

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Навчально-науковий інститут автоматики та електромеханіки
Кафедра електрообладнання і автоматики суден

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ МАГІСТРА

на тему:

**ЛІНІЙНО-КВАДРАТИЧНЕ КЕРУВАННЯ КОМБІНОВАНИМ
ПРОПУЛЬСИВНИМ КОМПЛЕКСОМ З АЗИМУТАЛЬНИМИ
ПІДРУЛЮЮЧИМИ ПРИСТРОЯМИ**

Виконав: студент 6 курсу, 3ФН
спеціальності 271 «Морський та внутрішній
водний транспорт»,
ОПП «Експлуатація суднового
електрообладнання і засобів автоматики»
(шифр і назва спеціальності, назва ОПП)

Гуров Костянтин Андрійович

(підпис, прізвище та ініціали)

Допущений до захисту 20.12.2022
(дата малого захисту)

завідувач кафедри ЕОіАС

(підпис, прізвище та ініціали)

І. М. Гвоздева

Керівник

(підпис, прізвище та ініціали)

І. М. Гвоздева

Нормоконтролер

(підпис, прізвище та ініціали)

В.В. Лещенко

Рецензент

(підпис, прізвище та ініціали)

В.В. Бушер

м. Одеса – 2022 рік

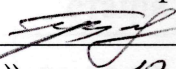
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Навчально-науковий інститут автоматики та електромеханіки

Кафедра електрообладнання і автоматики суден

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою ЕОіАС

 І. М. Гвоздева
« 20 » 12 2022 р.

ЗАВДАННЯ

на атестаційну дипломну роботу

Гурова Костянтина Андрійовича

Тема випускної атестаційної роботи

Лінійно-квадратичне керування комбінованим пропульсивним

комплексом з азимутальними підрулюючими пристроями»

Згідно наказом ректора академії від 12 грудня 2020 р. № 1335

Визначено термін здачі курсантом закінченої роботи до 12.12.2022 р.

Вихідні дані до роботи: характеристика пропульсивного комплексу

— головний двигун (ГД): 3516 В 1600 kW

— гвинти: 2 ГФК 1010 1200 kW/347 RPM

— допоміжні дизель-генератори (ДГ): 4x1600 kW;

— допоміжні двигуни: 5

— головний підрулюючий пристрій (ПП): 1

— допоміжний ПП: 2

— головний ДГ

— допоміжні гвинти: 800 kW / 325 RPM

800 kW / 1750 RPM

В. Дослідницька частина кваліфікаційної роботи за освітньо-професійною програмою Експлуатація суднового електрообладнання і автоматизації системи управління спеціальності 271 «Морський та внутрішній водний транспорт» другого (магістерського) рівня вищої освіти:

4.1 Аналітичний огляд, визначення проблем, постановка мети та задач

4.2

4.2 Опис руху морських транспортних засобів

4.3 Методологія ітераційної лінеаризації

4.4 Визначення лінійно-квадратичного регулятора як об'єкту лінеаризації

4.5 Фізичне моделювання транспортного засобу морського базування

4.6 Моделювання поздовжнього переміщення (сплеск швидкості)

4.7 Диференціальне (асинхронне) керування

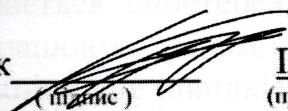
4.8 Моделювання швидкості нищпорення

4.9 Результати моделювання

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів дипломної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітки
I	Аналітичний огляд, визначення проблем, постановка мети та задач дослідження	01.10.22-10.10.22	виконано
II	Опис руху морських транспортних засобів	11.10.22-20.10.22	виконано
III	Методологія ітераційної лінеаризації	20.10.22-30.10.22	виконано
IV	Визначення лінійно-квадратичного регулятора як об'єкту лінеаризації	1.11.22-11.11.22	виконано
V	Фізичне моделювання транспортного засобу морського базування	12.11.22-20.11.22	виконано
VI	Моделювання попереміщення (сплеск швидкості)	21.11.22-30.11.22	виконано
VII	Диференціальне (асинхронне) керування	1.12.22-05.12.22	виконано
VIII	Моделювання швидкості нищпорення	06.12.22-10.12.22	виконано
IX	Аналіз результатів моделювання	11.12.22-12.12.22	виконано

Виконав - дипломник

Гуров К.А.
(прізвище та ініціали)

Вірник роботи

Гвоздева І.М.
(прізвище та ініціали)

Реферат

Дипломний робота складається із записки пояснення на 97 сторінках і списку літератури з 38 джерел.

У цій дипломній роботі досліджуються можливості керування масштабною моделлю судна за допомогою лінійного-квадратичного методу та лінеаризованої гідродинамічної фізичної моделі судна з двома (азимутальними підрулюючими пристроями) АПП у кормовій частині. Контролер вимірює лінійних та кутові швидкості, отримані за допомогою *GPS*- і *IMU*-вимірювань. Вхідними сигналами є швидкості обертання гвинтів АПП і кути їх положення відносно діаметральної площини судна. Математична модель судна є нелінійною за трьома основними характеристиками: доцентрові сили та сили Коріоліса, гідродинамічне демпфування та вхідні упори. Для контролера всі ці ефекти вважаються приблизно лінійними відносно точки положення судна. Моделі в цій дипломній роботі розроблено таким чином, щоб організувати управління за двома принципами: одночасне (синхронне) обома АПП та – диференціальне (асинхронне).

Для перевірки запропонованих методів управління виконується моделювання із порівнянням ступінчастих відгуків замкнутої системи на перевантаження та швидкість повороту. Спочатку проводиться перевірка моделі, а потім відбувається спостереження за тим, наскільки адекватно модель і контролер працюють разом. Моделювання стрибків швидкості показало адекватну реакцію, але швидкість обертання гвинтів АПП показала більш значущий вплив на систему, ніж орієнтація АПП. У моделюванні швидкості повороту азимутальний кута не відповідав обмеженням частоти обертання АПП. Розраховані кути досягли значень більших ніж 2π , що за тригонометричною функцією відповідає нульовому куту. Іншими словами – спостерігається лінійна залежність від азимутального кута, що й є результатом лінеаризації. Пропонується реалізувати запропоноване рішення з точки зору отримання більш адекватної залежності від частоти обертання АПП.

Також було запропоновано метод розв'язки залежності між швидкостями повздовжнього руху, дрейфу та повороту, яка є результатом використання надто спрощеної моделі або вибору неправильної робочої точки доцентрової та коріолісової лінеаризації. Незважаючи на ці проблеми, моделювання показало потенціал моделі та контролера, які використовуються в таких ситуаціях. Також запропоновано кілька модифікацій для значного покращення моделі та моделювання, зокрема – впровадження планування посилення для лінеаризації реакції АПП, що призведе до більшого впливу частоти обертання гвинтів на керованість судна.

Abstract

The thesis consists of an explanatory note on 95 pages and a list of references from 38 sources.

This thesis examines the possibilities of controlling a large-scale ship model using the linear-quadratic method and a linearized hydrodynamic physical model of a ship with two (azimuth thrusters) APUs in the stern. The controller measures linear and angular velocities obtained using GPS and IMU measurements. The input signals are the speed of rotation of the propellers of the APP and the angles of their position relative to the diametrical plane of the vessel. The mathematical model of the vessel is nonlinear in three main characteristics: centripetal and Coriolis forces, hydrodynamic damping and inlet stops. For the controller, all these effects are assumed to be approximately linear with respect to the ship's position point. The models in this thesis were developed in such a way as to organize management according to two principles: simultaneous (synchronous) of both APPs and differential (asynchronous).

To verify the proposed control methods, simulations are performed with a comparison of the step responses of the closed system to overload and turning speed. First, the model is checked, and then it is observed how well the model and the controller work together. The simulation of speed jumps showed an adequate response, but the rotation speed of the APP propellers showed a more significant effect on the system than the orientation of the APP. In the simulation of the turning speed, the azimuthal angle did not correspond to the limitations of the rotation frequency of the APP. The calculated angles reached values greater than 2π , which corresponds to the zero angle according to the trigonometric function. In other words, a linear dependence on the azimuthal angle is observed, which is the result of linearization. It is proposed to implement the proposed solution from the point of view of obtaining a more adequate dependence on the frequency of rotation of the APP.

A method was also proposed for solving the dependence between the longitudinal movement, drift and rotation velocities, which is the result of using an overly simplified model or choosing the wrong operating point of centripetal and Coriolis linearization. Despite these problems, the simulations showed the potential of the model and controller used in such situations. Several modifications are also proposed to significantly improve the model and simulation, in particular, the introduction of gain planning to linearize the response of the APP, which will lead to a greater influence of the propeller rotation frequency on the ship's controllability.

Зміст

Реферат	4
Abstract	5
Зміст	6
Перелік умовних скорочень	8
Список рисунків	17
Список таблиць	18
1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД, ВИЗНАЧЕННЯ ПРОБЛЕМ, ПОСТАНОВКА МЕТИ ТА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ	19
2 ОПИС РУХУ МОРСЬКИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	24
2.1. Моделювання маневрування судна	25
2.2. Моделювання дії упору азимутального підрулюючого пристрою	27
3 МЕТОДОЛОГІЯ ІТЕРАЦІЙНОЇ ЛІНЕАРИЗАЦІЇ	31
3.1. Лінеаризація станів	31
3.2. Лінеаризація вхідного сигналу	32
3.3. Процедура узгодження обраної точки визначення позиції із функцією лінеаризації	35
3.4. Визначення простору станів	37
4 ВИЗНАЧЕННЯ ЛІНІЙНО-КВАДРАТИЧНОГО РЕГУЛЯТОРУ (<i>LINEAR QUADRATIC REGULATOR, LQR</i>) ЯК ОБ'ЄКТУ ЛІНЕАРИЗАЦІЇ	40
5 СИСТЕМА МОНІТОРИНГУ	43
5.1. Інерційний вимірювальний блок	43
5.2. Глобальна система позиціонування	43
5.3. Інтегрування датчиків	44

6	ФІЗИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ	
	МОРСЬКОГО БАЗУВАННЯ	45
7	МОДЕЛЮВАННЯ ПОВЗДОВЖНЬОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ	
	(СПЛЕСК ШВИДКОСТІ).....	49
7.1.	Синхронне керування кормовими АПП	55
7.2.	Диференціальне (асинхронне) керування АПП	58
8	МОДЕЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ НИШПОРЕННЯ	62
8.1.	Лінеаризація з нульовим кутом при синхронному керуванні.....	62
8.2.	Лінеаризація з ненульовим кутом при синхронному керуванні..	66
8.3.	Лінеаризація з нульовим кутом при асинхронному керуванні....	69
8.4.	Лінеаризація з ненульовим кутом при асинхронному керуванні	73
8.5.	Захисне налаштування.....	78
9	ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ	81
9.1.	Результати моделювання	81
9.2.	Проблеми методу та їх можливі вирішення	83
9.3.	Нові підходи до вирішення проблеми.....	84
9.4.	Висновки та майбутня робота.....	85
9.5.	Напрямки подальших досліджень	86
	Список використаних джерел	88
	Додаток А Протокол моніторингу ідентифікаційних параметрів і	
	ситуаційних чинники АПП КПК.....	96
	Додаток Б Фізичне моделювання багатофункціонального	
	пропульсивного комплексу	97

Перелік умовних скорочень

Скорочення, терміни, позначення	Пояснення
<i>AHTS</i>	<i>Anchor–handling Tug/Supply</i>
<i>ASK</i>	<i>Automatic Station Keeping</i>
<i>AVR</i>	<i>Automatic Voltage Regulator</i>
<i>Azipod®</i>	<i>Electric podded azimuth thruster produced by ABB Group</i>
<i>Azipul</i>	<i>Rolls–Royce plc azimuthing pulling propeller</i>
<i>CAHV</i>	<i>Construction anchor handling vessel</i>
<i>CLV</i>	<i>Cable laying vessel</i>
<i>Contaz®</i>	<i>Rolls–Royce plc azimuth thruster with contra–rotating propellers</i>
<i>CPICS</i>	<i>Classical PI control strategy with SOC's regulation</i>
<i>CPP</i>	<i>A controllable–pitch propeller or variable–pitch propeller is a type of propeller</i>
<i>CPP</i>	<i>Controllable Pitch Propeller</i>
<i>CRP</i>	<i>Contra–rotating propeller</i>
<i>CRP Azipod®</i>	<i>Propulsion Concept</i>
<i>CSD</i>	<i>Cutter Suction Dredger</i>
<i>DEPV</i>	<i>Diesel-electric Passenger Vessel</i>
<i>DP</i>	<i>Dynamic Positioning</i>
<i>DTC</i>	<i>Direct Torque Control</i>
<i>ECMS</i>	<i>Equivalent consumption minimization strategy</i>
<i>EDLC</i>	<i>Electric double–layer capacitor</i>
<i>EEMS</i>	<i>External energy maximization strategy with SOC's regulation</i>
<i>EMDEC</i>	<i>Electro–Motive Diesel Engine Control system</i>
<i>EMS</i>	<i>Energy Management System</i>
<i>FACTS</i>	<i>Flexible Alternative Current Transmission Systems</i>
<i>Fanbeam®</i>	<i>DP reference system</i>
<i>FDSMCS</i>	<i>Frequency decoupling and state machine control strategy with SOC's regulation</i>
<i>FMEA</i>	<i>Failure modes and effects analysis</i>
<i>FPP</i>	<i>A fixed–pitch propeller is a type of propeller</i>

[До змісту](#)

Скорочення, терміни, позначення	Пояснення
<i>FRV</i>	<i>Fisheries research vessel</i>
<i>GNSS</i>	<i>Global Navigation Satellite System</i>
<i>HART</i>	<i>Highway Addressable Remote Transducer Protocol</i>
<i>ICE–HICE</i>	<i>Mermaid podded propulsors ICE and HICE produced by Rolls–Royce plc</i>
<i>IMO</i>	<i>International Maritime Organization</i>
<i>K–POS</i>	<i>Single Dynamic Positioning system</i>
<i>LCI</i>	<i>Load Commutated Inverter</i>
<i>L–Drive</i>	<i>An L–drive is a type of azimuth thruster in which the pod–mounted propellers</i>
<i>LFC</i>	<i>Live Fish Carrier</i>
<i>LNG</i>	<i>Liquefied natural gas</i>
<i>LNGCF</i>	<i>LNG Car Ferry</i>
<i>Mermaid™</i>	<i>Electric podded azimuth thruster produced by Rolls–Royce plc</i>
<i>MGTV</i>	<i>Multipurpose Geotechnical & Soil Investigation Vessel</i>
<i>MOV</i>	<i>Multipurpose Offshore Vessel</i>
<i>MRSV</i>	<i>Multipurpose field & ROV Support Vessel</i>
<i>OCV</i>	<i>Offshore Construction Vessel</i>
<i>ORV</i>	<i>Oceanographic Research Vessel</i>
<i>OSCV</i>	<i>Offshore Subsea Construction Vessel</i>
<i>PCT</i>	<i>Product/Chemical Tankers</i>
<i>PLC</i>	<i>Programmable Logic Controller</i>
<i>PMR</i>	<i>Power Management Relay</i>
<i>PMS</i>	<i>Power Management System</i>
<i>PST</i>	<i>Purse Seiner/Pelagic Trawler</i>
<i>PT</i>	<i>Power Transducers</i>
<i>PUSH</i>	<i>Mermaid Push podded propulsors produced by Rolls–Royce plc</i>
<i>PVGS</i>	<i>Photovoltaic (PV) generation system</i>
<i>RBU</i>	<i>Resistor back unit</i>
<i>ReFRESCO</i>	<i>Reliable&Fast Rans Equations (solver for) Ships, Cavitation (and) Offshore</i>

Скорочення, терміни, позначення	Пояснення
<i>Rolls–Royce</i>	<i>Rolls–Royce Marine Power Operations Limited, a subsidiary of Rolls–Royce plc</i>
<i>RO-RO</i>	<i>Roll-on/Roll-off ships</i>
<i>ROV</i>	<i>Remotely operated underwater vehicle</i>
<i>RPU</i>	<i>Redundant Power Management Processors Unit</i>
<i>SBV</i>	<i>Stand-by and Guard Vessels</i>
<i>SFC</i>	<i>Specific fuel consumption</i>
<i>Ships CPC</i>	<i>Ships Combined Propulsion Complexes – Система підтримки прийняття рішень, що розроблена у рамках науково–дослідної держбюджетної роботи «Концепції, технології та напрямки удосконалення суднових енергетичних установок комбінованих пропульсивних комплексів» Національного університету «Одеська морської академія» (державний реєстраційний номер 0114U000340).</i>
<i>SLS</i>	<i>Seabed Logging Ship</i>
<i>SMCS</i>	<i>State machine control strategy</i>
<i>SOC</i>	<i>State-of-Charge</i>
<i>SPAR</i>	<i>Single Point mooring And Reservoir</i>
<i>SPU</i>	<i>Signal Processing Unit</i>
<i>SRV</i>	<i>Seismic Research Vessel</i>
<i>SWATH</i>	<i>Small Waterplane Area Twin Hull</i>
<i>Swing–UP</i>	<i>Rolls–Royce plc swing–up/combi thrusters type</i>
<i>THD</i>	<i>Total harmonic distortion</i>
<i>TLP</i>	<i>Tension–leg platform</i>
<i>TML</i>	<i>Twin Marine Lifter</i>
<i>TT–PM</i>	<i>The Permanent magnet tunnel thruster produced by Rolls–Royce plc</i>
<i>UL</i>	<i>Rolls–Royce plc retractable azimuth thruster type</i>
<i>UPS</i>	<i>Uninterruptible Power Supply</i>
<i>VFD</i>	<i>Variable Frequency Drive</i>

Скорочення, терміни, позначення	Пояснення
<i>VSD</i>	<i>Variable Speed Drives</i>
<i>VSI</i>	<i>Voltage source inverter</i>
<i>VSP</i>	<i>Variable Speed Pumping</i>
<i>WSCC</i>	<i>Western System Coordinating Council</i>
<i>Z-Drive</i>	<i>Is a type of marine propulsion unit. Specifically, it is an azimuth thruster</i>
АГРК	Азимутально гвинто–рульова колонка
АД	Асинхронний двигун
АДГ	Аварійний дизель-генератор
АДЕ	Альтернативне джерело енергії
АДЛ	Азимутальний двигун лівого борту
АДП	Азимутальний двигун правого борту
АПП	Азимутальний підрулюючий пристрій
АЦП	Аналого–цифровий перетворювач
АЧХ	Амплітудно–частотна характеристика
ВПП	Висувний підрулюючий пристрій
ВРП	Вантажно–розвантажувальний процес
ГЕД	Гребний електродвигун
ГЛОНАСС	Глобальна навігаційна супутникова система
ГПО	Гвинт протилежного обертання
ГРК	Гвинт регульованого кроку
ГРЩ	Головний розподільний щит
ГРЩ ВН	Головний розподільний щит високої напруги
ГРЩ НН	Головний розподільний щит низької напруги
ГСА	Головний силовий агрегат
ГФК	Гвинт фіксованого кроку
ДАУ	Дистанційне автоматичне управління
ДЕПК	Дизель–електричний пропульсивний комплекс
ДКПА	Дистанційно-керований підводний апарат
ДПУ	Динамічний принцип утримання
ДФА	Динамічний функціональний аналог

Скорочення, терміни, позначення	Пояснення
ІН	Інвертор напруги
ККД	Коефіцієнт корисної дії
КПК	Комбінований пропульсивний комплекс
КПП	Кормовий підрулюючий пристрій
ЛПР	Людина, що приймає рішення
МВ	Машинне відділення
НЗБУ	Напівзанурювальна бурова установка
НЗШО	НЗШО – Насос зі змінною швидкістю обертання
НПП	Носовий підрулюючий пристрій
ОАК	Об'єкт автоматичного керування
ПАК	Пристрій автоматичного керування
ПВП	Питома витрата палива
ПІД	Пропорційно–інтегрально–диференціальний
ПК	Персональний комп'ютер
ПП	Підрулюючий пристрій
ППН	Перетворювач постійної напруги
ПТМ	Підйомно–транспортний механізм
ПЧ	Перетворювач частоти
РЩ	Розподільний щит
САК	Система автоматичного керування
САР	Система автоматичного регулювання
САРН	Система автоматичного регулювання напруги
СГЕ	Сонячний генеруючий елемент
СД	Синхронний двигун
СЕЕС	Суднова електроенергетична система
СЕУ	Суднова енергетична установка
СІФК	Система імпульсно–фазового керування
СК	Система керування
СКРЕЕ	Система керування розподіленням електроенергії
СНЕ	Система накопичення енергії

Скорочення, терміни, позначення	Пояснення
СОГГ	Середньо-обертовий газо-генератор
СОДГ	Середньо-обертовий дизель-генератор
СП	Споживач
СПБУ	Самопідйомна бурова установка
СПГ	Скrapлений природний газ
СППР	Система підтримки прийняття рішень
СТС	Складна технологічна система
ФЗП	Функціонально-закінчена підсистема
ШІМ	Широтно-імпульсна модуляція
<i>Характеристики комбінованих пропульсивних комплексів та їх компонентів</i>	
v_s (76)	Абсолютна швидкість судна, [м/с]
λ (Hp) (74)	Відносний крок гвинта, [в.о.]
Δ_s	Водотоннажність судна, [т]
A_E/A_0 (Рис. 9)	Дискове співвідношення гвинта
D_p (74)	Діаметр гвинта, [м]
k_p	Кількість гвинтів
Z	Кількість лопатей гвинта
t_s (76)	Коефіцієнт горизонтального утримання, [в.о.]
K_F (74)	Коефіцієнт моменту гвинта, [в.о.]
w_s (74)	Коефіцієнт попутного потоку, [в.о.]
K_T (74)	Коефіцієнт упору гвинта, [в.о.]
H_p/D_p (74)	Конструктивний крок гвинта, [в.о.]
p_D (74)	Крокове відношення гвинта
J_s (Рис. 10)	Момент інерції судна
R_u (76)	Опір руху судна, [Н]
M_s	Поворотний момент судна, [Н×м]
R_p	Радіус гвинта, [м]
r_p	Радіус перетину лопаті гвинта, [м]
b_p	Товщина лопаті гвинта, [м]
v_a (75)	Швидкість притоку води, [м/с]
<i>Характеристики суднових енергетичних установок та їх компонентів</i>	

Скорочення, терміни, позначення	Пояснення
M_d (78)	Діюче значення моменту гвинта, [Н×м]
P_d	Діюче значення потужності гвинта, [Вт]
T_d (78)	Діюче значення упору гвинта, [Н×м]
η_p	Ефективність гвинта, [в.о.]
η_m (76)	Коефіцієнт корисної дії валопроводу и реверс–редукторної передачі, [в.о.]
η_{pF} (77)	Коефіцієнт корисної дії гвинта для даного значення K_F , [в.о.]
η_{pr} (76)	Коефіцієнт корисної дії пропульсивний, [в.о.]
η_h (76)	Коефіцієнт корисної дії пропульсивний, [в.о.]
M_p (74)	Момент гвинта, [Н×м]
P_p (74)	Потужність гвинта
F_p (74)	Сила поштовху гвинта, [Н]
T_p (74)	Упор гвинта, [Н×м]
T_{THR} (78)	Упор підрулюючого пристрою, [Н×м]
$\bar{v}_s(t)$	Швидкість, з якою рухається система, що коливається у зоні прикладення сили, [м/с]
<i>Загально–фізичні величини</i>	
ϵ	Діелектрична проникність середовища, [Ф/м]
L, l	Довжина, [м]
ϵ_0	Електротехнічна постійна, $8,8 \times 10^{-12}$ [Ф/м]
μ_l/μ_w	Коефіцієнт відносної вихрової в'язкості, [в.о.]
Ψ	Магнітний потік, [Вб]
m	Маса, [кг]
γ	Питома вага, [Н/м³]
S	Площа поперечного перетину, [м²]
g	Сила тяжіння [м/с²]
d	Товщина, [м]
t	Час, [с]
n (74)	Частота обертання, [с⁻¹]
Ω, ω	Частота обертання, [рад/с]

Скорочення, терміни, позначення	Пояснення
R_n (75)	Число Рейнольдса, [в.о.]
F_r	Число Фруда, [в.о.]
$n_N (= 60 \times n)$	Швидкість обертання, [об/хв]
b	Ширина, [м]
<i>Характеристики систем координат та векторні величини</i>	
$\dot{U}_{ph-ph}$	Вектор поміж фазної напруги
$\bar{\Psi}$	Вектор потокозчеплення обмотки статора
$\dot{I}$	Вектор струму
$\delta(t)$	Вектор управляючих впливів
<i>Характеристики та величини математичних перетворень</i>	
$K_{Tmatrix}$	Матриця коефіцієнтів упорів
Y_F	Множина допустимих значень координат динамічної моделі
U_F	Множина допустимих значень управляючих впливів
$\bar{C}_i$	Множина змінних управляючих координатних завдань
R_F	Оператор відображення вектору стану
$F_{obj_seu_cpc}$	Цільова функція
<i>Електромеханічні характеристики суднових енергетичних установок та їх компонентів</i>	
μ_f	Коефіцієнт взаємоіндукції між обмоткою збудження і демпферною, [в.о.]
μ_d	Коефіцієнт взаємоіндукції між обмоткою статора і демпферною, [в.о.]
k_{puls_max}	Коефіцієнт допустимих пульсацій, [в.о.]
k_μ	Коефіцієнт насичення, [в.о.]
k_{THD}	Коефіцієнтом несинусоїдальності на пруги, [в.о.]
n_g	Номер гармоніки
c_U	Середньозважений постійний конструктивний коефіцієнт давача напруги
c_I	Середньозважений постійний конструктивний коефіцієнт давача струму
β_δ	Середньозважений постійний конструктивний коефіцієнт давачів збурюючих впливів

Скорочення, терміни, позначення	Пояснення
$c_{\varphi(U)}$	Середньозважений постійний конструктивний коефіцієнт зворотного зв'язку АІН по напрузі
$c_{\varphi(I)}$	Середньозважений постійний конструктивний коефіцієнт зворотного зв'язку АІС по струму
β_x	Середньозважений постійний конструктивний коефіцієнт системи самозбудження СОДГ
β_{φ}	Середньозважений постійний конструктивний коефіцієнт трансформатору амплітудно фазового компаундування
I_s	Струм статора, [А]
φ_U	Фаза напруги, [рад]
s_U	Шпаруватість напруги, [в.о.]

