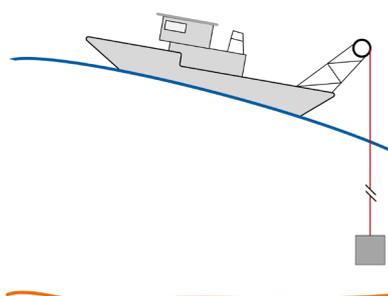


Figura 1: Sistema de cabrestante montado en una embarcación para el control de la profundidad de una carga.

Uno de los objetivos del sistema de compensación activa de oleaje es que pueda identificar el sistema de cabrestante existente en la embarcación y, a partir de sus parámetros, calcular las ganancias del sistema de control.

El sistema de cabrestante puede ser representado mediante un modelo de primer orden con retardo de tiempo (*First-Order plus Time-Delay*, FOPTD) con la siguiente función de transferencia:

$$G(s) = \frac{K}{1+sT} e^{-sL} \quad (1)$$

en donde, K es la ganancia estática del sistema, L es el tiempo muerto, y T es la constante de tiempo.

Este modelo de orden reducido, de uso extendido en teoría de control, se seleccionó debido a que la mayoría de las reglas de sintonización de controladores PID documentadas en la literatura se fundamentan en este (Wang, 2020). En consecuencia, existen una gran variedad de procedimientos para obtener las ganancias de este.

Muchos de los procedimientos para obtener las ganancias consisten en métodos gráficos en los que se debe conocer con antelación la respuesta del sistema ante una señal tipo, como escalón, rampa, sinusoidal, entre otros, como el clásico método de Ziegler-Nichols o el método de ajuste de curva de reacción (Wang, 2020). Sin embargo, en el caso del sistema de compensación activa de oleaje *plug-and-play* esta curva de respuesta se desconoce, por lo tanto, se requiere de un algoritmo que opere en tiempo real a través de las medidas tomadas durante la operación de la máquina.

El método de momentos permite determinar las ganancias del sistema basándose en la integral de la respuesta del sistema en lazo abierto ante una entrada escalón (Åström and

Hägglund, 1995). Este método es fácilmente implementable en un autómatas programable, ya que el cálculo de las integrales se puede ejecutar en tiempo real.

El algoritmo de identificación del sistema se describe de la siguiente manera. Dada una consigna de cable largado, se calcula el desplazamiento angular que debe efectuar el carrete para largar dicha cantidad de cable, considerando que a medida se desenrolla el cable, el diámetro de la sección transversal del carrete-espiras de cable enrollado disminuye. Posteriormente, se ejecuta la acción de control hasta que el sistema alcanza la posición objetivo. Durante esta etapa, se obtiene la ganancia estática del sistema K , el área A_o que es la integral de la distancia entre el valor de ganancia estática y la señal de posición medida, y el tiempo medio de residencia T_{ar} , que se calcula como se muestra en (2).

$$T_{ar} = \frac{A_o}{K} \quad (2)$$

La siguiente etapa consiste en obtener el área A_1 , que es la integral bajo la curva de la señal de posición, aplicando una señal escalón en el sentido opuesta al paso anterior. El área A_1 es calculada durante el tiempo T_{ar} .

Posteriormente, se calcula la constante de tiempo como (3):

$$T = \frac{eA_1}{K} \quad (3)$$

y el tiempo muerto como (4):

$$L = T_{ar} - T \quad (4)$$

2.2. Algoritmo de compensación activa de oleaje

Para desacoplar el movimiento de la carga del movimiento del barco, se desarrolló un control de posición en lazo cerrado cuya consigna es la profundidad actual de la carga (distancia largada) más la medida de oleaje. La retroalimentación del compensador activo de oleaje es la salida del lazo de control de velocidad del sistema formado por el variador de frecuencia y el motor, como se muestra en la Figura 2.

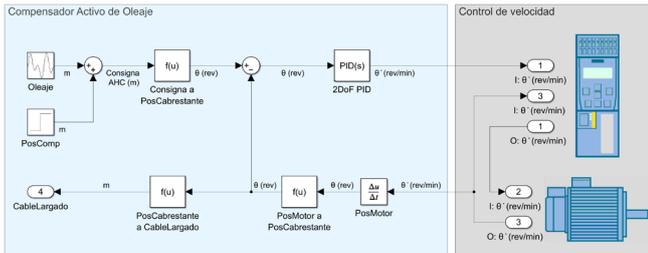


Figura 2: Lazo de control del algoritmo de compensación activa de oleaje.

Debido a que el lazo de control actúa sobre la posición del cabrestante, que considera el cambio en la sección transversal del carrete debido al cable desenrollado, se requieren dos funciones que transformen tanto la consigna de compensación, como la posición actual del motor a posiciones del cabrestante.

Finalmente, para estimar la cantidad de cable largado y, por lo tanto, la posición de la carga, se desarrolla otra función que transforme la posición del cabrestante en longitud de cable largado. Esta medida es la que se utilizará en la sección 3 para calcular el factor de compensación del sistema.

El sistema de control utilizado por los fabricantes de autómatas programables es el PID de tipo comercial, cuya estructura se define como (5):

$$U(s) = K_c \left(1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s \right) \quad (5)$$

en donde K_c , T_I y T_D son las ganancias proporcional, integral y derivativa, respectivamente.

La ecuación (5) puede expresarse en su forma estándar de PID de dos grados de libertad 2DoF PID como en (6):

$$y = K_p \left(b \cdot w - x + \frac{1}{T_I s} (w - x) + \frac{T_D s}{a T_D s + 1} (x) \right) \quad (6)$$

en donde a es el coeficiente de retardo derivativo, b es la ponderación de la acción proporcional, w es la consigna, x es el valor del proceso y y es el valor de salida del controlador.

Cada fabricante de autómatas programables implementa el controlador 2DoF PID con sus propias variaciones. En este documento, y sin pérdida de generalidad, se utiliza la variación implementada por los fabricantes ABB, Siemens y National Instruments (Alfaro and Vilanova, 2016). Esta elección se debe a que las rutinas y algoritmos desarrollados se probarán utilizando un autómatas programable SIMATICS S7-1500 de Siemens. Por lo tanto, la ecuación (6) puede reescribirse como en (7):

$$y = K_p \left(b \cdot w - x + \frac{1}{T_I s} (w - x) + \frac{T_D s}{a T_D s + 1} (c \cdot w - x) \right) \quad (7)$$

en donde se considera el parámetro c , que es la ponderación de la acción derivativa.

Las ganancias del controlador 2DoF PID presentadas en (7) pueden derivarse de las reglas clásicas de sintonización para controladores PID. Algunos ejemplos de estas reglas incluyen Ziegler-Nichols, Cohen-Coon, IMC-PID, AMIGO, y Padula y Visioli (Wang, 2020). Estas reglas establecen una relación entre las ganancias del controlador 2DoF PID y las ganancias del modelo FOPTD presentadas en la sección 2.

2.3. Descripción del prototipo para pruebas

Para simular las condiciones de alta mar, se empleará un prototipo de cabrestante a escala, montado sobre una plataforma Stewart que permite realizar movimientos oceánicos (Silva et al., 2022). Este prototipo se muestra en la Figura 3.

El equipo de automatización industrial de la Figura 3, está compuesto por: un autómatas programable SIMATICS S7-1500, interfaz SIMATICS HMI TP1500 Confort, un convertidor SINAMICS CU250S-2 PN (variador de frecuencia), un motor asíncrono trifásico 1LA7060-4AB10 con *encoder* y una MRU SMC-008.

3. Resultados. Pruebas del sistema en condiciones de alta mar

Las pruebas del sistema de compensación activa de oleaje *plug-and-play* consisten en aplicar un movimiento oceánico (sinusoidal) en la plataforma Stewart que emule las condiciones de alta mar para evaluar el desempeño de los algoritmos de identificación y de control del sistema. Además, para determinar su factor de compensación.

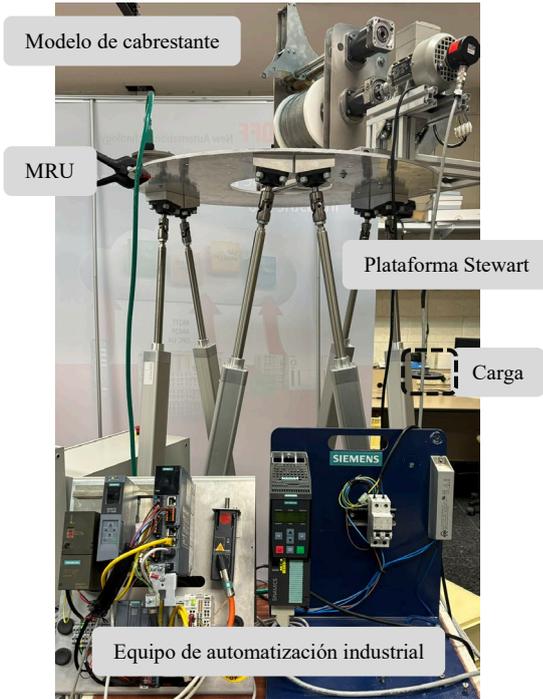


Figura 3: Prototipo de pruebas para simular condiciones de alta mar.