Список рисунків

Рис. 1 Зовнішній вигляд фізичної моделі АПП, розташованих у кормовій частині фізичної моделі багатофункціонального пропульсивного комплексу зі змінною структурою.....	22
Рис. 2 Стандартні позначення опису руху судна у відповідності до (1) та (2)25	
Рис. 3 Положення та кут повороту двигуна i	28
Рис. 4 Подання зворотного зв'язку та еталонного посилення системи.....	41
Рис. 5 Редукторна передача, що з'єднує ЕЕК з гвинтом АПП.....	45
Рис. 6 Фізична модель підрулюючого пристрою з двома ступенями свободи	47
Рис. 7 Блок-схема замкнутої системи регулювання моментом ЕЕК АПП: 48	
Рис. 8 Блок-схема регулятора швидкості ЕЕК	48
Рис. 9 Графіки залежності параметрів гребного гвинта АПП від відносного кроку гвинта	50
Рис. 10 Схема балансу діючих моментів гвинта:	51
Рис. 11 Блок-схема регулятора моменту гвинта.....	53
Рис. 12 Блок-схема регулятора потужності ПП.....	54
Рис. 13 Реакція на стрибок завдання.....	56
Рис. 14 Швидкість дрейфу та швидкість нищпорення.....	57
Рис. 15 Вхідні сигнали завдання стрибка швидкості та кута α	57
Рис. 16 Диференціальний (асинхронний) відгук на стрибок завдання	59
Рис. 17 Диференціальні швидкості дрейфу та нищпорення.....	60
Рис. 18 Диференціальні вхідні сигнали завдання стрибка швидкості та кута α	61
Рис. 19 Перехідна характеристика лінеаризації нульового кута	63
Рис. 20 Вхідні сигнали лінеаризації нульового кута	64
Рис. 21 Лінеаризація при нульовому куті швидкості руху та дрейфу.....	64
Рис. 22 Перехідна характеристика з ненульовим кутом α	67
Рис. 23 Вхідні сигнали з ненульовим кутом α	68
Рис. 24 Швидкості руху та дрейфу з ненульовим кутом α	68
Рис. 25 Диференційна перехідна характеристика для нульового кута α	70
Рис. 26 Диференціальні швидкості повздовжнього руху та дрейфу при нульовому куті α	71
Рис. 27 Диференціальні швидкості обертання АПП при нульовому куті α 72	
Рис. 28 Диференціальні вхідні сигнали при заданому	73
Рис. 29 Диференційна перехідна характеристика	74
Рис. 30 Диференціальні швидкості повздовжнього руху та дрейфу при ненульовому куті α	75
Рис. 31 Диференціальні швидкості обертання з ненульовим кутом	75
Рис. 32 Диференціальні вхідні сигнали при заданому	76
Рис. 33 Ілюстрація результатів диференціального моделювання з відмінним від нуля кутом α	77
Рис. 34 Захисно налаштована покрокова характеристика.....	78
Рис. 35 Захисно налаштовані прискорень повздовжнього руху та дрейфу 79	

Рис. 36 Захисно налаштовані швидкості обертання.....	79
Рис. 37 Захисно налаштоване завдання куту α	80
Рис. 38 Візуалізація розкладу для тригонометричної функції	84
Рис. Е.1 Загальний вигляд фізичної моделі багатофункціонального пропульсивного комплексу зі змінною структурою	97

Список таблиць

Таблиця 1	Ідентифікаційні параметри і ситуаційні чинники АПП КПК96
-----------	--

1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД, ВИЗНАЧЕННЯ ПРОБЛЕМ, ПОСТАНОВКА МЕТИ ТА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

Азимутальні підрулюючі пристрої (АПП) – це зростаючий тренд на сучасному ринку транспортних засобів морського базування (ТЗМБ). АПП являє собою гребний гвинт, встановлений у гондолі під корпусом ТЗМБ. Ця гондола здатна обертатися навколо своєї осі, що дозволяє змінювати напрямок сили, що діє на ТЗМБ. У цій роботі досліджуються можливості удосконалення алгоритмів керування масштабними моделями ТЗМБ з використанням лінійно-квадратичного принципу керування та лінеаризованої гідродинамічної на прикладі моделі багатофункціонального пропульсивного комплексу [4, 6, 7] з двома АПП у кормовій частині. Контролер використовує оцінки лінійних швидкостей та кутових швидкостей, отримані із застосуванням системи глобального позиціонування (англ. – *Global Positioning System, GPS*) та інерційних вимірювальних пристроїв (англ. – *Inertial Measurement Units, IMU*) для керування ТЗМБ. Вхідними сигналами є швидкості обертання азимутальних гвинтів і кути упорів АПП по відношенню до діаметральної площини ТЗМБ. Модель ТЗМБ нелінійна за трьома основними параметрами: доцентрова сила і сила Коріоліса, гідродинамічне демпфування і вхідні параметри АПП. Передбачається, що всі ці ефекти приблизно лінійні навколо робочих точок контролерів. Моделі сконструйовані так, щоб інтегруватися з двома різними контролерами, один з яких управляє обома АПП одночасно, а інший – з диференціальним управлінням. Для перевірки запропонованих контролерів, виконується моделювання, де порівнюються ступінчасті відгуки замкнутої системи на перевантаження та швидкість повороту. Перший для перевірки моделі, а другий для спостереження за тим, наскільки адекватно модель і контролери працюють разом. Моделювання стрибків швидкості показало досить добру реакцію, але частота обертання гвинтів виявила більш значний вплив на систему, ніж орієнтація двигунів. При моделюванні швидкості нищпорення поведінка азимутального кута не відповідало

круговим обмеженням, властивим пристрою, що обертається з відповідною частотою. Розрахункові кути досягли більших значень, ніж 2π , що за тригонометричною функцією дає той самий результат, що й нульовий кут. Іншими словами, сили лінійно залежатимуть від азимутального кута. Робиться висновок, що це є результатом лінеаризації виконавчих механізмів, і запропоноване рішення полягає в тому, щоб реалізувати посилення завдання для кращого пристосування до обертової поведінки АПП. Ще одна обставина, яка сприяє такому результату, – це розв'язка між кидками швидкості пересування, швидкістю розгойдування та швидкістю нищпорення, що прогнозується лінійним контролером. Це проблема, оскільки насправді вони матимуть певний вплив один на одного. Робиться висновок, що це результат використання надмірно спрощеної моделі або невдало обраної робочої точки доцентрової та коріолісової лінеаризації. Незважаючи на ці проблеми, моделювання показало потенціал моделі та контролера для використання у подібних ситуаціях. Також пропонується кілька модифікацій для значного покращення моделі та симуляцій. Однією з основних змін, яку можна було б зробити, є реалізація планування посилення при лінеаризації азимутального двигуна. Це призведе до того, що швидкість обертання гребних гвинтів надаватиме більший вплив на спрямовані сили, а поведінка ТЗМБ буде більш очікувана.

На відміну від ТЗМБ із АПП, більшість сучасних суден приводиться в рух механічною системою із двигуном внутрішнього згоряння (ДВЗ) або гребним електродвигуном (ГЕД), який приводить у обертання підводний гребний гвинт. Напрямок обертання гребного гвинта зазвичай фіксований щодо корпусу судна, а керування здійснюється в основному кермом у кормовій частині. Деякі судна також мають тунельний підрулюючий пристрій (ТПП), встановлений у носовій частині або кормі і направлений вбік для поліпшення маневрених можливостей, наприклад, при швартуванні. Ще один метод руху і маневрування, який зараз застосовується, – це АПП. У цій системі гребний

гвинт встановлений у гондолі, яка сама встановлена під корпусом таким чином, що її можна обертати навколо вертикальної осі. Гребний гвинт рухається механічною трансмісією, яка з'єднує його з двигуном усередині судна або з ГЕД, встановленим усередині самої гондоли. Такий метод руху усуває необхідність у кермі та забезпечує кращу маневреність судна в стислих умовах плавання [3]. З більшими можливостями маневрування з'являється більше сценаріїв керування АПП, що розташовані у кормовій частині, які вимагають більш кваліфікованого оператора, або більш складної системи управління. У цій главі описується дослідження того, наскільки адекватно можна керувати судном меншого розміру з АПП за допомогою лінійно-квадратичного регулятора (ЛКР) (англ. – *Linear quadratic regulator, LQR*). Це вимагатиме математичного моделювання як поведінки ТЗМБ, так і поведінки тяги гребних гвинтів. Оскільки ЛКР вимагає лінійних моделей для проектування, знадобляться деякі спрощення та лінеаризації. Таким чином, також буде реалізовано лінеаризовану модель для опису руху цього виду ТЗМБ. Масштабна модель ТЗМБ, яким керуватиметься, показано на [Рис. 39](#), а АПП – на [Рис. 1](#).

Об'єкт дослідження – принципи управління пропульсивними комплексами технічних засобів морського базування в режимі динамічного позиціонування під впливом недетермінованих збурень.

Предмет дослідження – метод оптимізації лінійно-квадратичного регулятору системи управління технічного засобу морського базування з азимутальними підрулюючими пристроями у кормовій частині.

Процедура пошуку оптимального за параметрами ЛКР, який може керувати ТЗМБ з АПП у кормовій частині, зводиться до порівняння, за результатами моделювання, його роботи із реальними умовами.

Для досягнення результату необхідно виконати наступні завдання, щоб отримати повніше уявлення про проблему:

- провести фізичне моделювання з ТЗМБ з АПП у кормовій частині;

- визначити відповідну математичну модель, що описує поведінку ТЗМБ з АПП у кормовій частині;
- адаптувати математичну модель для роботи з ЛКР та розробити алгоритм роботи контролера для системи управління;
- провести імітаційні дослідження, які перевіряють можливості запропонованого методу.

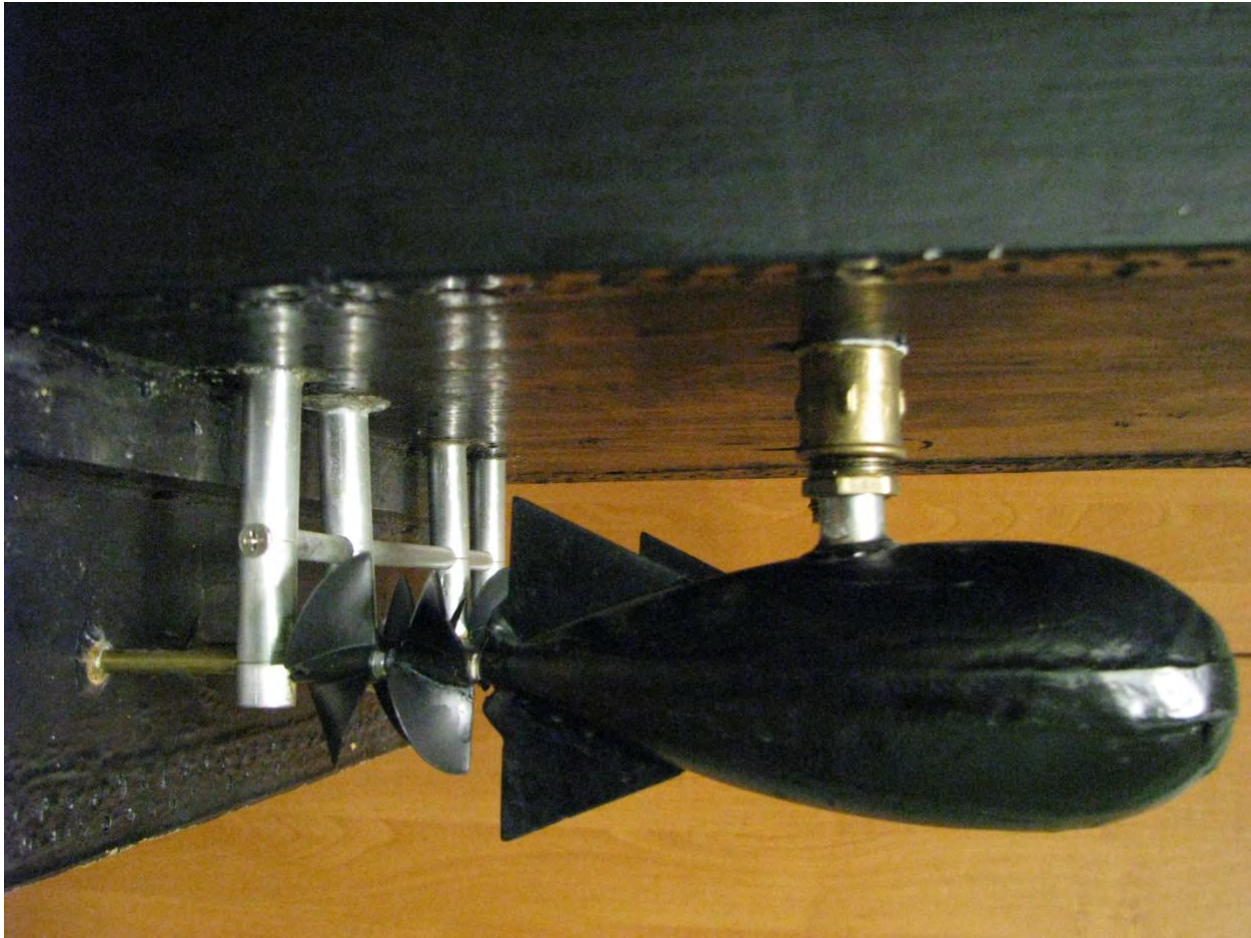


Рис. 1 Зовнішній вигляд фізичної моделі АПП, розташованих у кормовій частині фізичної моделі багатофункціонального пропульсивного комплексу зі змінною структурою (Рис. 39).

Для вирішення основної проблеми основний метод був поділений на п'ять етапів:

- аналіз поведінки морських суден та зусиль АПП у поєднанні з дослідженнями конструктивних особливостей сучасних суден подібного класу;
- аналіз принципів моделювання та лінеаризації систем управління АПП на основі огляду існуючих методів;
- визначення форми простору станів та відстеження впливу збурюючих сил на характеристики контролера;
- тестування контролера за допомогою моделювання;
- аналіз результатів моделювання та можливих змін налаштувань контролерів.

Для урахування існуючих обмежень, потрібно було зробити низку спрощень. Деякі ступені свободи (*DOF*) були виключені, оскільки було визначено, що мало впливають на систему. Таким чином, при моделюванні використовувалися лише 3 ступені свободи (*DOF*) з 6 (хитація, розгойдування та нишпорення). Деякі частини результуючої математичної моделі будуть нелінійними, тому необхідні деякі лінеаризації, щоб модель працювала з *LQR*. У разі неможливості отримання даних з реального судна, моделювання та розробка регулятора виконуються з використанням лише номінальних значень.

Фізичне моделювання починається з визначення системи координат ТЗМБ та того, як певні сили діють на ТЗМБ у водному середовищі. Після цього пояснюється, як упори і обертаючі моменти АПП впливають на ТЗМБ в залежності від кута і швидкості обертання. Потім ці математичні моделі об'єднуються для формування просторового вектору станів, у якому буде застосований регулятор. Потім описується, як працює *LQR* і як знайти оптимальний регулятор, використовуючи модель та рівняння Ріккаті [15]. Також пояснюється, як вмикаються наступні дії регулятора в залежності від можливих змін експлуатаційних умов. Результати імітаційного дослідження із налаштуванням регулятора та контролера еталонних входних сигналів аналізуються у відповідності із досягнення бажаних результатів. Також під час

моделювання досліджуються переваги вибору різних робочих точок для лінеаризації моделі для різних налаштувань регулятора.

2 ОПИС РУХУ МОРСЬКИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Для визначення положення, орієнтації та швидкості руху ТЗМБ потрібні відповідні системи координат. Це рухома та нерухома системи координат, які визначені у рівняннях (1) та (2). Найбільш поширене уявлення для нерухомої системи координат базується на корпусній симетрії навколо X_bZ_b -площини, приблизної симетрії навколо Y_bZ_b -площини та проєкції на Z_b -вісь відносно поверхні води, як показано на [Рис. 2](#). Рухома система координат використовується для опису положення та орієнтації судна в глобальних координатах та кутах Ейлера як $[x \ y \ z]^T$, а також $[\phi \ \theta \ \psi]^T$, відповідно. нерухома системи координат описує сили, крутні моменти, лінійні швидкості та кутові швидкості $[X \ Y \ Z]^T$, $[K \ M \ N]^T$, $[u \ v \ w]^T$, а також $[p \ q \ r]^T$ відповідно. Рух судна можна описати шістьма ступенями свободи, які поділяються на дві категорії: поступальний рух у трьох напрямках: поздовжнє переміщення (сплеск), поперечне переміщення (дрейф) і вертикальне переміщення (підйом), а також обертальний рух навколо трьох осей: бортова хитавиця (крен), кильова хитавиця (тангаж) та нишпорення. Це стандартні позначення, які використовується при моделюванні морських суден [\[2, 17\]](#).

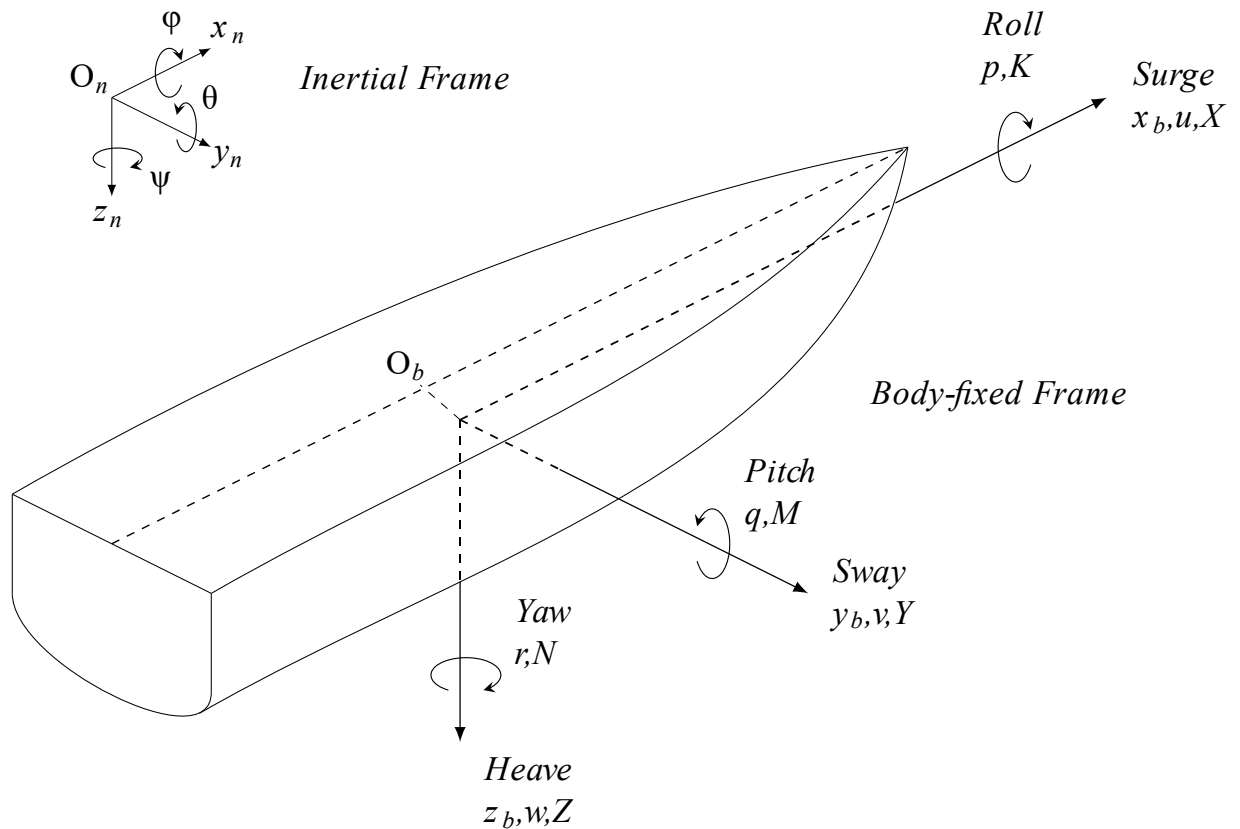


Рис. 2 Стандартні позначення опису руху судна у відповідності до (1) та (2).