A pesar de que la plataforma Stewart tiene seis grados de libertad y el sistema de compensación activa está programado para condiciones de marea aplicadas sobre esos seis grados de libertad, el sistema actual de medición de posición de la carga solo permite medir desplazamiento sobre el eje z. Por lo tanto, para esta prueba las condiciones de alta mar se representan con una ola aplicada sobre el eje z con amplitud de 250 mm y periodo de 20 s.

En este tipo de sistemas de cabrestante no hay un sensor de posición en la carga, debido a que están diseñados para trabajar a grandes profundidades. Por lo tanto, se puede obtener una medida indirecta de posición a partir de la cantidad de cable largado debido a la acción de control sobre el cabrestante. La comparación entre la medición del oleaje (señal obtenida con la MRU) y el cable largado es el factor de compensación.

El factor de compensación se mide a partir de la relación entre la amplitud de la señal de oleaje y la amplitud del cable largado como en (8):

$$\text{Factor de compensación} = 1 - \left(\frac{|A_o - A_l|}{A_o} \right) \quad (8)$$

en donde A_o y A_l son la amplitud de ola y amplitud de cable largado, respectivamente.

Tabla 1: Parámetros del sistema FOPTD y ganancias del controlador 2DoF PID.

Parámetro FOPTD	Valor	Ganancia 2DoF PID	Valor
K	1.8740	K_p	0.7688
		T_I	1.0296
L	1.3898	T_D	0.2273
		a	0.0500
T	0.5041	b	1.0000
		c	1.0000

La gráfica de la comparación entre el oleaje y el cable largado se muestra en la Figura 4. En esta, se observa que el sistema de control sintonizado presenta un factor de compensación medio de 98.7%. Las ganancias del sistema de control se obtuvieron con las reglas AMIGO a partir de los valores calculados con el algoritmo de identificación del sistema (Tabla 1).

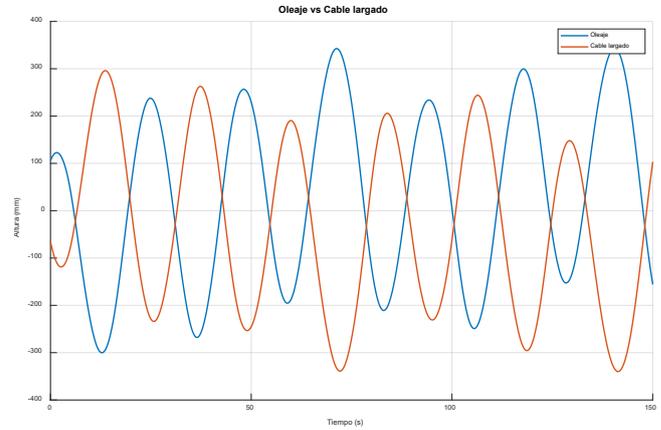


Figura 4: Gráfica de oleaje vs cable largado.

Además, se comparó la señal de oleaje con la posición real de la carga. En este documento, a esta comparación se le llama índice de atenuación, debido a que representa la reducción del movimiento de la carga respecto al movimiento del barco provocado por el oleaje. Este factor de atenuación se calcula como en (9):

$$\text{Factor de atenuación} = \frac{|A_o - A_c|}{A_o} \quad (9)$$

en donde A_o es la amplitud del oleaje y A_c es la amplitud de la carga.

Durante las pruebas, el sistema de compensación de oleaje mostró un factor de atenuación medio del 82.1%. La gráfica de la comparación entre el oleaje y la posición de la carga se muestra en la Figura 5. Este factor depende en gran medida de la exactitud de la MRU. En los experimentos desarrollados, la señal generada con la plataforma Stewart es una señal sinusoidal centrada en el eje x. Sin embargo, en la Figura 5 se observa que la MRU registra una señal sinusoidal cuyo centro se desplaza con el tiempo sobre el eje y, lo que afecta a la posición absoluta de la carga que fue medida respecto al suelo.

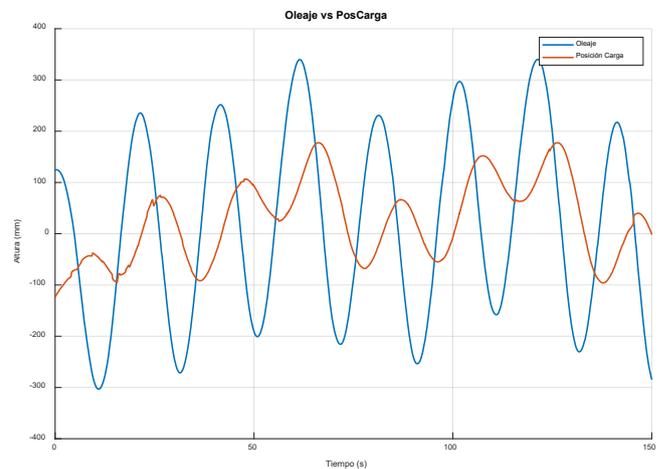


Figura 5: Gráfica de oleaje vs posición de la carga.