2.1. Моделювання маневрування судна

Звичайне спрощення моделі полягає в тому, щоб знехтувати вертикальними рухами та поздовжньою хитацією. Для отримання простої моделі кут крену також передбачається малим. Маючи це на увазі, вектор орієнтації положення і вектор лінійно-кутової швидкості можна визначити як

$$\eta = [x \quad y \quad \phi]^T, \quad (1)$$

$$v = [u \quad v \quad r]^T. \quad (2)$$

Ці узагальнені положення та швидкості мають геометричну залежність, яку можна описати як

$$\eta = J(\eta)v, \quad (3)$$

а рівняння руху судна в нерухомій системі координат мають вигляд

$$M_{RB}v + C_{RB}(v)v + D(v)v = \tau_{act}, \quad (4)$$

де: M_{RB} – матриця інерції твердого тіла, $C_{RB}(v)v$ – представляє доцентрові та коріолісові члени, $D(v)$ – матриця демпфування, τ_{act} – вектор із узагальненими зовнішніми силами.

Спочатку для цієї простої моделі члени Коріоліса та матриця демпфування будуть апроксимовані лінійною функцією. Ця система рівнянь руху заснована на [13], а різні описи сил засновані на [18, 27], де вивчаються моделі з чотирма ступенями свободи (де roll – це додатковий ступінь свободи), а не з трьох, як у нашому випадку. Що стосується трьох ступенів свободи, рівняння представляються у такому вигляді [21, 24]:

$$J(\eta) = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$M_{RB} = \begin{bmatrix} m & 0 & -y_G \\ 0 & m & mx_G \\ -my_G & mx_G & I_z \end{bmatrix}, \quad (6)$$

$$C_{RB}(v) = \begin{bmatrix} 0 & -mr & -mx_G r \\ mr & 0 & -my_G r \\ mx_G r & my_G r & 0 \end{bmatrix}, \quad (7)$$

$$D(v) = \begin{bmatrix} X_u & 0 & 0 \\ 0 & Y_v & 0 \\ 0 & 0 & N_r \end{bmatrix}, \quad (8)$$

де повна маса судна приймається рівною m знаходиться $r_g = r_G = [x_G, y_G]$, а також I_z -момент інерції щодо осі z , виражений в b -системі. X_u , Y_v і N_r – масштабні коефіцієнти демпфування.

2.2. Моделювання дії упору азимутального підрулюючого пристрою

На класичному морському судні приводні сили походять від керма, нерухомих гребних гвинтів і підрулюючих пристроїв (ПП). Однак, оскільки тип судна, що розглядається, приводиться в рух АПП, реакція від прикладення сил буде іншою. АПП є двигуном, який може обертатися на 360 градусів навколо своєї вертикальної осі. Це дозволяє прикладати зусилля в x - та y -напрямах в залежності від положення АПП та прикладеного до судна крутного моменту. Наступні модельні розрахунки, в яких використовуються вхідні дані зі швидкості обертання, і азимутальний кут, в основному отримані з модельних розрахунків, використаних Люнгбергом [20]. Одна, дані підходи, було удосконалено Ліангом [18] та Андреаса [1], які більше уваги приділяють азимутальним силам як вхідним даним, а не швидкості обертання.

Припустимо, що силу N_a АПП прикладено до корпусу судна. Нехай підрулюючий пристрій i буде АПП, який обертається з частотою обертання гвинта n_i , та кутом прикладеної результуючої сили α_i . Тоді сили в x_b -напряму від азимутального двигуна i можна позначити як (Рис. 3):

$$F_{x,i} = g_x(n_i, \alpha_i, u_{a,i}), \quad (9)$$

де $u_{a,i}$ - швидкість води, що проходить через АПП в негативному напрямку x_b . Це необхідно, тому що при більш високих швидкостях, і коли $u_{a,i}$ і $n_i \cos(\alpha_i)$ дорівнюють тому самому знаку, будуть втрати ефективності. Припущення в моделі – це лінійне відношення між g_x і n_i як

$$g_x(n_i, \alpha_i, u_{a,i}) = \mu_i n_i \cos(\alpha_i) - k'_i n_i u_{a,i} \cos(\alpha_i), \quad (10)$$

де μ_i та κ_i – позитивні константи, що визначаються натурним експериментом, а $u_{a,i}$ можна описати як

$$u_{a,i} = (1 - \omega_i) u_r. \quad (11)$$

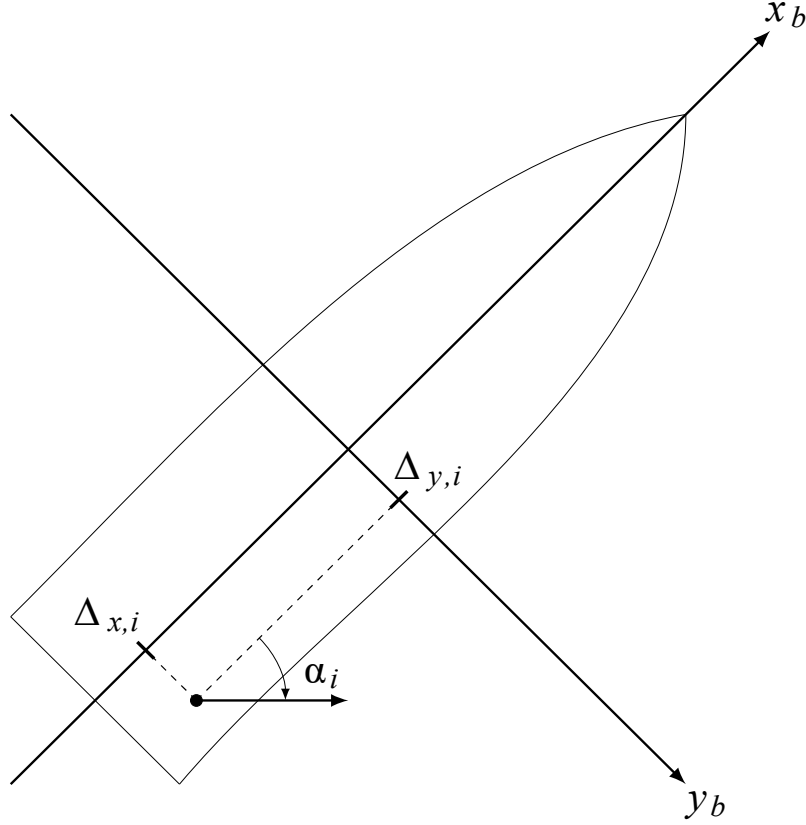


Рис. 3 Положення та кут повороту двигуна i .

Тут, ω_i – коефіцієнт попутного потоку, що визначає відношення швидкості води, що протікає через гребний гвинт, до швидкості судна u_r – відносна швидкість між судном та навколишньою водою. Поєднуючи коефіцієнт попутного потоку ми можемо спростити другий член (10), використовуючи

$$k_i = (1 - \omega_i) k'_i, \quad (12)$$

і підставляючи це в (10), отримаємо

$$g_x(n_i, \alpha_i, u_r) = \mu_i n_i \cos(\alpha_i) - k_i n_i u_r \cos(\alpha_i). \quad (13)$$

Таким чином, ми маємо узагальнену модель сил від АПП. Однак, справжня функція $g_x(\cdot)$ є більш складною через динаміку води, але приблизна функція буде адекватною для цілей цього дослідження.

Аналогічно сила в Y_b -напрямку

$$F_{y,i} = g_y(n_i, \alpha_i, v_r) = \mu_i n_i \sin(\alpha_i) - k'_i n_i v_{a,i} \sin(\alpha_i) = \mu_i n_i \sin(\alpha_i) - k_i n_i u_r \sin(\alpha_i), \quad (14)$$

можна знайти при тих же припущеннях, що і для x -напряму. Азімутальний двигун i також створюватиме крутний момент відносно судна в залежності від того, де він встановлений щодо центру обертання судна. Крутний момент можна описати як

$$M_i = \Delta_{x,i} F_{y,i} - \Delta_{y,i} F_{x,i}. \quad (15)$$

Узагальнений вектор обертаючого моменту

$$\tau_{act} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{Na} \mu_i n_i \cos(\alpha_i) - k_i n_i u_r \cos(\alpha_i) \\ \sum_{i=1}^{Na} \mu_i n_i \sin(\alpha_i) - k_i n_i u_r \sin(\alpha_i) \\ \sum_{i=1}^{Na} n_i \left[\mu_i (\Delta_{x,i} \sin(\alpha_i) - \Delta_{y,i} \cos(\alpha_i)) - k_i (\Delta_{x,i} v_r \sin(\alpha_i) - \Delta_{y,i} u_r \cos(\alpha_i)) \right] \end{bmatrix}, \quad (16)$$

містить сили та моменти від усіх азимутальних двигунів, складених разом. Щоб зробити модель ще простіше, знехтуємо втратами на високій швидкості в напрямку y_b , оскільки швидкості в цьому напрямку значно нижчі, ніж у напрямку x_b .

Також для простоти передбачається, що кожен двигун однаково ефективний і тому

$$\mu_i = \mu_j \quad \mu \forall i, j = 1, \dots, N_a, \quad (17)$$

$$k_i = k_j \quad -k \forall i, j = 1, \dots, N_a. \quad (18)$$

Що дає

$$\tau_{act} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{Na} \mu n_i \cos(\alpha_i) + k n_i u_r \cos(\alpha_i) \\ \sum_{i=1}^{Na} \mu n_i \sin(\alpha_i) \\ \sum_{i=1}^{Na} \mu n_i (\Delta_{x,i} \sin(\alpha_i) - \Delta_{y,i} \cos(\alpha_i)(1 - k u_r)) \end{bmatrix}. \quad (19)$$

Так як τ_{act} залежить від u_r , яка, своєю чергою, залежить від швидкості збільшення опору руху, модель стає нелінійною. Для простоти ми нехтуватимемо цими членами і позначення узагальненого вектору крутного моменту можна спростити до

$$\tau_{act} = \begin{bmatrix} \mu \tilde{\tau}_x \\ \mu \tilde{\tau}_y \\ \mu \tilde{\tau}_\varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mu \sum_{i=1}^{Na} n_i \cos(\alpha_i) \\ \mu \sum_{i=1}^{Na} n_i \sin(\alpha_i) \\ \mu \sum_{i=1}^{Na} n_i (\Delta_{x,i} \sin(\alpha_i) - \Delta_{y,i} \cos(\alpha_i)) \end{bmatrix}. \quad (20)$$

3 МЕТОДОЛОГІЯ ІТЕРАЦІЙНОЇ ЛІНЕАРИЗАЦІЇ

3.1. Лінеаризація станів

Оскільки $C_{RB}(v)$ залежить від v , член $C_{RB}(v)v$ стає нелінійним. Однак використання LQR вимагає лінійної моделі. Таким чином, лінеаризація потрібна для спрощення модель далі. Лінеаризація описується функцією

$$L(x) = f(a) + f'(a)(x - a), \quad (21)$$

де $L(x)$ називається лінеаризованою функцією, $f(a)$ – функція, що підлягає лінеаризації оцінюється в a , $f'(a)$ є похідною $f(x)$ по x , оціненою в (a) , в цьому випадку Якобіан функції $f(x)$. Нарешті, x – змінна лінеаризація (в цьому випадку v), a – обрана робоча точка. У цьому випадку лінеаризуючі члени рівні:

$$f(v) = C_{rb}(v)v = \begin{bmatrix} 0 & -mr & -mx_G r \\ mr & 0 & -my_G r \\ mx_G r & my_G r & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ v \\ r \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$= \begin{bmatrix} -mr v - mx_G r^2 \\ mr v - my_G r^2 \\ mx_G r v + my_G r v \end{bmatrix}, \quad (23)$$

які містять Якобіан

$$J(v) = \begin{bmatrix} 0 & -mr & -mr - 2mx_G r \\ mr & 0 & mu - 2my_G r \\ mx_G r & my_G r & mx_G u + my_G v \end{bmatrix}. \quad (24)$$

Робоча точка залежить від цього, у якому стані має бути система. Оскільки система працюватиме з постійною швидкістю руху вперед і з невеликими змінами частоти обертання АПП, відповідна робоча точка визначається як

$$a = \begin{bmatrix} u_0 \\ v_0 \\ r_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (25)$$

Використовуючи цю робочу точку та лінеаризуючи $C_{RB}(v)v$, знаходимо наступне

$$L(v) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m \\ 0 & 0 & mx_G \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ r \end{bmatrix}. \quad (26)$$

Потім матриця станів (26) замінить $C_{RB}(v)v$ у рівнянні простору станів.

3.2. Лінеаризація вхідного сигналу

Щоб керувати судном за допомогою АПП, потрібно обробляти сигнали приводів, як вхідні сигнали, тому повне рівняння (20) необхідно об'єднати в регулятор із залежністю від n та α . Через тригонометричні функції $\cos$ і $\sin$, які присутні в (21), для його відповідності необхідна лінеаризація з фреймворком LQR .

Лінеаризація загального випадку відбувається наступним чином. Оскільки є кілька робочих точок, які можуть бути вибрані при моделюванні, необхідний загальний випадок лінеаризації. Крім того, необхідні дві різні лінеаризації через два способи керування судном. Один з синхронним керуванням, тобто однакові вхідні сигнали для обох АПП, і один з диференціальним (асинхронним) управлінням, де АПП керуються незалежно. Починаючи з синхронного управління, ми використовуємо такі змінні

$$P_s = \begin{bmatrix} n_i \\ \alpha_i \end{bmatrix}. \quad (27)$$

Потім (21) інтегрується до (21) з раніше згаданою змінною та узагальненою робочою точкою у вигляді a_s

$$f(p) = \tau(p) = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^{Na} n_i \cos(\alpha_i) \\ \sum_{i=1}^{Na} n_i \sin(\alpha_i) \\ \sum_{i=1}^{Na} n_i (\Delta_{x,i} \sin(\alpha_i) - \Delta_{y,i} \cos(\alpha_i)) \end{bmatrix}, \quad (28)$$

$$J(p) = \sum_{i=1}^{Na} \begin{bmatrix} \cos(\alpha_i) & -n_i \sin(\alpha_i) \\ \sin(\alpha_i) & n_i \cos(\alpha_i) \\ (\Delta_{x,i} \sin(\alpha_i) - \Delta_{y,i} \cos(\alpha_i)) & (\Delta_{x,i} \sin(\alpha_i) + \Delta_{y,i} \cos(\alpha_i)) \end{bmatrix}, \quad (29)$$

$$a_s = \begin{bmatrix} \bar{n} \\ \bar{\alpha} \end{bmatrix}, \quad (30)$$

що дає наступне рівняння, яке включає постійний член:

$$L(p) = \sum_{i=1}^{Na} \begin{bmatrix} \bar{n} \cos \bar{\alpha} \\ \bar{n} \sin \bar{\alpha} \\ \bar{n} (\Delta_{x,i} \sin \bar{\alpha} - \Delta_{y,i} \cos \bar{\alpha}) \end{bmatrix} + \sum_{i=1}^{Na} \begin{bmatrix} \cos \bar{\alpha} & -\bar{n} \sin \bar{\alpha} \\ \sin \bar{\alpha} & \bar{n} \cos \bar{\alpha} \\ (\Delta_{x,i} \sin \bar{\alpha} - \Delta_{y,i} \cos \bar{\alpha}) & (\Delta_{x,i} \sin \bar{\alpha} + \Delta_{y,i} \cos \bar{\alpha}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y'n \\ \bar{\alpha} \end{bmatrix}. \quad (31)$$

Це означає, що сталий стан АПП повинен бути в цій робочій точці і регулятор буде контролювати відхилення від цього стану. Іншими словами, τ_{act} можна розділити на дві частини наступним чином:

$$\tau_{act} = \bar{\tau}_{act} + \tilde{\tau}_{act}, \quad (32)$$

де $\bar{\tau}_{act}$ – постійна, та:

$$\tilde{\tau}_{act} = \sum_{i=1}^{Na} \begin{bmatrix} \cos \bar{\alpha} & -\bar{n} \sin \bar{\alpha} \\ \sin \bar{\alpha} & \bar{n} \cos \bar{\alpha} \\ \Delta_{x,i} \sin \bar{\alpha} - \Delta_{y,i} \cos \bar{\alpha} & \Delta_{x,i} \sin \bar{\alpha} + \Delta_{y,i} \cos \bar{\alpha} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n \\ \alpha \end{bmatrix} \quad (33)$$

залежить від часу, який буду визначатися LQ -контролером. Ця лінеаризація змусить АПП використовувати однакову швидкість обертання і кут напрямку потоку гвинта для обох АПП.

Для диференціального (асинхронного) управління керуюча змінна міститиме окреме визначення управляючого сигналу:

$$p_d = [n_1 \quad n_2 \quad \alpha_1 \quad \alpha_2]^T. \quad (34)$$

Як і раніше, застосовується рівняння (21) і виводиться нова матриця Якобі та використовується робоча точка. Однак для $f(p)$ як і раніше обирається (28), так як ці рівняння також повинні пройти процедуру лінеаризації. Перероблені рівняння мають вигляд:

$$J(p_d) = \begin{bmatrix} \cos \alpha_1 & \sin \alpha_1 & \Delta_{x,1} \sin \alpha_1 - \Delta_{y,1} \cos \alpha_1 \\ \cos \alpha_2 & \sin \alpha_2 & \Delta_{x,2} \sin \alpha_2 - \Delta_{y,2} \cos \alpha_2 \\ -n_1 \sin \alpha_1 & n_1 \cos \alpha_1 & n_1 (\Delta_{x,1} \cos \alpha_1 + \Delta_{y,1} \sin \alpha_1) \\ n_2 \sin \alpha_2 & n_2 \cos \alpha_2 & n_2 (\Delta_{x,2} \cos \alpha_2 + \Delta_{y,2} \sin \alpha_2) \end{bmatrix}^T, \quad (35)$$

$$a_d = [\bar{n}_1 \quad \bar{n}_2 \quad \bar{\alpha}_1 \quad \bar{\alpha}_2]^T. \quad (36)$$

Ці перетворення дають повну лінеаризацію:

$$L(p_d) = \begin{bmatrix} \bar{n}_1 \cos \bar{\alpha}_1 + \bar{n}_2 \cos \bar{\alpha}_2 \\ \bar{n}_1 \sin \bar{\alpha}_1 + \bar{n}_2 \sin \bar{\alpha}_2 \\ \bar{n}_1 (\Delta_{x,1} \sin \bar{\alpha}_1 - \Delta_{y,1} \cos \bar{\alpha}_1) + \bar{n}_2 (\Delta_{x,2} \sin \bar{\alpha}_2 - \Delta_{y,2} \cos \bar{\alpha}_2) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos \bar{\alpha}_1 & \sin \bar{\alpha}_1 & \Delta_{x,1} \sin \bar{\alpha}_1 - \Delta_{y,1} \cos \bar{\alpha}_1 \\ \cos \bar{\alpha}_2 & \sin \bar{\alpha}_2 & \Delta_{x,2} \sin \bar{\alpha}_2 - \Delta_{y,2} \cos \bar{\alpha}_2 \\ -\bar{n}_1 \sin \bar{\alpha}_1 & \bar{n}_1 \cos \bar{\alpha}_1 & \bar{n}_1 (\Delta_{x,1} \sin \bar{\alpha}_1 + \Delta_{y,1} \cos \bar{\alpha}_1) \\ -\bar{n}_2 \sin \bar{\alpha}_2 & \bar{n}_2 \cos \bar{\alpha}_2 & \bar{n}_2 (\Delta_{x,2} \sin \bar{\alpha}_2 + \Delta_{y,2} \cos \bar{\alpha}_2) \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \\ \alpha_1 \\ \alpha_2 \end{bmatrix}. \quad (37)$$

і сигнал диференціального (асинхронного) керування:

$$\tilde{\tau}_{act} = \begin{bmatrix} \cos \bar{\alpha}_1 & \sin \bar{\alpha}_1 & \Delta_{x,1} \sin \bar{\alpha}_1 - \Delta_{y,1} \cos \bar{\alpha}_1 \\ \cos \bar{\alpha}_2 & \sin \bar{\alpha}_2 & \Delta_{x,2} \sin \bar{\alpha}_2 - \Delta_{y,2} \cos \bar{\alpha}_2 \\ -\bar{n}_1 \sin \bar{\alpha}_1 & \bar{n}_1 \cos \bar{\alpha}_1 & \bar{n}_1 (\Delta_{x,1} \sin \bar{\alpha}_1 + \Delta_{y,1} \cos \bar{\alpha}_1) \\ -\bar{n}_2 \sin \bar{\alpha}_2 & \bar{n}_2 \cos \bar{\alpha}_2 & \bar{n}_2 (\Delta_{x,2} \sin \bar{\alpha}_2 + \Delta_{y,2} \cos \bar{\alpha}_2) \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \\ \alpha_1 \\ \alpha_2 \end{bmatrix}. \quad (38)$$

За допомогою такої лінеаризації можливо описати функції незалежної зміни швидкості обертання та кутів розташування двигунів АПП.

3.3. Процедура узгодження обраної точки визначення позиції із функцією лінеаризації

Оскільки для спрощеної моделі деякі точки визначення позиції дають найкращі результати залежно від очікуваного маневру транспортного засобу, спрощена тригонометрична функція орієнтації двигуна АПП є важливим аспектом, коли вибирається точка визначення позиції, оскільки вони періодичні. Після лінеаризації тригонометрична функція втрачає свою характерну поведінку, і більш високе значення завжди призводить до збільшення крутного моменту. Отже, отримана поведінка моделювання повинна відповідати точці визначення позиції i , щоб отримати найбільш наближений до реальності результат. Для попільного повороту судна розумним було б ненульове значення α для обраного алгоритму, а для різкої зміни траєкторії – більш високе значення n і нульове значення α . До лінеаризації будуть використовуватися ці два різні підходи і вони описуються наступним чином, починаючи з алгоритму різкої зміни траєкторії судна (зростаючий алгоритм):

$$a = \begin{bmatrix} 20 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (39)$$

Використовуючи дану точку визначення позиції та підставляючи значення Δx_i , та Δy_i , обох двигунів у (33) отримаємо

$$\tilde{\tau}_{act} = \begin{bmatrix} 2 & 0 \\ 0 & 40 \\ 0 & -16 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n \\ \alpha \end{bmatrix}. \quad (40)$$

Для алгоритму повороту судна точка визначення позиції визначається наступним чином:

$$a = \begin{bmatrix} 10 \\ \pi / 6 \end{bmatrix}, \quad (41)$$

скоригована так, щоб відповідати ненульовому куту розташування гвинтів АПП. Швидкість повороту також зменшилась. Вставивши це значення Δx_i , і Δy_i , в (33) отримаємо:

$$\tilde{\tau}_{act} = \begin{bmatrix} \sqrt{3} & 10 \\ -1 & 10\sqrt{3} \\ 0.4 & -4\sqrt{3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n \\ \alpha \end{bmatrix}. \quad (42)$$

Це будуть дві різні лінеаризації, які використовуватимуться під час моделювання. Теоретично останній повинен давати кращі результати при моделюванні з підвищеною швидкістю нищпорення. Отримаємо дві точки визначення позиції:

$$a_d = [20 \quad 20 \quad 0 \quad 0]^T, \quad (43)$$

$$a_d = [10 \quad 10 \quad -\pi / 6 \quad -\pi / 6]^T, \quad (44)$$

які також будуть використовуватися для диференціальної лінеаризації та мати еквівалентні значення. Ці точки визначення позиції визначають наступні рівняння:

$$\tilde{\tau}_{act} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 20 & 20 \\ -0.1 & 0.1 & -8 & -8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \\ \alpha_1 \\ \alpha_2 \end{bmatrix}, \quad (45)$$

$$\tilde{\tau}_{act} = \begin{bmatrix} \frac{\sqrt{3}}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} & 5 & 5 \\ -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} & 5\sqrt{3} & 5\sqrt{3} \\ \frac{4-\sqrt{3}}{20} & \frac{\sqrt{3}+4}{20} & -\frac{1+4\sqrt{3}}{2} & \frac{1-4\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \\ \alpha_1 \\ \alpha_2 \end{bmatrix}. \quad (46)$$

Така лінеаризація може підвищити маневреність судна та створити різні підходи до вирішення завдання управління.

3.4. Визначення простору станів

Щоб використовувати LQR , модель має бути визначена у формі простору станів:

$$\dot{x} = Ax + Bu, \quad (47)$$

$$y = Cx + Du, \quad (48)$$

де x – контрольовані стани, u – вхідні сигнали, y – вихідні сигнали, A – матриця стану, B – вхідна матриця, C – вихідна матриця та D – матриця прямого зв'язку. Отже, якщо M_{RB} оберненою матрицею, (4) необхідно записати у вигляді:

$$\dot{v} = M_{RB}^{-1}(-L(v) - D(v)v + \tau_{act}). \quad (49)$$

Використовуючи це рівняння та підставляючи параметри та змінні з (6), (8) та (26), можна спростити рівняння для τ_{act} . τ_{act} буде замінено на $\tilde{\tau}_{act}$, який є одним з лінеаризованим параметром у п.п. 2.2. Рівняння можна спростити наступним чином:

$$\begin{aligned}
\dot{v} = \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{r} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \frac{mx_G^2 - I_z}{m^2 x_G^2 + m^2 y_G^2 - I_z m} & \frac{x_G y_G}{m^2 x_G^2 + m^2 y_G^2 - I_z} & \frac{-y_G}{m^2 x_G^2 + m^2 y_G^2 - I_z} \\ \frac{x_G y_G}{mx_G^2 + my_G^2 - I_z} & \frac{my_G^2 - I_z}{m^2 x_G^2 + m^2 y_G^2 - I_z} & \frac{x_G}{mx_G^2 + my_G^2 - I_z} \\ \frac{-y_G}{mx_G^2 + my_G^2 - I_z} & \frac{x_G}{mx_G^2 + my_G^2 - I_z} & \frac{-1}{mx_G^2 + my_G^2 - I_z} \end{bmatrix} \\
&\cdot \left(- \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m \\ 0 & 0 & mx_G \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ r \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} X_u u & 0 & 0 \\ 0 & Y_v v & 0 \\ 0 & 0 & N_r r \end{bmatrix} + \mu \tilde{\tau}_{act} \right) \\
&= \left(\frac{1}{mx_G^2 + my_G^2 - I_z} \right) \left(\begin{bmatrix} \frac{mx_G^2 - I_z}{m} & x_G y_G & -y_G \\ x_G y_G & \frac{my_G^2 - I_z}{m} & x_G \\ -y_G & x_G & -1 \end{bmatrix} \right) \mu \tilde{\tau}_{act} \\
&- \begin{bmatrix} \frac{x_u (mx_G^2 - I_z)}{m} & Y_v x_G y_G & -N_r y_G \\ X_u x_G y_G & Y_v (mx_G^2 - I_z) & N_r x_G - mx_G^2 - my_G^2 + I_z \\ -X_u y_G & Y_v x_G & -N_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ r \end{bmatrix}. \tag{50}
\end{aligned}$$

Припускаючи, що значення $\mathfrak{r}_G$ істотно мале, його можна наблизити до 0.

Тоді рівняння для v може бути спрощено ще більше:

$$\dot{v} = \begin{bmatrix} -\frac{x_u}{m} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{Y_u}{m} & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{N_r}{I_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{\mu}{m} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\mu}{m} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\mu}{I_z} \end{bmatrix} \tilde{\tau}_{act}. \tag{51}$$

Отриману форму можна розглядати як представлення простору станів, де:

$$x = v, \tag{52}$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{X_u}{m} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{Y_v}{m} & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{N_r}{I_z} \end{bmatrix}, \quad (53)$$

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} n \\ \alpha \end{bmatrix}, \quad (54)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} -\frac{\mu}{m} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\mu}{m} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\mu}{I_z} \end{bmatrix} \tilde{\tau}_{act}. \quad (55)$$

B змінюватиметься залежно від використовуваної лінеаризації вхідного сигналу, наприклад, якщо використовується (40) та (42). З (3) та (5) ці значення можуть бути перенесені в n -систему, де передбачається, що $\psi = 0$. Це відбувається тому, що датчики, що використовуються для визначення положення судна та швидкості, знаходяться в рухомій системі координат, що призводить до наступних визначень:

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ r \end{bmatrix}, \quad (56)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (57)$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (58)$$

4 ВИЗНАЧЕННЯ ЛІНІЙНО-КВАДРАТИЧНОГО РЕГУЛЯТОРУ (*LINEAR QUADRATIC REGULATOR, LQR*) ЯК ОБ'ЄКТУ ЛІНЕАРИЗАЦІЇ

Основною метою завдання адекватного управління судном полягає в тому, щоб звести до мінімуму проектний критерій, тобто збалансувати його між величиною помилки стеження $e = y - r$ та величиною вхідного сигналу. Іноді таку парадигму можна розглядати як проблему оптимізації, коли система описується за допомогою лінійного диференціального рівняння, а інтеграційні зв'язки описуються за допомогою квадратичних функцій. Тоді ціль полягає в тому, щоб знайти закон управління $u = -Lx$, де:

$$L = \arg \min \int_0^{\infty} (z^T(t)Q_1z(t) + u^T(t)Q_2u(t))dt, \quad (59)$$

$$u = -Lx, \quad (60)$$

де Q_1 і Q_2 – вагові матриці, які можна використовувати як проектні змінні для цього результуючого контролера. Розв'язання задачі оптимізації здійснюється за допомогою виразу:

$$L = Q_2^{-1}B^TS, \quad (61)$$

де S – позитивно напіввизначена матриця, яка вирішує рівняння алгебри Ріккати:

$$A^TS + SA + M^2Q_1M - SBQ_2^{-1}B^TS = 0. \quad (62)$$

Вирішення цього рівняння можна здійснити за допомогою програмного забезпечення, такого як *Matlab Simulink*.

Для досягнення бажаної проектної поведінки системи необхідний процес ітераційного моделювання та коригування відповідно до поведінки регулятора, що спостерігається, щоб знайти оптимальне значення постійних коефіцієнтів. Контролер, визначений вище, скидає стан системи в нуль, але в цьому випадку контролер повинен слідувати заданому еталонному сигналу. Тому потрібно інтегрувати опорний сигнал r в рівняннях. Це можна зробити, переписавши вхідний сигнал як

$$u(t) = -Lx(t) + L_r r(t), \quad (63)$$

де L_r вибирається таким чином, щоб статичне посилення відповідало заданому значенню. Подібний метод використання LQR було застосовано в [12]. Розроблена за означеним принципом система показана на Рис. 4.

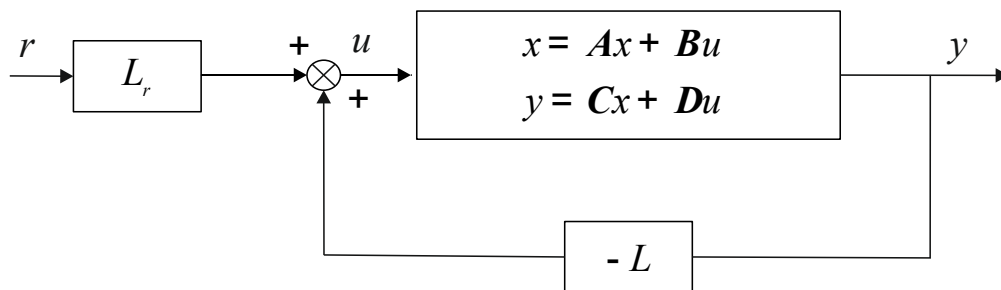


Рис. 4 Подання зворотного зв'язку та еталонного посилення системи

У кожній системі є невизначеності. Зазвичай ці невизначеності моделюються як випадковий стохастичний процес («білий шум»), що є випадковим сигналом з постійним спектром. З урахуванням невизначеності модель можна записати як

$$\dot{x} = Ax + Bu + Nv_1, \quad (64)$$

$$z = Mx, \quad (65)$$

$$y = Cx + v_2, \quad (66)$$

де v_1 та v_2 – білий гаусівський шум з нульовим середнім значенням. Для того, щоб відфільтрувати ці сигнали, може бути реалізований спостерігач стану, який використовує оцінку у наступній формі:

$$\hat{x} = A\hat{x} + Bu + K(y - C\hat{x}) = (A - KC)\hat{x} + Bu + Ky. \quad (67)$$

Цю проблему можна вирішити, описав її як проблему оптимізації по аналогії з визначенням LQR із мінімізацією дисперсії помилки оцінки. Помилку оцінки можна позначити як $e = x - \hat{x}$, тоді дисперсія буде дорівнювати $E_e(t)e(t)$. Якщо v_1 і v_2 є незалежними і мають нульове середнє значення, можна вважати, що

$$Ev_1v_1^T = R_1, \quad (68)$$

$$Ev_2v_2^T = R_2, \quad (69)$$

$$Ev_1v_2^T = 0. \quad (70)$$

Тоді спостерігач за станом може бути описаний як

$$K = PCR_2^{-1}, \quad (71)$$

де P – коваріація оптимальної оцінки, що вирішує рівняння Ріккати

$$A^TP + PA + NR_1N^T - PC^TR_2^{-1}CP = 0. \quad (72)$$

Коефіцієнт посилення Калмана можна також знайти за допомогою *Matlab/Simulink*. Рівняння (72) називається фільтром Калмана, де R_1 та R_2 є змінними проєкту та можуть бути налаштовані для фільтрації обурення процесу та вимірювання. Методи LQR та фільтрація Калмана докладно розглянуті в [11]. Комбіноване використання фільтрації Калмана та LQR називається лінійно-квадратично-гаусовим управлінням (англ. – *Linear-Quadratic-Gaussian control, LQG*). Аналогічні підходи використання подібних методів для вирішення таких завдань розглядаються у [5, 16].

5 СИСТЕМА МОНІТОРИНГУ

Для прогнозування станів контролеру, необхідно застосування системи моніторингу із використанням датчиків, що застосовуються у морській навігації. Основними системами моніторингу, що використовуються під час керування судном, є інерційний вимірювальний блок (англ. – *Inertial Measurement Unit, IMU*) та глобальна система позиціонування (англ. – *Global Positioning System, GPS*).

5.1. Інерційний вимірювальний блок

IMU використовує комбінацію акселерометрів, гіроскопів та магнітометрів для вимірювання кутових швидкостей, прискорень та магнітного поля. Це важливий пристрій для керування суднами, оскільки вони можуть рухатися та обертатися у всіх 6 ступенях свободи. Вимірювання з гіроскопа та акселерометра включають деякі зсуви, які створюють систематичну помилку вимірювання. Якщо кутові швидкості та прискорення інтегровані, то в результаті помилки лінійної швидкості з часом зростатимуть лінійно, а помилка орієнтації – квадратично. Тому буде складно покладатися тільки на *IMU* з цією метою протягом більшого періоду часу [26].

5.2. Глобальна система позиціонування

GPS – система, у якій використовується супутниковий зв'язок та обмін даних з приймачем і надання інформації про місцезнаходження та час у районах з безперешодною прямою видимістю. Найбільш поширений *GPS* має Для автономних транспортних засобів розробка та впровадження навігаційної системи високої цілісності засновано на комбінованому використанні *GPS* та

IMU. Підвищення цілісності навігаційного циклу буде здійснюватися на виявленні можливих несправностей як до, так і під час процесу синтезу. Реалізація цієї методології виявлення несправностей враховує як низькочастотні збої в *IMU*, спричинені зміщенням у показаннях датчика та зміщенням пристрою, так і високочастотні збої в приймачі *GPS*, спричинені помилками багатопроменевого поширення.

5.3. Інтегрування датчиків

Використовуючи фільтр Калмана для об'єднання інформації, що надається двома датчиками, можна зменшити негативні ефекти. Зміщення *IMU* може бути скориговано, і коли датчик *GPS* не знаходиться у прямій видимості, контролер більшою мірою покладатиметься на *IMU* до тих пір, поки *GPS* знову не вийде на лінію прямої видимості. Однак, оскільки більшість морських маршрутів проходить через райони з відкритим небом, сигнал *GPS* завжди буде присутній, і тому основна увага приділятиметься виправленню усунення *IMU*. Цей тип інтегрування датчиків для керування транспортними засобами на відкритому повітрі реалізований в [8] та [9], де замість ТЗМБ використовується наземний транспорт.

6 ФІЗИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ МОРСЬКОГО БАЗУВАННЯ

Фізична масштабна модель ТЗМБ заснована на регуляторі, який використовує вхідні дані від *GPS* та *IMU* для визначення положення, курсу та швидкості судна. На основі цих даних регулятор керуватиме виконавчими механізмами, електродвигуном з електричною комутацією (ЕЕК) (англ. - *Electronically Commutated Motor, ECM*) та сервоприводом для кожного АПП. ЕЕК приєднуються до гвинта АПП через редукторні передачі (Рис. 5). Передатне відношення між сервоприводом і з'єднанням АПП досить велике. Основні характеристики формалізованої фізичної моделі АПП представлені на Рис. 6.

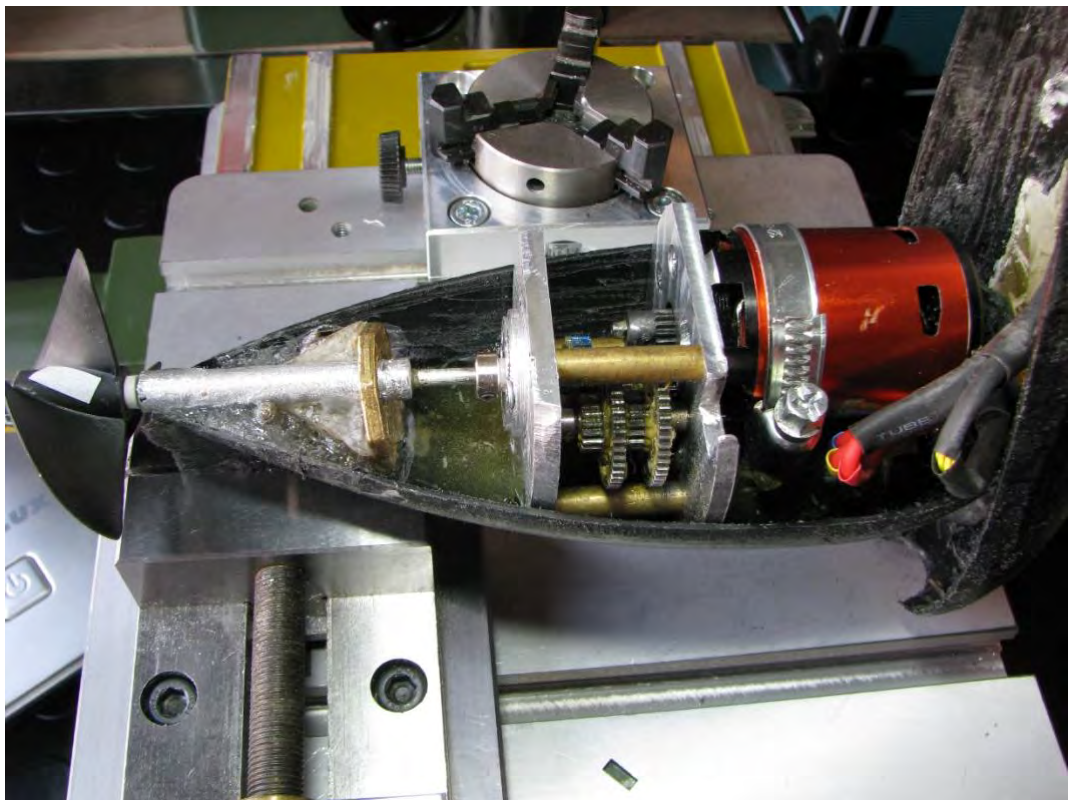


Рис. 5 Редукторна передача, що з'єднує ЕЕК з гвинтом АПП

Для регулювання частоти обертання та моменту ЕЕК вимірюються струми двигуна і розраховується пропускна здатність з високою точністю

(Рис. 7). Управління моментом є невід'ємною частиною конструкції більшості прикладних схем управління регулюванням швидкості систем електроприводів АПП.

Теоретично час наростання обертаючого моменту в перетворювачі частоти (ПЧ) з широтно-імпульсною модуляцією (ШІМ) обмежується індуктивністю двигуна в залежних інверторах струму з ланкою постійного струму [32].

Однак на практиці контролер обмежує швидкість зміни обертаючого моменту для запобігання пошкодження механічної частини електроприводу.

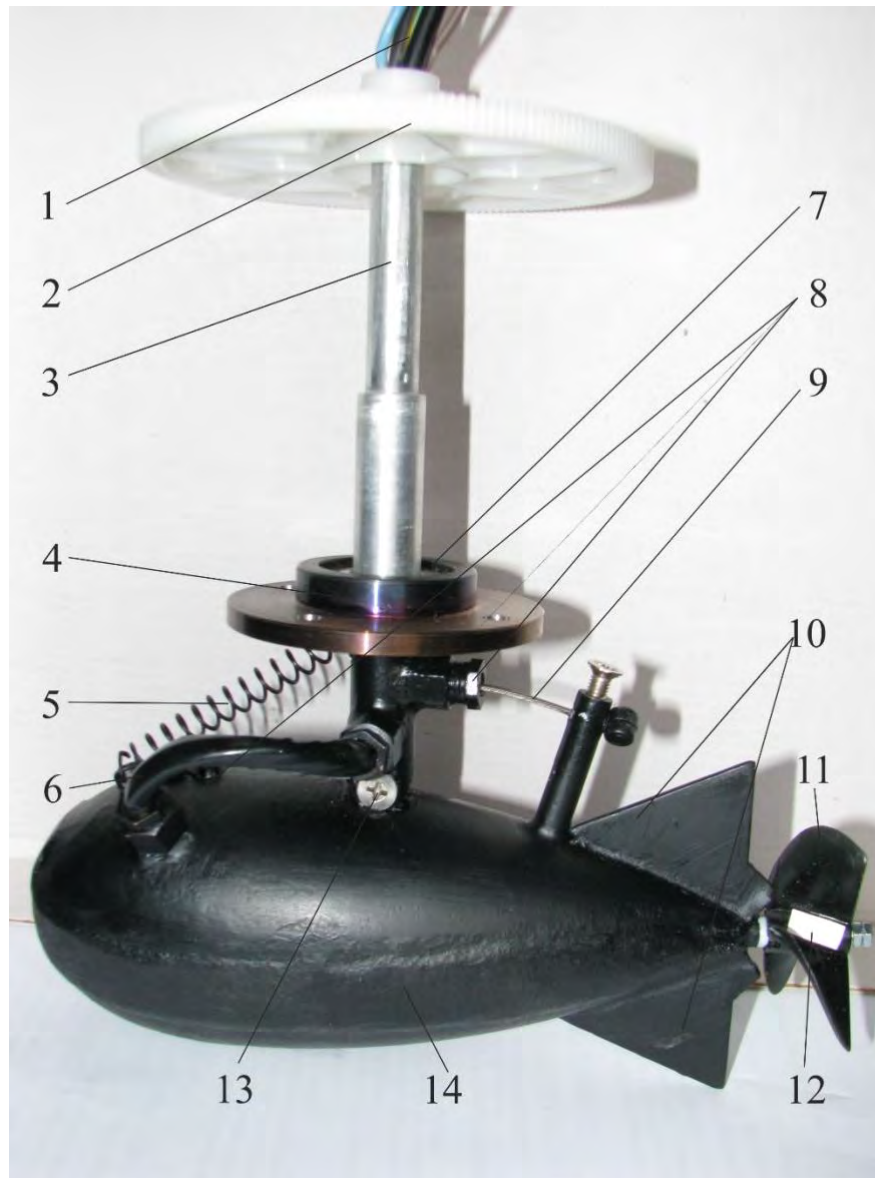


Рис. 6 Фізична модель підрулюючого пристрою з двома ступенями свободи:

1 – живлячий кабель ЕКК і тросик приводу зміни кута нахилу; 2 – ведуча шестерня приводу повороту баллеру; 3 – баллер; 4 – підшипниковий щит; 5 – пружина зворотного зв'язку приводу зміни кута нахилу; 6 – живлячий кабель; 7 – опорний підшипник; 8 – сальникові вводи; 9 – тросик приводу зміни кута нахилу; 10 – стабілізаційні крила; 11 – ГФК; 12 – люмінесцентна мітка для дистанційного виміру частоти обертання ГФК; 13 – місце з'єднання баллеру з корпусом АПП; 14 – корпус АПП з розташованим у середині ЕКК АПП

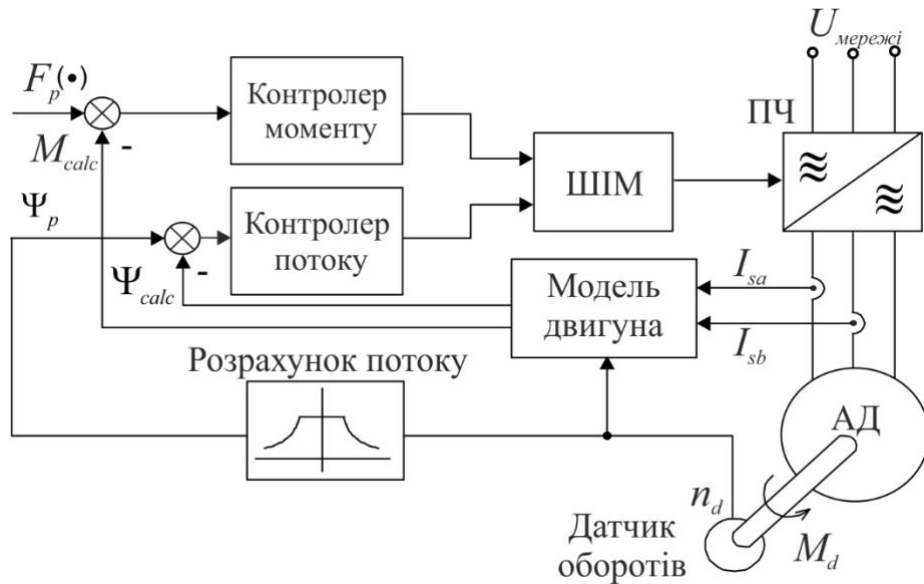


Рис. 7 Блок-схема замкнутої системи регулювання моментом ЕКК АПП: Ψ_p і Ψ_{calc} – значення заданого і розрахункового потоків, I_{sa}, I_{sb} – виміряні значення струмів статора

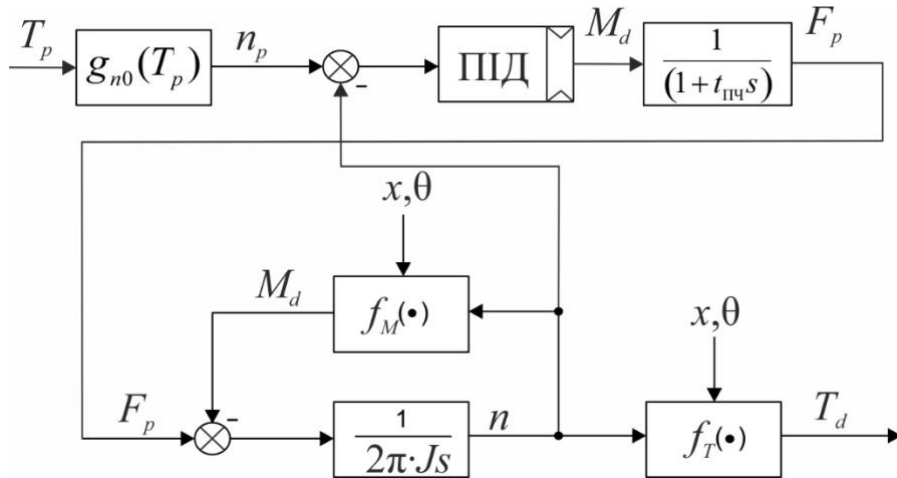


Рис. 8 Блок-схема регулятора швидкості ЕКК

Таким чином, передавальну функцію контролера можна описати залежністю

$$F_p(s) = \frac{1}{(1 - t_{\text{ПЧ}}s)} M_d(s), \quad (73)$$

де $t_{\text{ПЧ}} = 20 \div 200$ мс.