4. Conclusiones

En la presente investigación se ha abordado el desarrollo de un sistema de compensación activa de oleaje *plug-and-play*, implementando rutinas y algoritmos de identificación, modelado y sintonización automática, utilizando equipo de control industrial. A través del método de momentos, se identificó los parámetros del sistema de primer orden con retardo de tiempo (FOPTD), que posteriormente se emplearon para obtener las ganancias del controlador PID de dos grados de libertad (2DoF PID). Estas ganancias fueron calculadas utilizando las reglas de sintonización AMIGO.

El objetivo de esta investigación fue el de diseñar un sistema con un factor de compensación mínimo del 90%. Los resultados obtenidos superaron esta meta, alcanzando un factor de compensación promedio del 98.7% durante las pruebas de laboratorio, lo que demuestra la efectividad en la selección de los métodos de identificación y sintonización del sistema de control.

Adicionalmente, se implementó un sistema de medición para evaluar el índice de atenuación del movimiento de la carga inducido por el oleaje. A pesar de que en sistemas convencionales de este tipo no se dispone de un sensor de posición en la carga, la instalación de este sistema permitió calcular un factor de atenuación del 82.1%. Este valor es indicativo de la capacidad del sistema para reducir el impacto del oleaje sobre la carga.

Es importante destacar que la exactitud en la medición del oleaje desempeña un papel crucial en la mejora de ambos indicadores del rendimiento del sistema. Futuras investigaciones podrían centrarse en perfeccionar la precisión de estas mediciones para optimizar aún más los factores de compensación y atenuación.

Finalmente, es importante señalar que en este trabajo se utilizó un modelo de orden reducido que, si bien, cumplió con el objetivo de investigación, no considera las no linealidades presentes en estos sistemas como, por ejemplo, la consideración de la elasticidad y masa del cable. Como trabajo futuro, se pretende también comparar los resultados obtenidos con el modelo de orden reducido actual, con aquellos de un modelo que considere las no linealidades del

sistema que se vuelven críticas a medida que incrementa la profundidad a la que se desplaza la carga. Este análisis comparativo se realizará mediante la elaboración de un modelo de simulación en Simulink.

En conclusión, el trabajo realizado demuestra que el método de identificación y control propuesto es altamente efectivo para la compensación de oleaje en sistemas de cabrestante, logrando un rendimiento superior al esperado. Estos resultados son prometedores para futuras aplicaciones en entornos marítimos donde la mitigación del impacto del oleaje es crítica para la operación segura y eficiente de equipos y cargas.

Referencias

- Alfaro, V.M., Vilanova, R., 2016. Model-Reference Robust Tuning of PID Controllers, *Advances in Industrial Control*. Springer International Publishing, Cham.
DOI:10.1007/978-3-319-28213-8
- Åström, K.J., Hägglund, T., 1995. PID controllers: theory, design, and tuning, 2. ed. ed. Instrument Society of America, Research Triangle Park, NC.
- Cuellar Sanchez, W.H., Linhares, T.M., Neto, A.B., Fortaleza, E.L.F., 2017. Passive and semi-active heave compensator: Project design methodology and control strategies. *PLoS ONE* 12, e0183140.
DOI:10.1371/journal.pone.0183140
- Richter, M., Schaut, S., Walsler, D., Schneider, K., Sawodny, O., 2017. Experimental validation of an active heave compensation system: Estimation, prediction and control. *Control Engineering Practice* 66, 1–12.
DOI:10.1016/j.conengprac.2017.06.005
- Silva, D., Garrido, J., Riveiro, E., 2022. Stewart Platform Motion Control Automation with Industrial Resources to Perform Cycloidal and Oceanic Wave Trajectories. *Machines* 10, 711.
DOI:10.3390/machines10080711
- Wang, L., 2020. PID control system design and automatic tuning using MATLAB/Simulink. Wiley, Hoboken, NJ Chichester, West Sussex.
- Woodacre, J.K., Bauer, R.J., Irani, R.A., 2015. A review of vertical motion heave compensation systems. *Ocean Engineering* 104, 140–154.
DOI:10.1016/j.oceaneng.2015.05.004
- Xie, T., Huang, L., Guo, Y., Ou, Y., 2023. Modeling and simulation analysis of active heave compensation control system for electric-driven marine winch under excitation of irregular waves. *Measurement and Control* 56, 1004–1015.
DOI:10.1177/00202940221101666