7 МОДЕЛЮВАННЯ ПОВЗДОВЖНЬОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ (СПЛЕСК ШВИДКОСТІ)

Щоб перевірити поведінку моделі та визначити, чи може регулюючий орган керувати системою, проводиться імітаційне дослідження для перевірки певних властивостей системи. Кожне моделювання виконується з одночасним та диференціальним керуванням АПП. Параметри, використані для моделювання, перелічені у 0 [31, 33, 34, 35, 36, 37, 38].

Для ГФК взаємодія між моментом гвинта M_p , який зумовлюється силою поштовху F_p , упором T_p і потужністю P_p гвинта знаходимо на підставі діаграми вільної води і рівнянь динаміки щодо частоти обертання валу і діаметра гвинта [25]:

$$\left. \begin{aligned} T_p &= \rho \cdot D_p^4 \cdot K_T \cdot n \cdot |n|; \\ M_p &= \rho \cdot D_p^5 \cdot K_F \cdot n \cdot |n|; \\ P_p &= 2\pi \cdot n \cdot M_p, \end{aligned} \right\} \quad (74)$$

де: n – частота обертання гвинта, об/с; ρ – щільність води, кг/м³; D_p – діаметр гвинта, м; K_T – коефіцієнт упору гвинта; K_F – коефіцієнт моменту.

Відносний крок гвинта $\lambda (H_p) = v_a / (n D_p)$, де v_a – швидкість притоку води на гребний гвинт. Ефективність використання гвинта на відкритій воді визначається як відношення виконаної гвинтом роботи для отримання сили тяги до роботи, необхідної для подолання крутного моменту на валу:

$$\eta_p = \frac{v_a \cdot M_p}{2\pi n T_p} = \frac{\lambda}{2\pi} \cdot \frac{K_T}{K_F}. \quad (75)$$

Значення K_T , K_F і η_p для конкретного конструктивного кроку H_p/D_p гребного гвинта АПП можна визначити, наприклад з роботи [22, табл. 5],

[До змісту](#)

виходячи з того, що число Рейнольдса $R_n = 2 \times 10^6$, кількість лопатей гвинта $Z = 4$, $D_p = 3,1$ м, дискового співвідношення $A_E/A_0 = 0,52$ (Рис. 9).

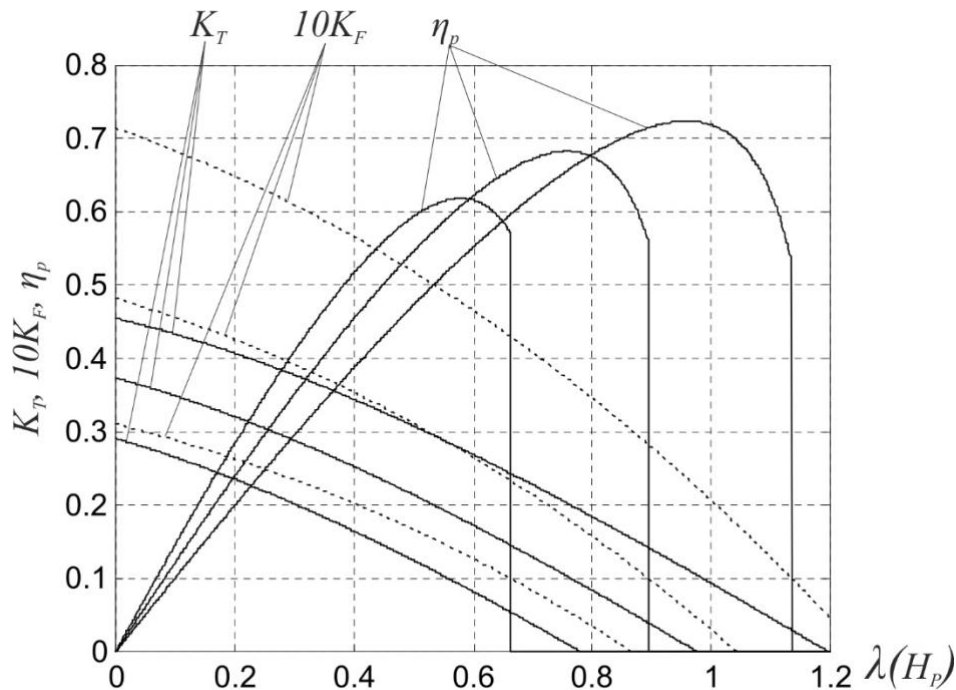


Рис. 9 Графіки залежності параметрів гребного гвинта АПП від відносного кроку гвинта: — — K_T при $H_p/D_p = 0,7$; — K_F при $H_p/D_p = 0,89$;
- - - - — η_p при $H_p/D_p = 1,1$

Відносна залежність швидкості руху гвинта від абсолютної швидкості руху судна характеризується коефіцієнтом попутного потоку w_s : $v_a = (1 - w_s)v_s$, де як правило, $0 < w_s < 0,4$. В результаті всмоктування знижується тиск за гвинтом, що призводить до збільшення опору. При цьому відносна залежність загального упору всіх гвинтів від опору руху судна характеризується коефіцієнтом горизонтального утримання (засмоктування) t_s : $k_p T_p = R_u / (1 - t_s)$ ($0 < t_s < 0,2$); k_p – кількість гвинтів; R_u – опір руху судна, Н.

Коефіцієнт t_s залежить від швидкості руху судна і обводів корпусу в районі розташування гвинта, що призводить до зниження тиску. У деяких випадках t_s може мати від'ємне значення. За допомогою коефіцієнта w_s

враховується зміна попутного потоку в порівнянні з відкритою водою, а за допомогою коефіцієнта K_F – його залежність від зміни припливу в кормовій частині.

Загальний пропульсивний ККД комплексу судно – двигун – гребний гвинт обчислюємо за формулою:

$$\eta_{pr} = \frac{R_u \cdot v_s}{2\pi n T_p} = \eta_p \cdot \eta_h \cdot \eta_r \cdot \eta_m, \quad (76)$$

Тут $\eta_h = \frac{1-t_s}{1-w_s}$ – ККД корпусу; η_m – ККД валопроводу і реверс-редукторної передачі, $\eta_m = 0,9 \div 0,95$;

$$\eta_r = \frac{\eta_{pF}}{\eta_p} = \frac{\frac{\lambda}{2\pi} \cdot \frac{K_T}{K_F}}{\eta_p} = \frac{K_F}{K_{FF}}; \quad (77)$$

де η_{pF} – ККД гвинта для даного значення K_F (див. [Рис. 9](#)).

Чутливість ЕКК [КПК](#) до втрат залежить від типу гвинта і двигуна, застосування різних стабілізаторів в конструкції корпусу судна і зміни алгоритмів управління в залежності від експлуатаційних умов.

Діючі значення упору і моменту гвинта знаходимо з співвідношень:

$$\begin{aligned} T_d &= h_T(n, x, \theta)(1-t)T_p = f_T(n, x, \theta), \\ M_d &= h_F(n, x, \theta)F_p = f_F(n, x, \theta), \end{aligned} \quad (78)$$

де: x – динамічні параметри судна; θ – залежні параметри гвинта.

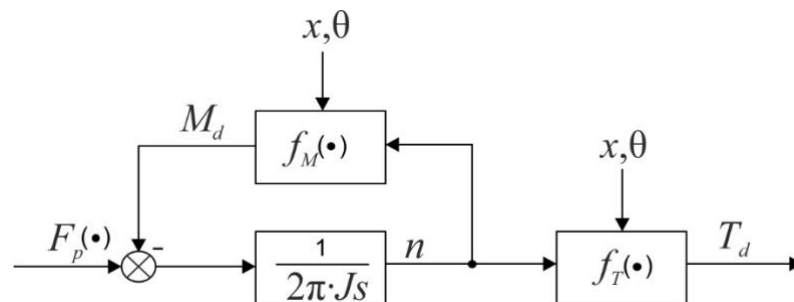


Рис. 10 Схема балансу діючих моментів гвинта: J_s – момент інерції судна

Потужність двигуна [АПП](#) визначаємо по формулам

$$\begin{aligned} P_d &= \omega T_d = 2\pi n T_d, \\ P_p &= \omega T_p = 2\pi n T_p. \end{aligned} \quad (79)$$

На підставі (74) і (79) отримуємо вирази для розрахунку упору гвинта в залежності від потужності на його валу:

$$\begin{aligned} T_d &= \operatorname{sgn}(n) \frac{\rho^{1/3} \cdot D_p^{2/3} \cdot K_T \cdot h_T (1 - t_s)}{(2\pi \cdot K_F \cdot h_F)^{2/3}} P_d^{2/3}, \\ T_d &= \frac{K_T}{K_F D_p} \cdot M_d. \end{aligned} \quad (80)$$

У разі застосування ГФК регулятор швидкості використовується для забезпечення упору гвинта. Швидкість обертання гвинта n_p (команда) задаємо, виходячи зі стандартної функції:

$$n_p = g_{n0}(T_p) = \operatorname{sgn}(T_p) \sqrt{\left| \frac{T_p}{\rho \cdot D_p^4 \cdot K_{T0}} \right|}, \quad (81)$$

яка є зворотною відносно номінальної вентиляторної характеристики, зазначеної в (74), зазвичай для $K_{T0} = K_T (J_s = 0)$.

Номінальна потужність P_N відповідає номінальному обертаючому моменту. Регулятор швидкості є ПД-регулятором з межами насичення, який обчислює необхідний крутний момент для збільшення (зменшення) швидкості. Максимальний крутний момент становить: $M_{max} = \mu M_N$, де $\mu = 1,1 \div 1,2$.

Стратегія управління моментом полягає в заміні зовнішнього контуру зворотного зв'язку за швидкістю петлею контролю крутного моменту за допомогою функції розрахунку моменту ([Рис. 11](#)) з уставкою F_p , розраховується як похідна від стандартної функції:

$$F_p = g_{T0}(T_p). \quad (82)$$

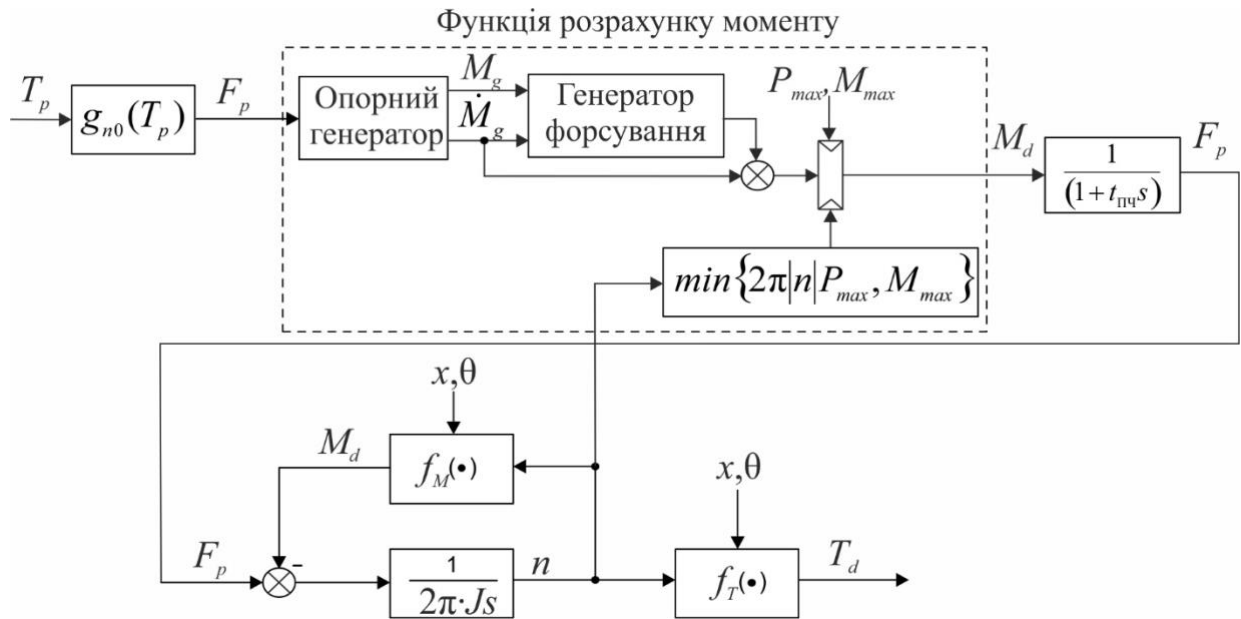


Рис. 11 Блок-схема регулятора моменту гвинта

Звідси після підстановки отримаємо

$$M_p = \rho \cdot D_p^5 \cdot K_{F0} \cdot |n| \cdot n, \quad (83)$$

де $K_{F0} = K_F(\lambda=0)$.

Згідно (74) і (83) відношення між осьовим упором і моментом має вигляд

$$M_p = \frac{D_p K_{F0}}{K_{T0}} T_p = g_{T0}(T_p). \quad (84)$$

Обмежені по максимуму значення M_{max} , P_{max} , тобто скориговані значення обертаючого моменту M_g і $\dot{M}_g$ (Рис. 11), визначаються на підставі функції розрахунку моменту гвинта і характеристик опорного генератора і генератора форсування при заданому T_p . Залежність обертаючого моменту від оборотів гвинта накладає обмеження на максимальну потужність, що враховується при визначенні перевантажувальної спроможності електродвигуна і ПЧ.

не вивчено, але для отримання об'єктивної картини необхідно аналізувати поведінку схем управління швидкістю. Припустимо, що швидкість обертання валу дорівнює заданій швидкості n_p в сталому режимі.

Використовуючи (74), (78) і (81), запишемо залежність між фактичною тягою гвинта і заданою:

$$T_d = h_T(n, x, \theta)(1 - t_s) \frac{K_T}{K_{T0}} T_p = s_n(x, \theta) T_p. \quad (86)$$

Згідно зі схемою управління крутним моментом припустимо, що обертаючі моменти двигуна і гребного гвинта дорівнюють заданому зусиллю F_p в сталому режимі. Тому з урахуванням (74), (78), (81) і (83) отримуємо

$$T_d = \frac{h_T(n, x, \theta)(1 - t)}{h_M(n, x, \theta)} \frac{K_{F0}}{K_F} \frac{K_T}{K_{T0}} T_p = s_M(n, x, \theta) T_p. \quad (87)$$

Для схеми управління потужністю, представленої на Рис. 12, як правило, потужність дорівнює P_p в сталому режимі. Тому аналогічно, використовуючи (74) – (81), (83) і (85), отримуємо

$$T_d = \frac{h_T(n, x, \theta)(1 - t)}{h_M^{2/3}(n, x, \theta)} \left(\frac{K_{F0}}{K_F} \frac{K_T}{K_{T0}} \right)^{2/3} \cdot T_p = s_P(n, x, \theta) T_p. \quad (88)$$

Як початковий тест був зроблений простий стрибок швидкості. Це робиться як для синхронного кермового управління, коли вхідні сигнали для обох АПП однакові, так і для диференціального (асинхронного), коли АПП можуть керуватися незалежно. Обидва моделювання виконуються з використанням лінеаризації приводу, де α дорівнює нулю (40).

7.1. Синхронне керування кормовими АПП

Ціль налаштування полягала в тому, щоб отримати відносно швидку перехідну характеристику з мінімальним перерегулюванням, тому акцент робився мінімізацію помилки відстеження. В основному це робиться для того,

щоб побачити зв'язок між швидкістю обертання гребних гвинтів і характеристиками стрибка навантаження, а також як поводить ся кут розташування гребного гвинта, близький до нуля. Вагові матриці та еталонне посилення визначатимуться наступним чином:

$$Q_1 = \begin{bmatrix} 100 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, Q_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, Q_3 = \begin{bmatrix} 10 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (89)$$

що дає результати, показані на [Рис. 13](#), [Рис. 14](#), [Рис. 15](#).

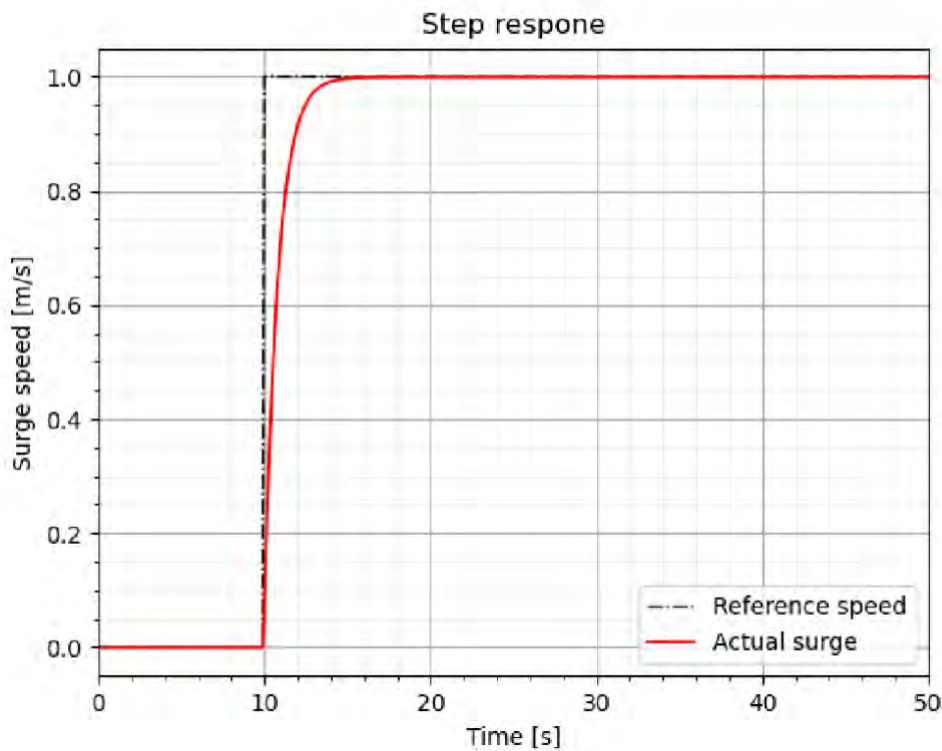


Рис. 13 Реакція на стрибок завдання

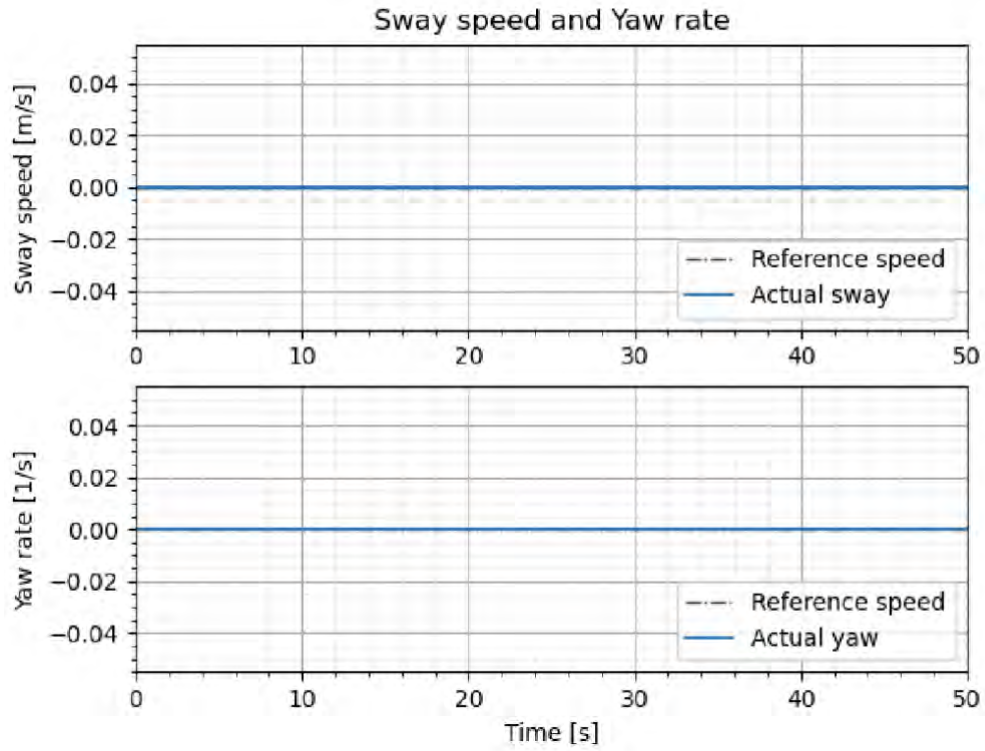


Рис. 14 Швидкість дрейфу та швидкість нищпорення

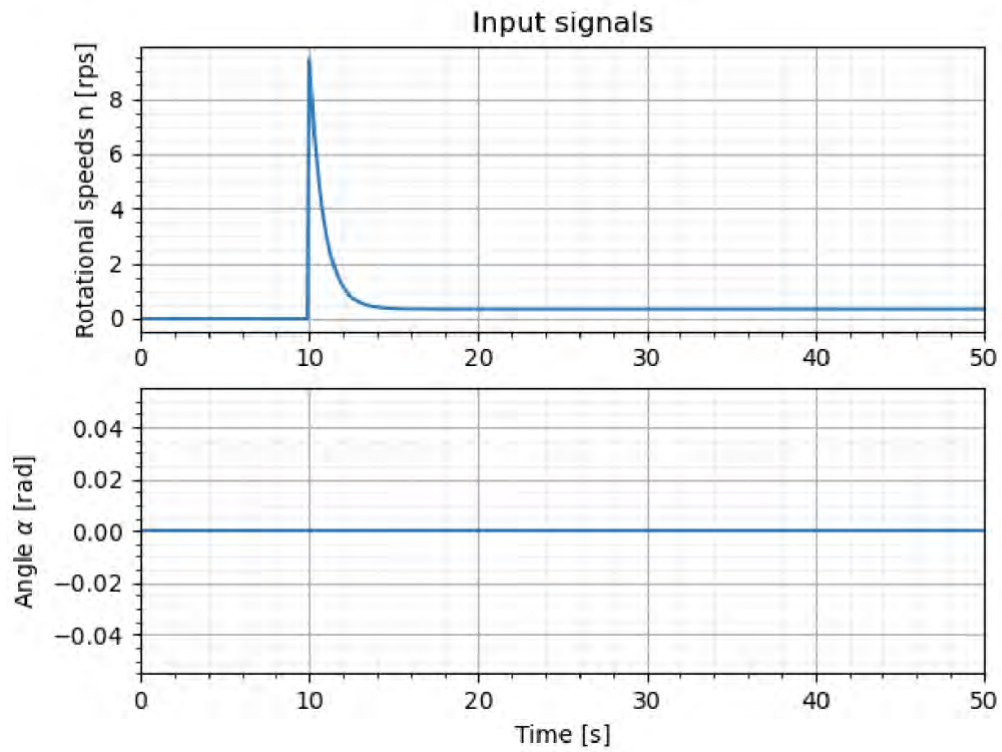


Рис. 15 Вхідні сигнали завдання стрибка швидкості та кута α

На [Рис. 15](#) можна побачити стрибок швидкості обертання, який стабілізується з постійним нульовим кутом, що призводить до швидкої реакції на стрибок та відсутності перерегулювання. Як і очікувалося, еталонний нульовий кут не призводить до дрейфу чи нишпорення, як показано на [Рис. 14](#).

7.2. Диференціальне (асинхронне) керування АПП

Для диференціального управління мета була такою ж, що і для моделюванні синхронного управління АПП, щоб отримати швидку реакцію у відповідь на збурення. Таким чином, налаштування було аналогічним, за винятком двох нижніх елементів у лівому стовпці еталонного посилення. Вони відповідають завданню і повинні мати різні знаки, щоб контролер міг використовувати їх для стабілізації системи. Вони також можуть бути нульовими, але тоді ця симуляція нічим не відрізнятиметься від симуляції з синхронним керуванням. Насправді, це не проблема, але це не розкриває можливості диференціального асинхронного управління.

Результати моделювання показані на [Рис. 16](#), [Рис. 17](#), [Рис. 18](#). Деякі схожі поведінки системи управління можна побачити на [Рис. 16](#) і [Рис. 17](#) в порівнянні з попереднім моделюванням. Це свідчить про те, що симуляція працює належним чином. На [Рис. 18](#) можна побачити деякі відмінності. Обидва двигуни мають невеликий кут розташування по відношенню до діаметральної площини судна. Це призводить до того, що обом двигунам АПП потрібна менше швидкість обертання, щоб забезпечити еталонну швидкість потоку води.

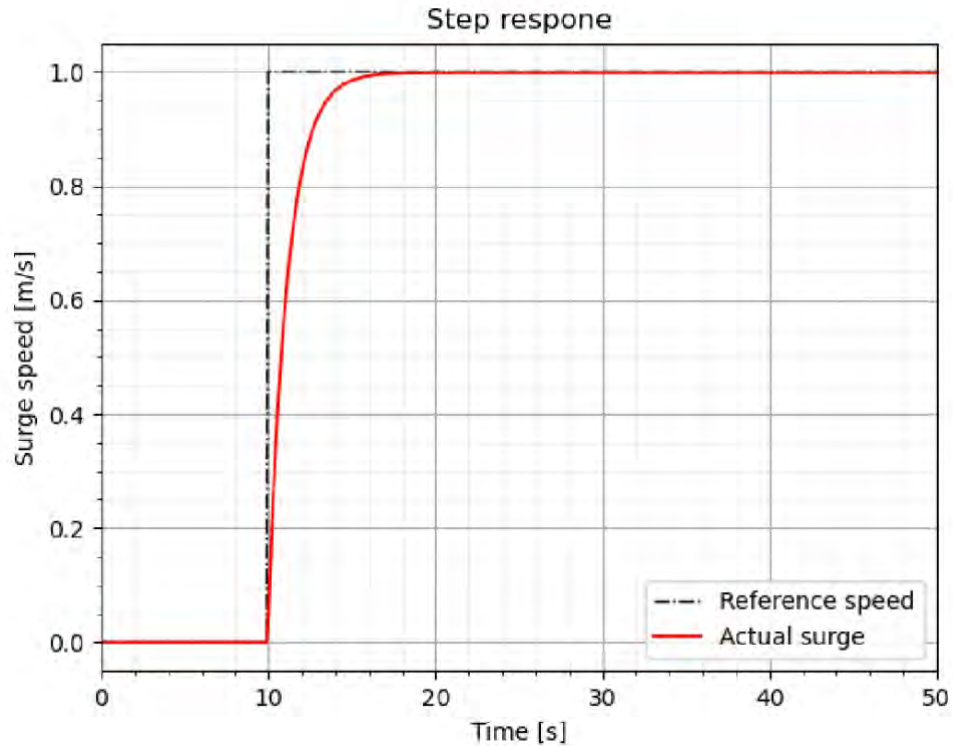


Рис. 16 Диференціальний (асинхронний) відгук на стрибок завдання

Це також може бути результатом лінеаризації, де квадратична функція швидкість обертання більш впливова аніж функція кута розташування АПП. Це також може бути через те, що елементи матриці L_r (3, 1) і (4, 1) не дорівнюють нулю (90):

$$Q_1 = \begin{bmatrix} 100 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, Q_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, L_r = \begin{bmatrix} 8.01 & 0 & 0 \\ 8.01 & 0 & 0 \\ -0.01 & 0 & 0 \\ 0.01 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (90)$$

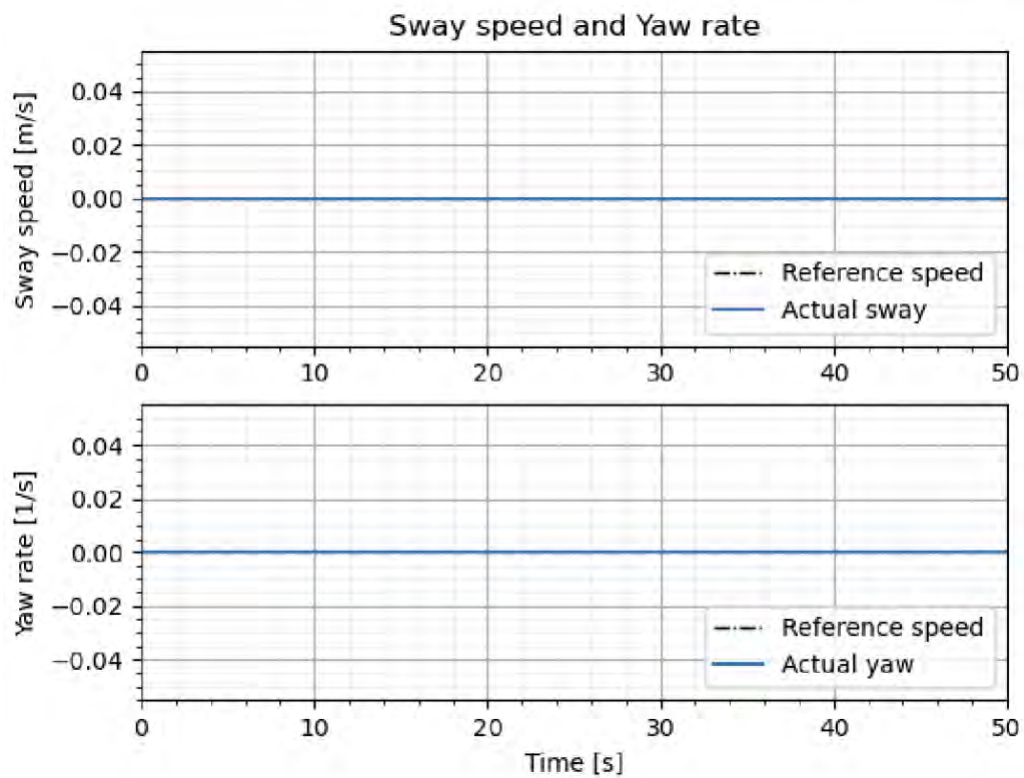


Рис. 17 Диференціальні швидкості дрейфу та нищпорення

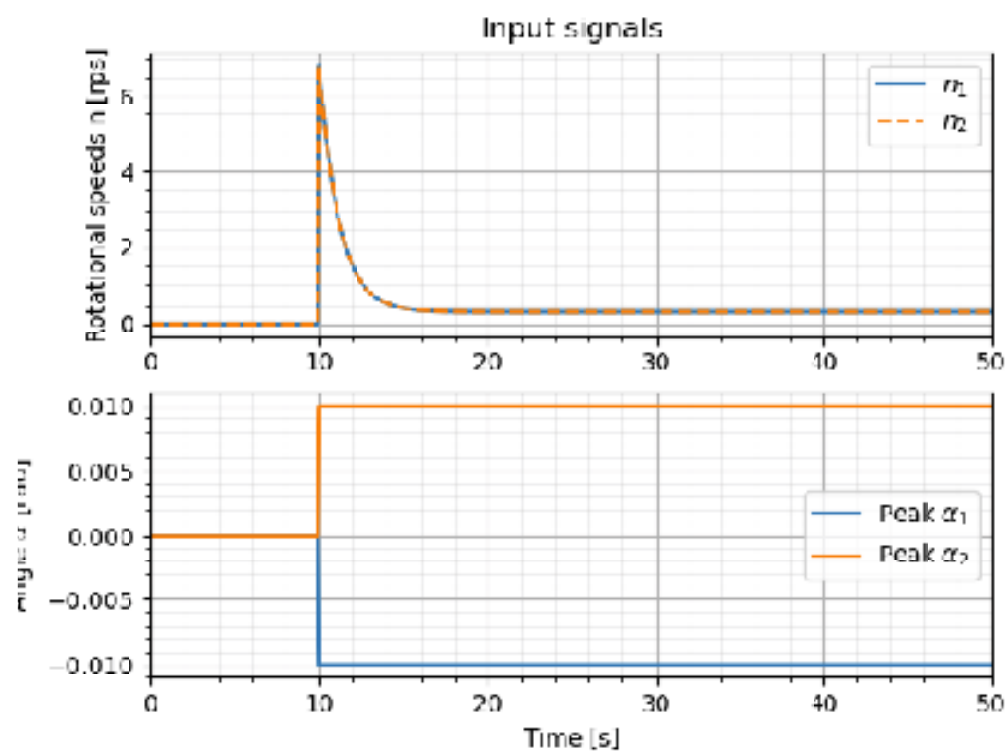


Рис. 18 Диференціальні входні сигнали завдання стрибка швидкості та кута α

8 МОДЕЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ НИШПОРЕННЯ

Щоб дослідити поведінку фізичної масштабної моделі судна при повороті, робиться крок завдання у еталонній швидкості нишпорення. Щоб перевірити можливості та реалістичну реалізацію на практиці, виконуються дві різні симуляції: одна, в якій є деяке «пом'якшення» часу встановлення та відбувається перерегулювання (піковий тест), та інша, в якій контролер намагається максимально «жорстко» дотримуватися еталонному завданню (плавний тест). Піковий тест був скоригований таким чином, щоб усі симуляції, включаючи його, мали однаковий час встановлення приблизно за 10 секунд після початку завдання. Оскільки були проведені лінеаризація та спрощення моделі, цей тест може дати нереалістичні результати, але, як і раніше, вважається таким, що відповідає можливостям системи управління.

8.1. Лінеаризація з нульовим кутом при синхронному керуванні

Для наступних симуляцій для обох АПП обираються однакові швидкість обертання та кут розташування гвинта.

У цьому моделюванні контролер використовує матриці, отримані при лінеаризації навколо робочої точки з поступальним рухом вхідних сигналів (40), які призначені для роботи з кутом розташування гвинта близького до нуля. Для контролера використовуються два різних налаштування, які виконуються для двох задач: по-перше, для стану коли вхідні сигнали дорівнюють 1, а опорний коефіцієнт підсилення регулюється для досягнення цільового значення. Інше налаштування усуває помилку стеження для збільшення швидкості обертання, забезпечуючи найближче до еталонного значення швидкості, водночас утримуючи рівень вхідного сигналу для меншого значення швидкості хитавиці. У зв'язку з цим знаходження межі встановлення потребує більше часу, що дає відомості про здатність системи

[До змісту](#)

шляхом порівняння рівномірно і більш агресивно налаштованої системи. Матриці еталонних коефіцієнтів та коефіцієнтів передачі, де p та s позначають пікові і згладжуючі індекси відповідно будуть виглядати:

$$\begin{aligned}
 Q_{1,p} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, & Q_{1,s} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0.001 & 0 \\ 0 & 0 & 200 \end{bmatrix}, \\
 Q_{2,p} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, & Q_{2,s} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \\
 L_{r,p} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -21.8 \end{bmatrix}, & L_{r,s} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -13.95 \end{bmatrix}.
 \end{aligned} \tag{91}$$

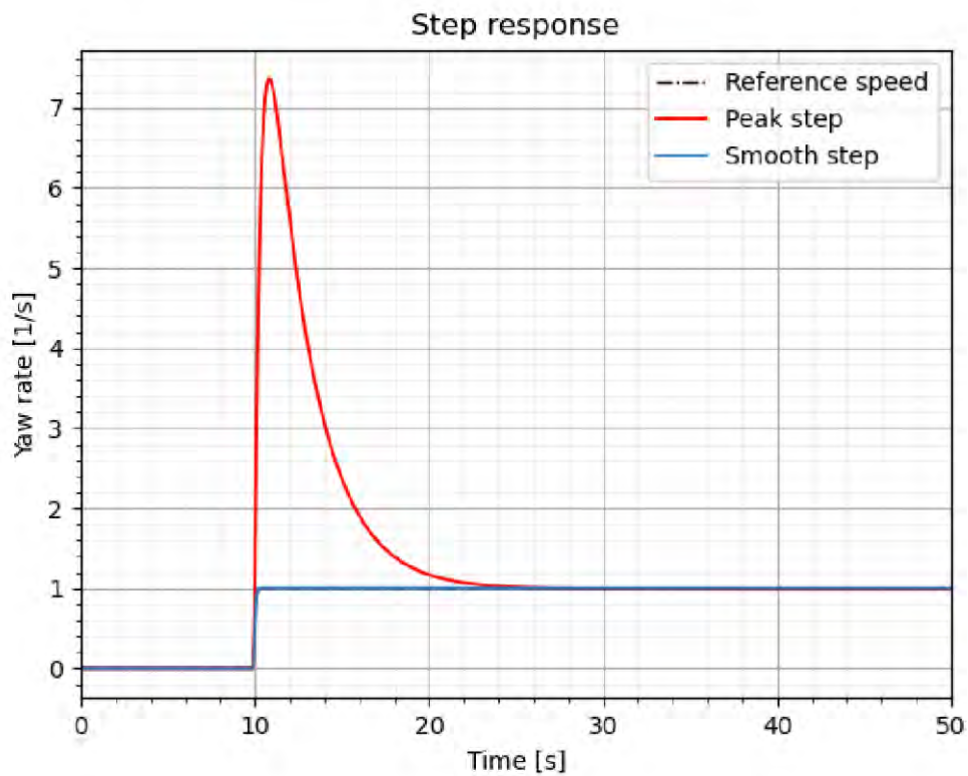


Рис. 19 Перехідна характеристика лінеаризації нульового кута

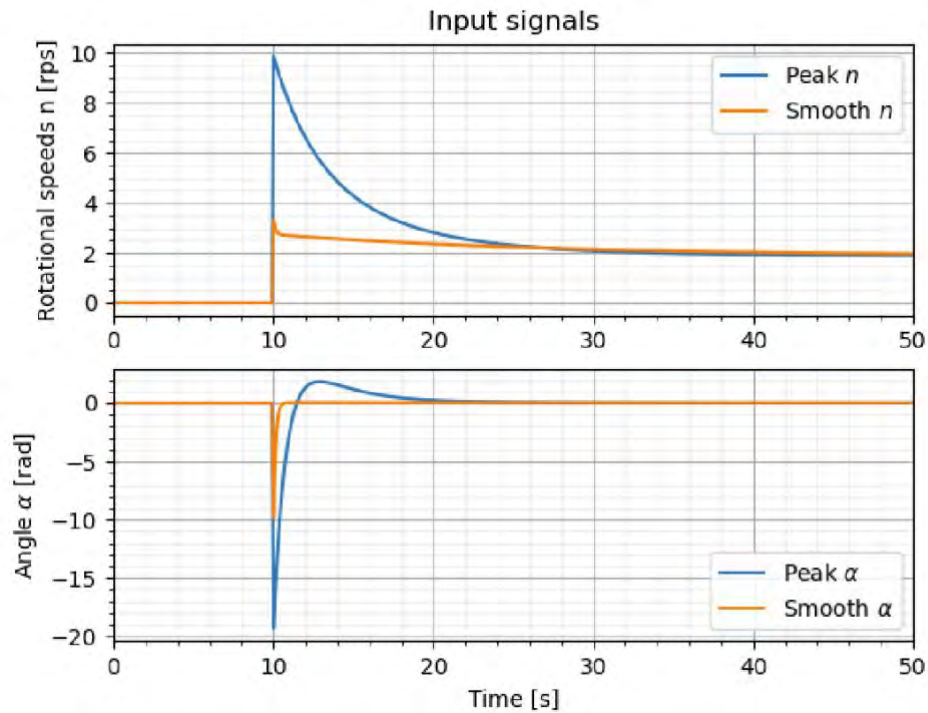


Рис. 20 Вхідні сигнали лінеаризації нульового кута

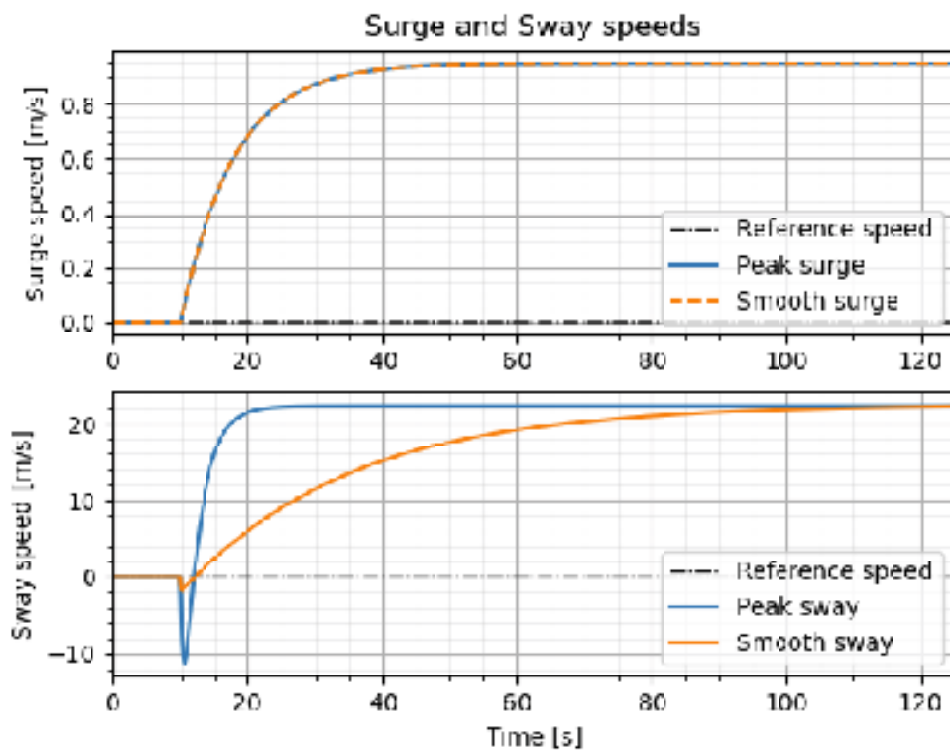


Рис. 21 Лінеаризація при нульовому куті швидкості руху та дрейфу

Згідно Рис. 21 кінцеве значення α дорівнює:

$$\alpha_p = \alpha_s = 0.04 \text{ рад.}$$

На Рис. 19 показано основні результати роботи двох різних регуляторів. Регулятор налаштування максимального значення забезпечує перерегулювання в 7 разів вище еталонного значення, але стабілізується після 10 с. Найімовірніше, це результат зміни кута розташування АПП, як показано на Рис. 20, на якому α досягає дуже високого негативного значення, близького до -20 рад, що далеко від реалістичного сценарію для реального АПП. Цей факт дає підстави переоцінювання необхідності більш різкої зміни швидкості нищпорення над повільною для протидії стану коли перерегулювання досягає такого високого значення. Однак, зменшення α є доцільним з фізичної точки зору, тому що невеликий негативний кут забезпечить позитивний крутний момент навколо осі z і позитивну швидкість нищпорення. Хоча це може бути спірним моментом, якщо такий маленький кут може мати такий вплив, якщо нульовий кут дає аналогічні результати для цього режиму контролера. Іншим цікавим аспектом є те, наскільки розділені швидкість обертання та кидки швидкості, оскільки регулятор показує однакову поведінку для обох симуляцій, що для реального АПП може суттєво вплинути на результати.

У регуляторі з плавним налаштуванням вихідне значення ніби «слідuje» за еталонним, але має дві відмінності від іншого регулятора: таке саме зменшення і відновлювання α до кінцевого стабілізованого значення менш ніж за секунду, що не можливо для реального АПП завдяки його динамічним властивостям. На Рис. 21 швидкість коливання встановлюється значно повільніше, що може вказувати на те, що існує деяка незв'язана поведінка, оскільки вхідним сигналом для системи є той самий проміжок часу 20 секунд, але швидкість коливання у цей час відрізняється. Деяка нереалістична поведінка АПП може бути пов'язана з лінеаризацією α і його тригонометричною залежністю. Тригонометрична функція, яка є періодичною і тільки розподіляє сили, створювані числом оборотів між x_b і осі y_b , не може перевищувати 1. При застосуванні лінеаризації регулятор «вважає», що

вищому значенню α відповідає вище значення результуючої сили, що на практиці не відповідає дійсності.

8.2. Лінеаризація з ненульовим кутом при синхронному керуванні

Модель налаштовується на підставі методу лінеаризації (41), де кут розташування гвинтів α має невелике негативне значення, яке вважається близьким до результуючого кінцевого значення для заданої симуляції швидкості нищпорення. Це робиться для того, щоб побачити, чи дасть це налаштування кращі результати, ніж лінеаризація з нульовим кутом. Цілі проектування налаштування аналогічні попереднім симуляціям. Одна з основних відмінностей полягає в тому, що третій елемент у першому рядку для заданого значення коефіцієнта посилення також потребував налаштування, інакше стрибок швидкості має тенденцію прийняти негативне значення, що вимагає іншої поведінки моделі та ускладнює порівняння двох симуляцій. Вагові матриці та значення коефіцієнта посилення для цієї симуляції наступні:

$$\begin{aligned} Q_{1,p} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, & Q_{1,s} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0.001 & 0 \\ 0 & 0 & 200 \end{bmatrix}, \\ Q_{2,p} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, & Q_{2,s} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \\ L_{r,p} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 10 \\ 0 & 0 & -21.2 \end{bmatrix}, & L_{r,s} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 3.61 \\ 0 & 0 & -14.01 \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (92)$$

що дає результати, показані на [Рис. 22](#), [Рис. 23](#) та [Рис. 24](#).

Згідно [Рис. 23](#) кінцеве значення α дорівнює:

$$\alpha_p = \alpha_s = 0.017 \text{ рад.}$$

Ці результати аналогічні тим, які були отримані у підрозділі 8.1, але з деякою відмінністю у поведінці моделі. Пікове налаштування дає трохи кращі результати, оскільки його перерегулювання досягає лише 6-кратного еталонного значення. Основна відмінність полягає у вищій швидкості обертання гребних гвинтів, яка майже вдесятеро впливовіша на швидкість повздовжнього просування. Тобто, немінімальний фазовий відгук співпадає з найшвидшим відгуком при досягненні максимальної швидкості піку завдання. Плавне налаштування робить реакцію регулятора повільнішою, ніж під час «пікового налаштування» відповідно до $Q_{1,s}$ (92).

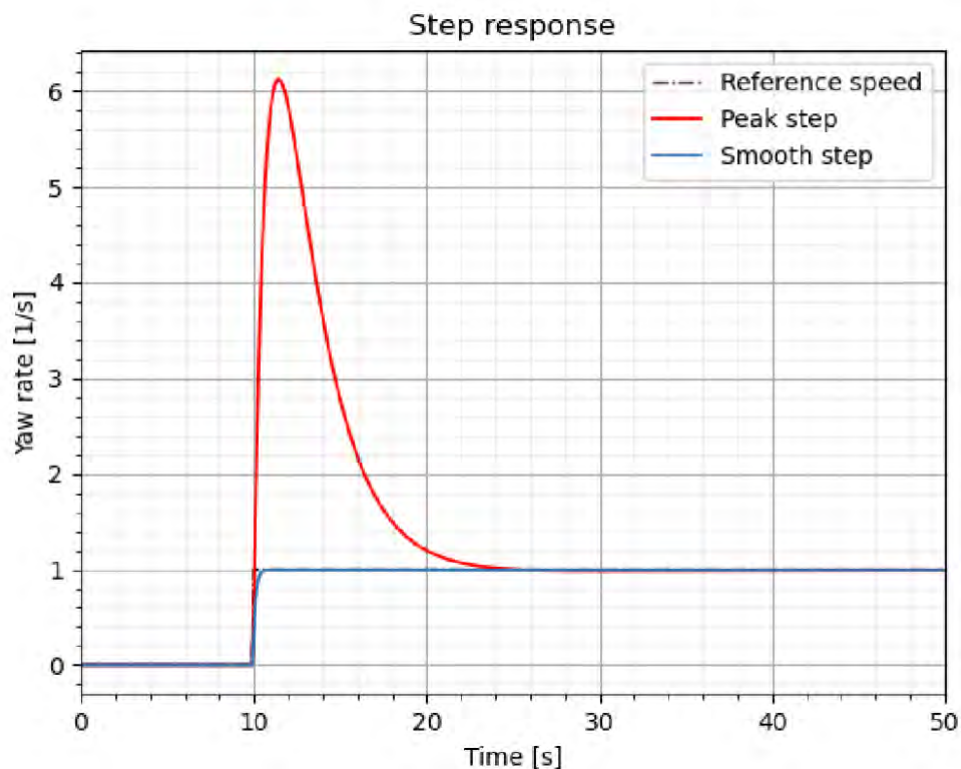
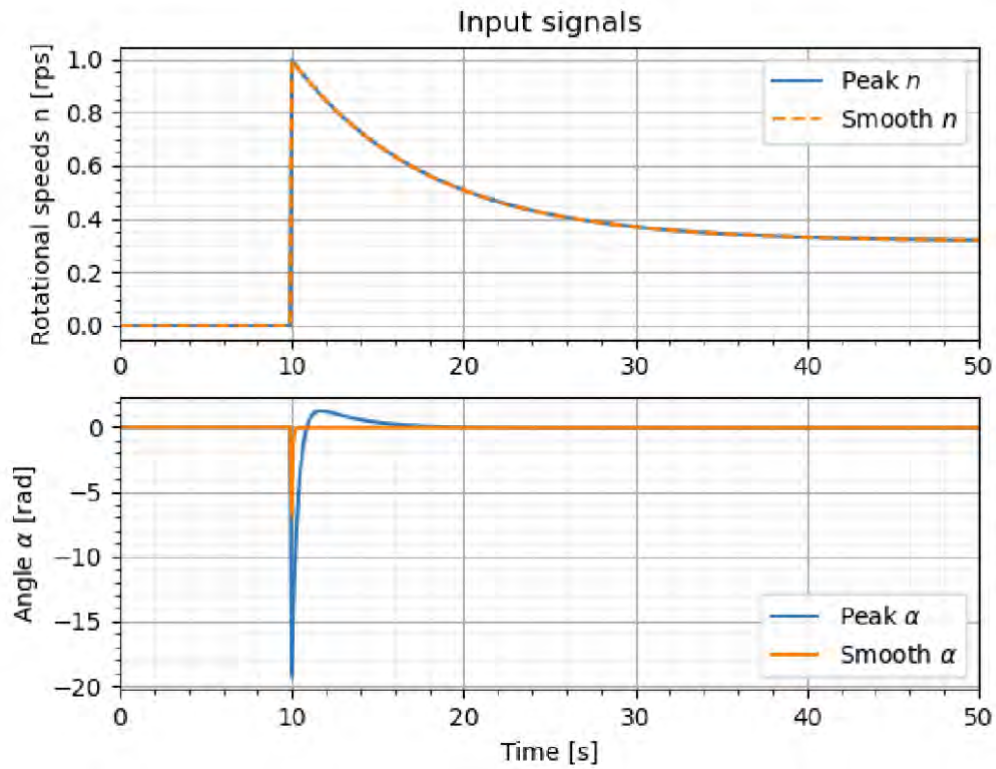
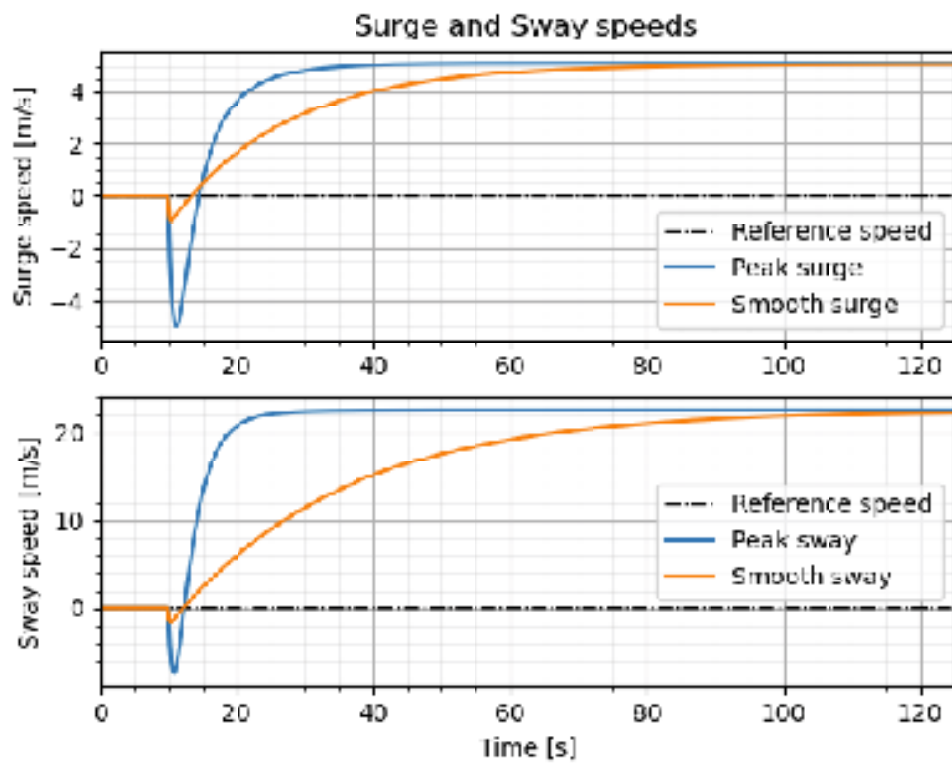


Рис. 22 Перехідна характеристика з ненульовим кутом α

Рис. 23 Вхідні сигнали з ненульовим кутом α Рис. 24 Швидкості руху та дрейфу з ненульовим кутом α
[До змісту](#)

Найцікавішим у даному моделюванні у порівнянні з підрозділом 8.1 – це графіки вхідних сигналів на Рис. 23. Швидкість обертання має значно більше значення, на відміну від кута α , результуюча перехідна характеристика якого майже не змінилася. По-перше, це може бути результатом лінеаризації, при якій контролер в основному реагує на завдання кута α з підтримкою n на тому ж рівні, якщо не має потреби у збільшенні швидкостей обертання. По-друге, вхідні сигнали показують, які значення уставки для α є позитивними, близькими до нуля, але позитивними. Теоретично, для процесу моделювання, так не повинно бути.

8.3. Лінеаризація з нульовим кутом при асинхронному керуванні

У наступному моделюванні застосовується диференціальне управління, іншими словами, можливість незалежного керування швидкістю та кутом обертання обох АПП.

По-перше, використовується лінеаризація з нульовим кутом α для диференціального (асинхронного) управління кормовими АПП. Моделювання здійснюється за тим же алгоритмом для дослідження двох схем налаштування з різними цілями. Використовуючи диференціальне (асинхронне) управління, можна спостерігати дещо іншу, потенційно більш покращену поведінку контролеру, що підтверджується наступними результатами .

$$\begin{aligned} Q_{1,p} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, & Q_{1,s} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0.01 & 0 \\ 0 & 0 & 250 \end{bmatrix}, \\ Q_{2,p} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, & Q_{2,s} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (93)$$

$$L_{r,p} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -15 \\ 0 & 0 & -15 \end{bmatrix}, \quad L_{r,s} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -11.9 \\ 0 & 0 & -11.9 \end{bmatrix}.$$

Кінцеві значення α_p та α_s (Рис. 28) дорівнюють:

$$\alpha_p = -0.08 \text{ рад}, \quad \alpha_s = -0.37 \text{ рад}.$$

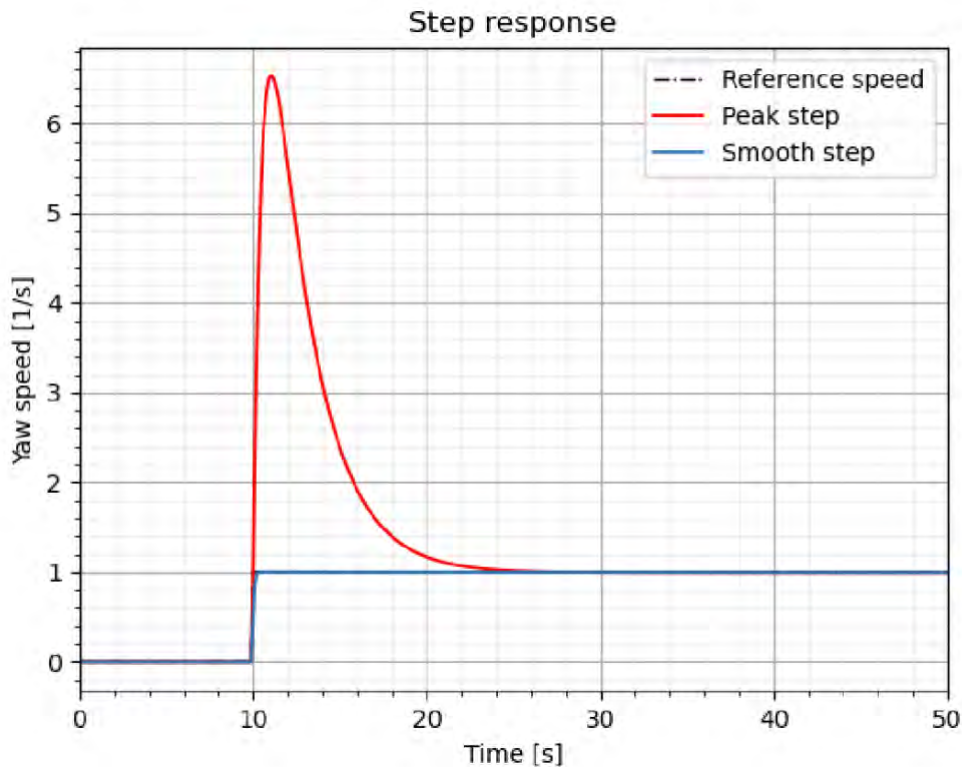


Рис. 25 Диференційна перехідна характеристика для нульового кута α

Перехідні характеристики для швидкостей повздовжнього руху, дрейфу та нищпорення (Рис. 25, Рис. 26), показують роботу АПП, аналогічну моделюванню синхронного управління в підрозділі 8.1. Тут викид ступінчастої характеристики нижче, а швидкість повздовжнього руху досягає більш високого кінцевого значення. Однак у вхідних сигналах можна спостерігати деякі цікаві речі. Кут α однаковий для обох двигунів з двома різними налаштуваннями, незважаючи АПП мають диференціальну ступінь

[До змісту](#)

свободи. Це може бути результатом лінеаризації, що робить його єдиним адекватним рішенням. Великий провал, показаний на [Рис. 28](#), при цьому моделювання є меншим, що свідчить про кроки у правильному напрямку. Остаточне значення α для пікового налаштування практично аналогічне синхронному управлінню, але плавне налаштування ближче до фактичного значення $\pi/6$, що також є хорошим показником для цього контролера.

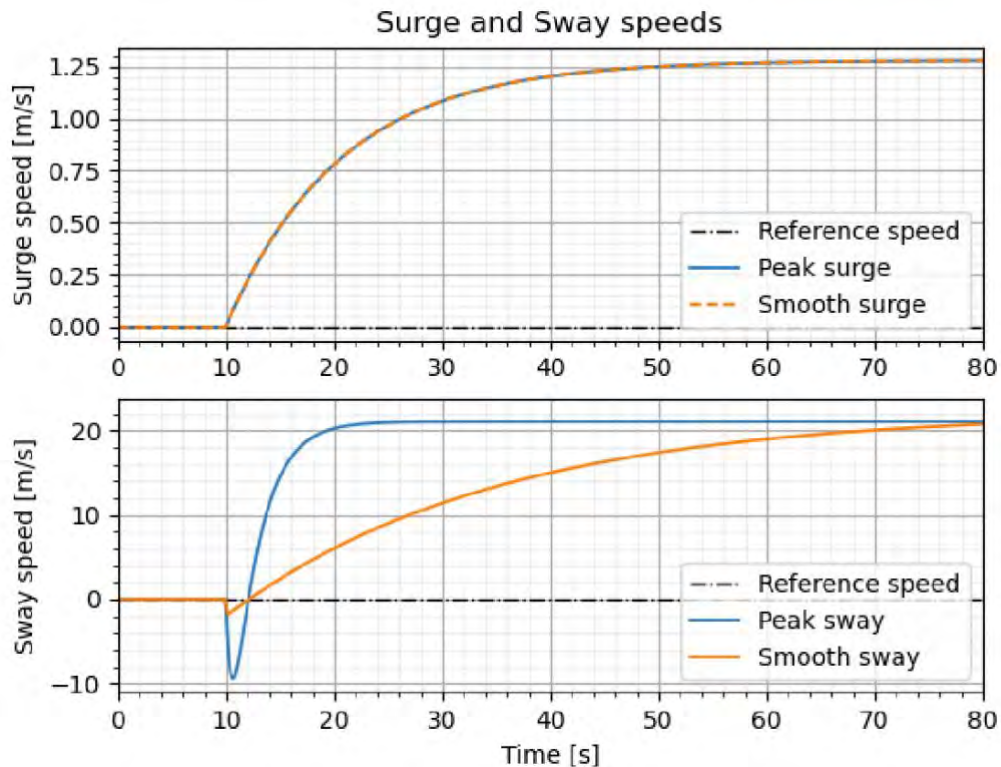


Рис. 26 Диференціальні швидкості повздовжнього руху та дрейфу при нульовому куті α

Можна спостерігати абсолютно відмінні показники n ([Рис. 27](#)), що вказує на менший вплив на систему цього вхідного сигналу. Для обох налаштувань один з гвинтів обертається з меншою швидкістю, що на практиці є перевагою. Коли один рушій забезпечує більшу тягу, він створює відповідний крутний момент, повертаючи судно. Використовуючи цю різницю в швидкості обертання, контролер може більш ефективно регулювати швидкість повороту судна.

Проблема, яку можна побачити при цьому моделювання, полягає в тому, що будь яка конфігурація значень швидкості обертання АПП рухає судно «неправильно». Оскільки рушій 1 розміщений праворуч від осі x_b , а рушій 2 ліворуч, таке відпрацювання забезпечить негативну швидкість повороту. Це ще одна ознака того, що контролер протидіє сам собі, що підтверджує наслідок лінеаризації вхідного сигналу.

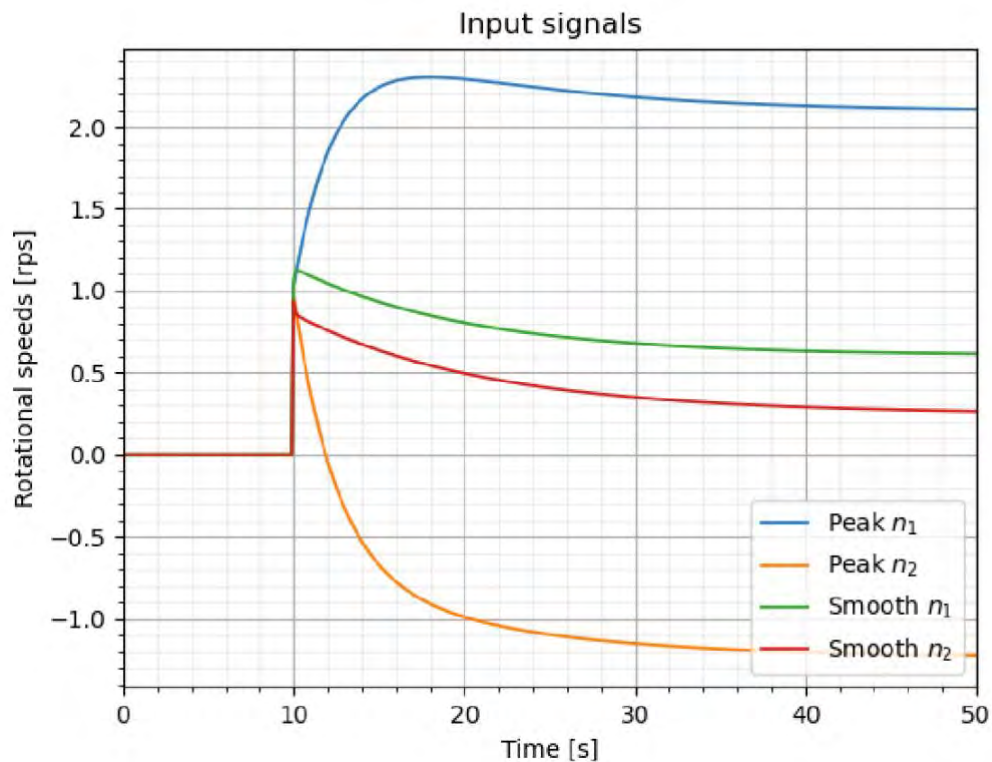


Рис. 27 Диференціальні швидкості обертання АПП при нульовому куті

α

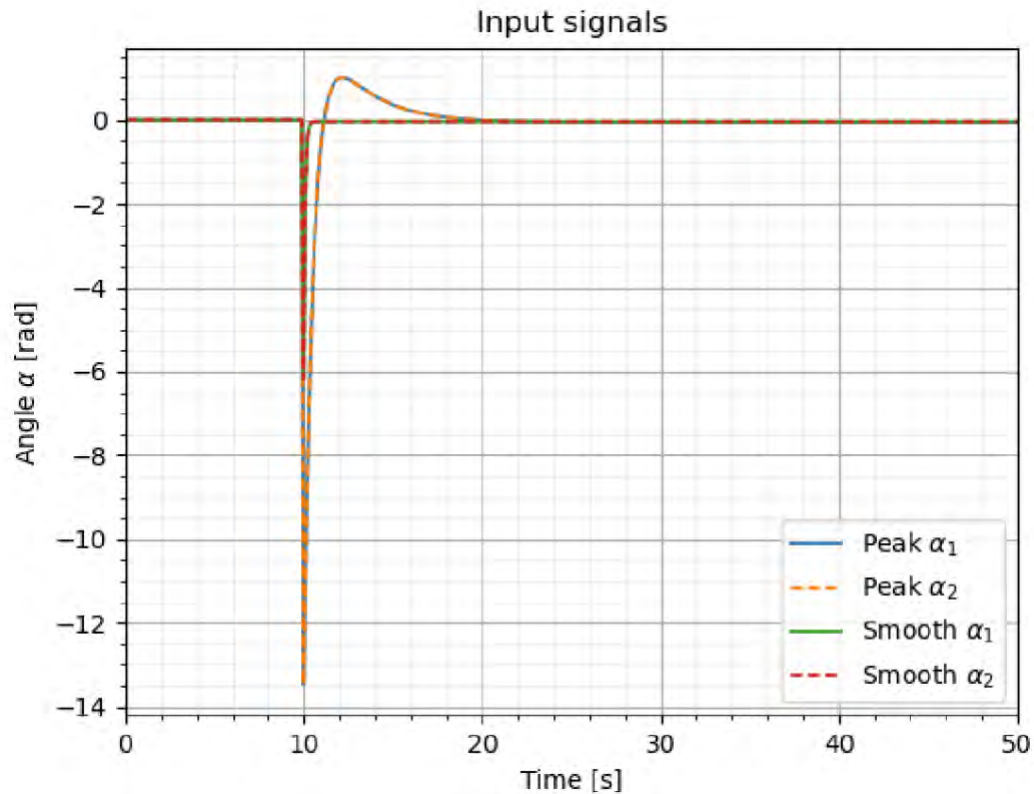


Рис. 28 Диференціальні входні сигнали при заданому нульовому куті α

8.4. Лінеаризація з ненульовим кутом при асинхронному керуванні

Наступні налаштування засновані на моделі з лінеаризацією ненульового диференціального кута (41) і мають ті ж аспекти налаштування, що і у попередньому моделювання з такою ж проблемою, що й у в підрозділі 8.1, де контролеру були потрібні негативні стрибки швидкості. Тому це також було виправлено за допомогою налаштування контролера. Вагові матриці та еталонне посилення мають наступний вигляд:

$$Q_{1,p} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad Q_{1,s} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0.05 & 0 \\ 0 & 0 & 250 \end{bmatrix},$$

$$Q_{2,p} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad Q_{2,s} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (94)$$

$$L_{r,p} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 5 \\ 0 & 0 & 5 \\ 0 & 0 & -5.31 \\ 0 & 0 & -5.31 \end{bmatrix}, \quad L_{r,s} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 6 \\ 0 & 0 & 6 \\ 0 & 0 & -9.81 \\ 0 & 0 & -9.81 \end{bmatrix}.$$

Результати моделювання представлені на [Рис. 29](#), [Рис. 30](#), [Рис. 31](#), [Рис. 32](#).

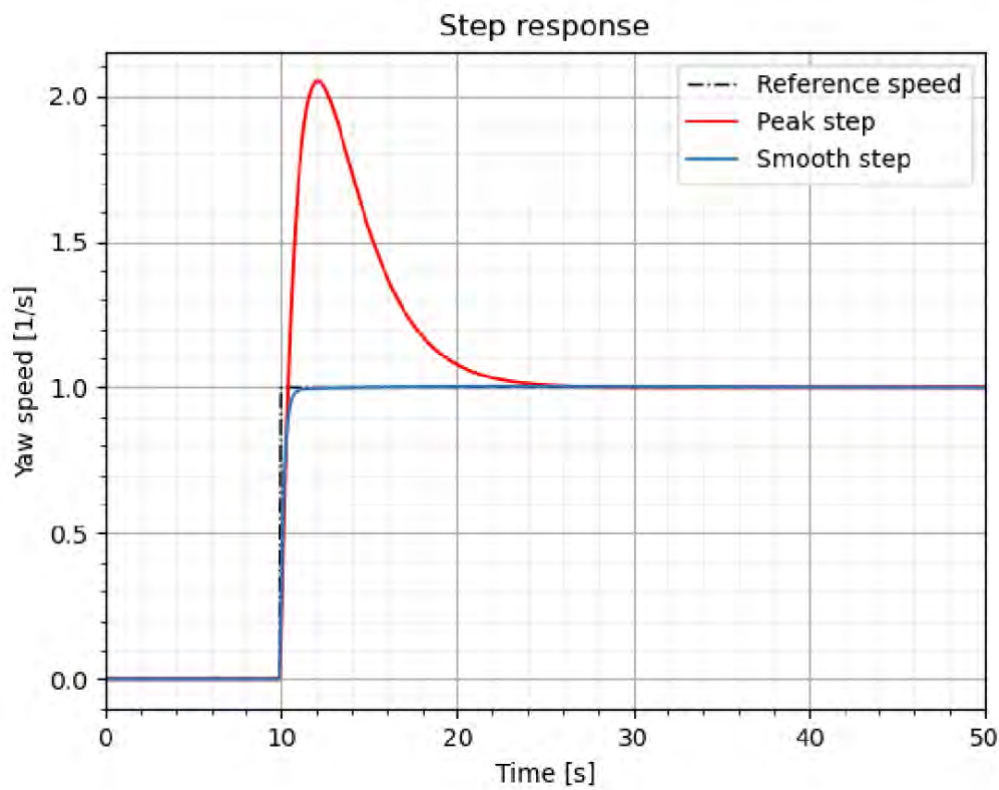


Рис. 29 Диференційна перехідна характеристика
з ненульовим кутом α

Кінцеві значення α_p та α_s ([Рис. 32](#)) дорівнюють:

$$\alpha_{p,1} = 3.64 \text{ рад}, \quad \alpha_{s,1} = 2.68 \text{ рад.}$$

$$\alpha_{p,2} = -4.81 \text{ рад}, \quad \alpha_{s,2} = -3.52 \text{ рад.}$$

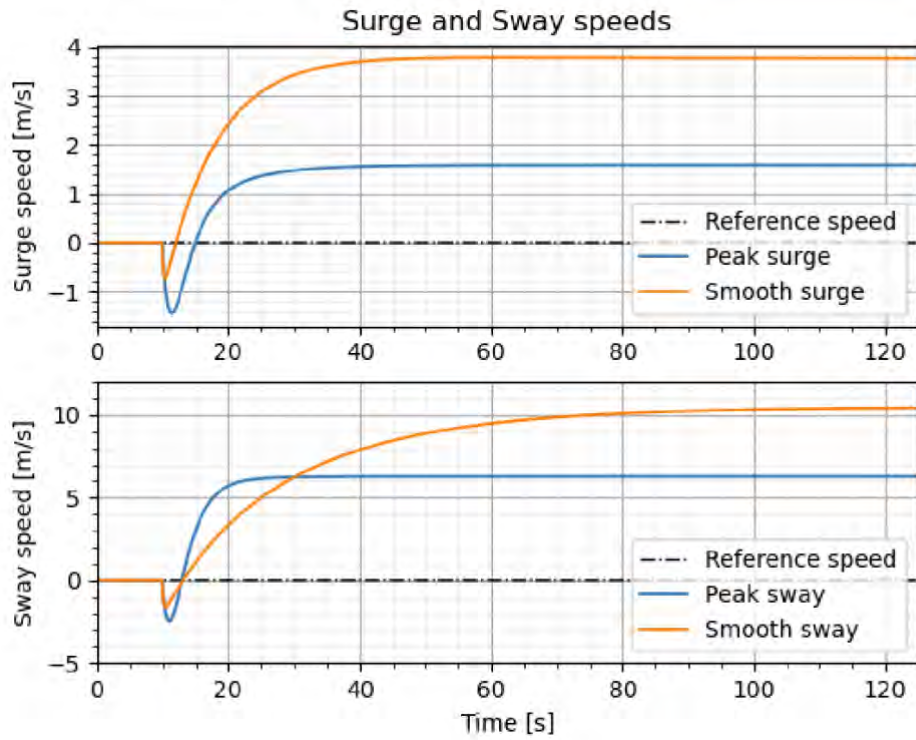


Рис. 30 Диференціальні швидкості повздовжнього руху та дрейфу при ненульовому куті α

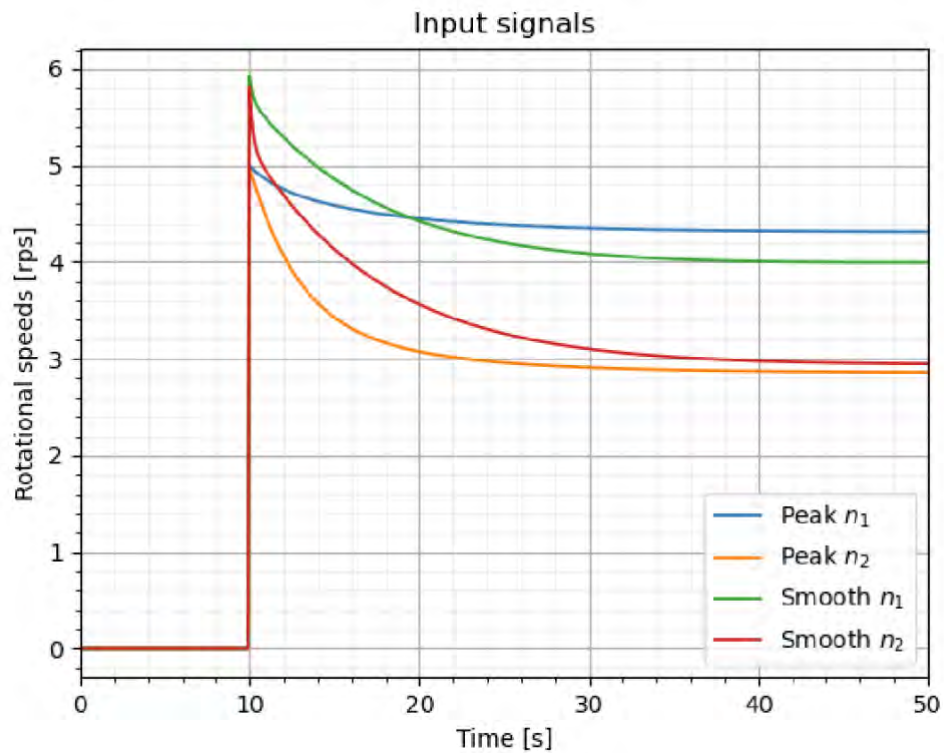


Рис. 31 Диференціальні швидкості обертання з ненульовим кутом

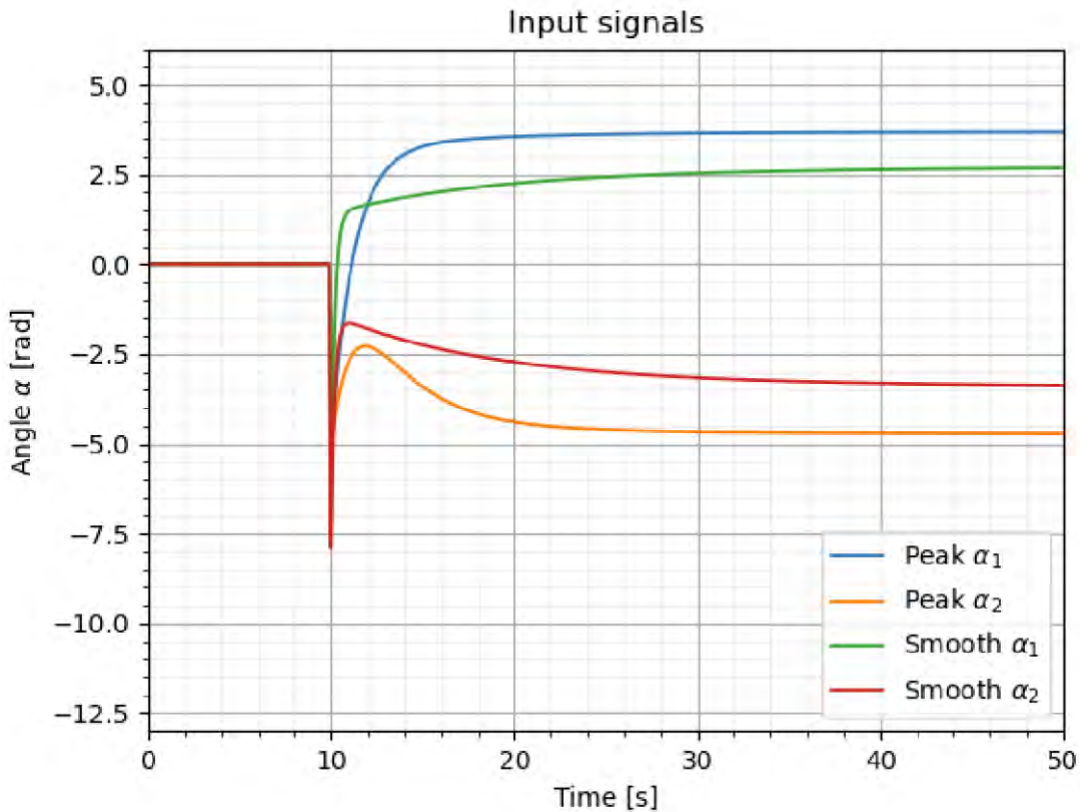


Рис. 32 Диференціальні входні сигнали при заданому ненульовому куті α

Результати моделювання є унікальними з усіх моделювань швидкості нищпорення. Піковий крок показує, що викид значно нижчий, ніж у будь-якому з попередніх розрахунків. Це перевищення досягає лише подвійного значення по відношенню до еталонного. Графіки перехідних процесів на [Рис. 32](#) демонструють аналогічні попереднім моделюванням результати, але з іншими кінцевими значеннями. Вони можуть бути налаштовані за допомогою застосування еталонного посилення, що не обов'язково, тому що ціль моделювання з'ясувати як поведінка АПП впливає на систему, а не які остаточні значення кутів α .

Однак, на практиці, входні сигнали «поводяться» реалістично. Як налаштування стрибків, так і плавне налаштування призводять до подібних перехідних характеристик, але з різними кінцевими значеннями. Ці значення

[До змісту](#)

були інтерпретовані та проілюстровані на [Рис. 33](#). Тут ми бачимо, що обидва двигуни АПП, як і в попередніх симуляціях, протидіють один одному, але тепер у керований спосіб. Лівий АПП має більшу величину кута α порівняно з правим, що забезпечує більший крутний момент навколо осі z і, отже, збільшення швидкості повороту. Хоча правий двигун має більшу швидкість обертання, створюючи негативний крутний момент навколо осі z і, таким чином, скасовуючи сили від лівого двигуна. Це дозволяє досягти постійної швидкості повороту. Однак метод створює багато непотрібних протилежних сил у напрямку y_b . Величини кутів все ще далекі від робочої точки, що робить точність лінеаризації низькою. Однак отримані результати демонструють тенденції у правильному напрямку.

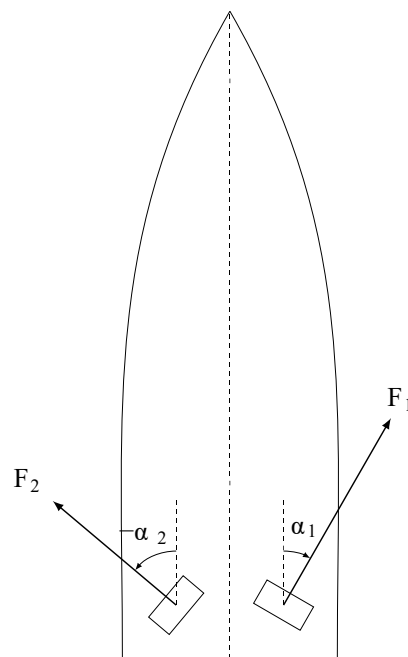


Рис. 33 Ілюстрація результатів диференціального моделювання з відмінним від нуля кутом α .

8.5. Захисне налаштування

Для подальшого тестування можливостей системи був розроблений контролер встановлення обмежень азимутальних кутів замість строгого дотримання еталонного кроку швидкості нищпорення. Це моделювання було виконано з диференціальною ненульовою кутовою лінеаризацією. Матриці вагових та еталонних коефіцієнтів посилення для цієї симуляції наступні:

$$Q_1 = \begin{bmatrix} 0.01 & 0 & 0 \\ 0 & 0.01 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, Q_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, L_r = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 6 \\ 0 & 0 & 6 \\ 0 & 0 & -1.31 \\ 0 & 0 & -1.31 \end{bmatrix}.$$

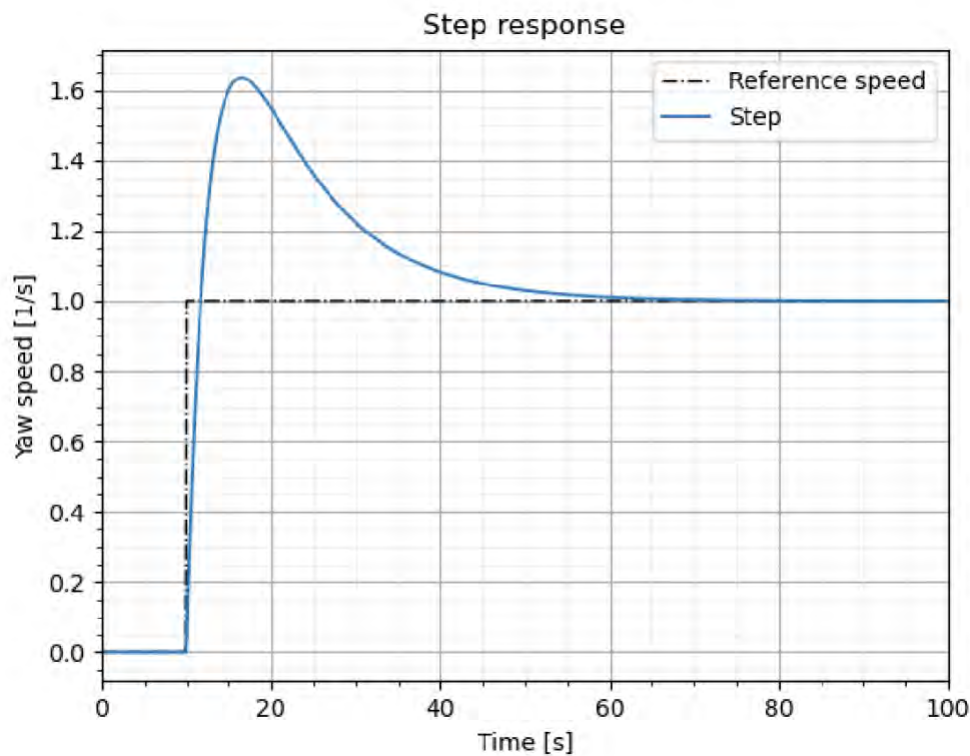


Рис. 34 Захисно налаштована покрокова характеристика

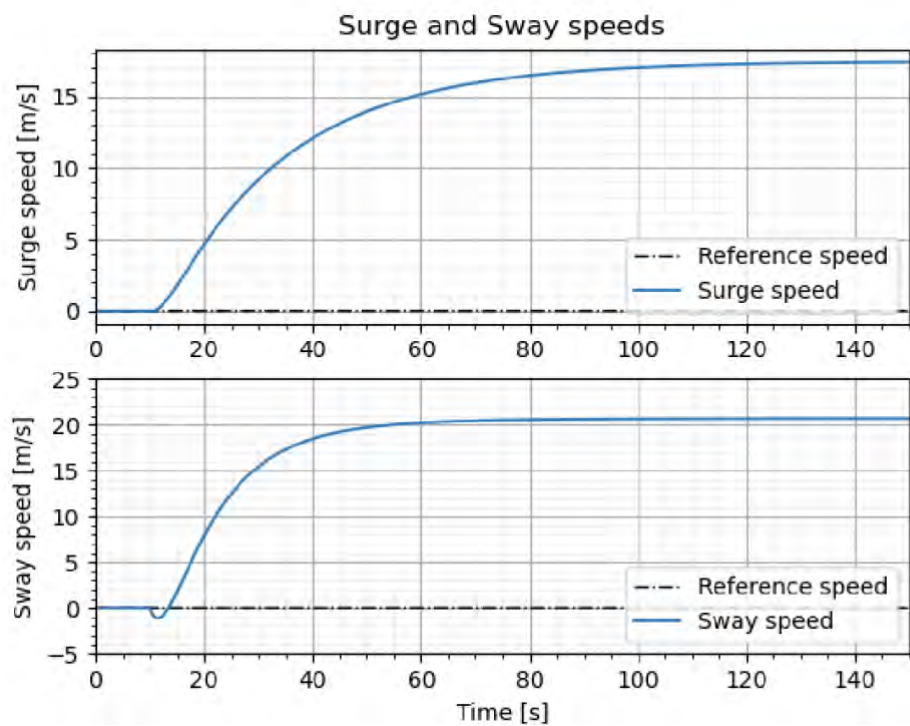


Рис. 35 Захисно налаштовані прискорень повздовжнього руху та дрейфу

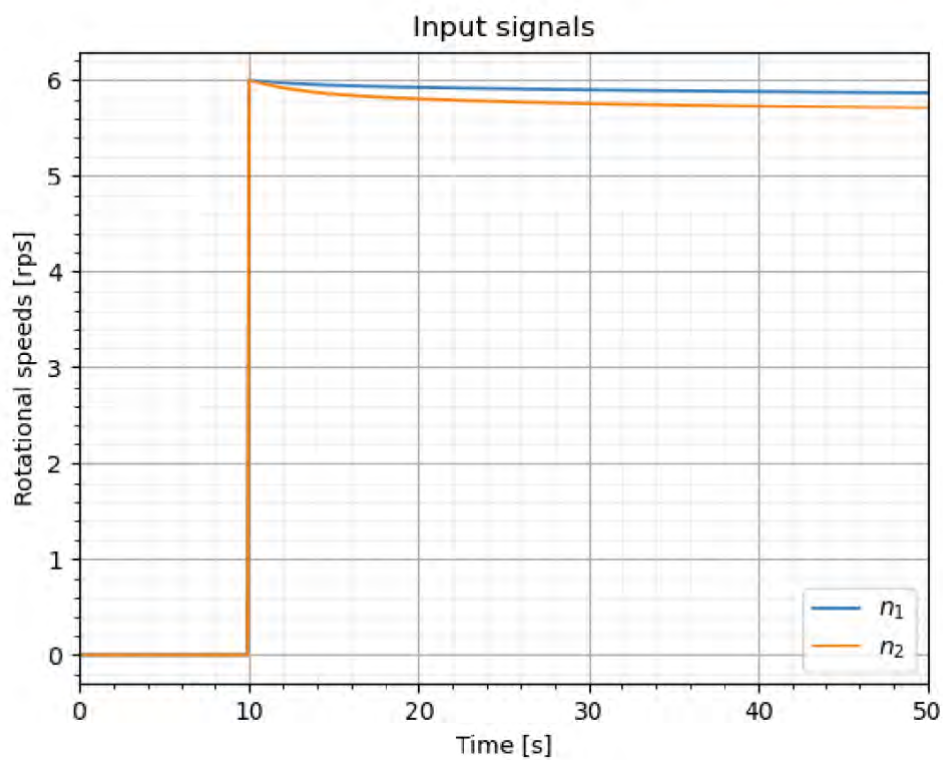


Рис. 36 Захисно налаштовані швидкості обертання

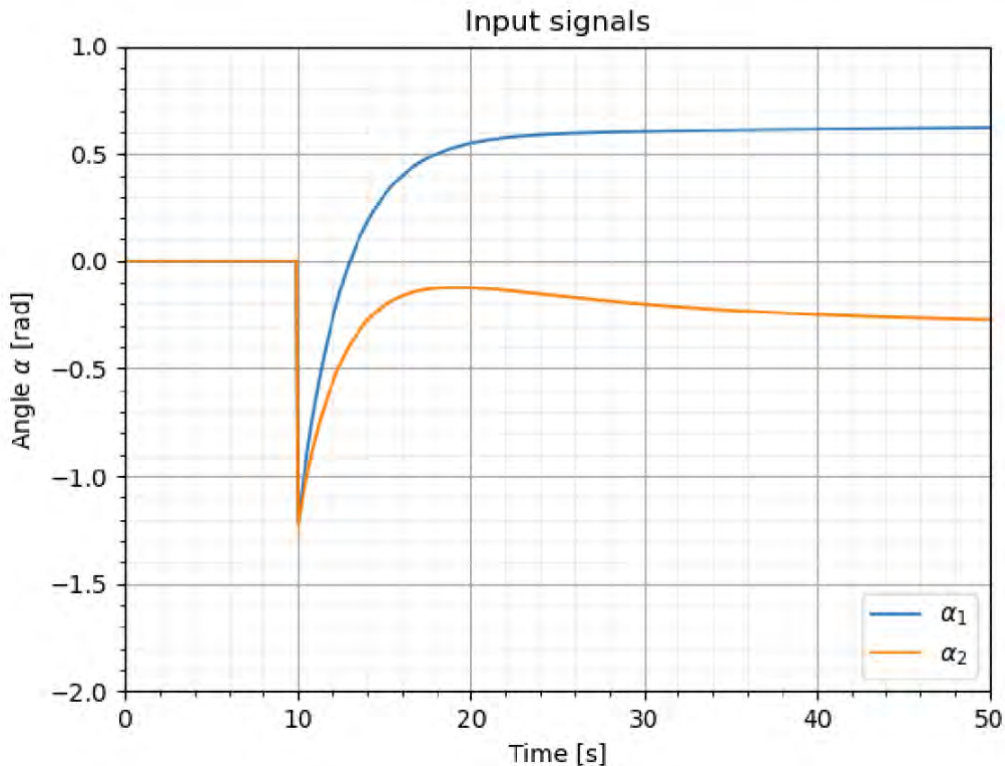


Рис. 37 Захисно налаштоване завдання кута α

Результати моделювання наведені на [Рис. 34](#), [Рис. 35](#), [Рис. 36](#), [Рис. 37](#).

Кінцеві значення α_1 та α_2 ([Рис. 37](#)) дорівнюють:

$$\alpha_1 = 0.63 \text{ рад}, \alpha_2 = -0.28 \text{ рад}.$$

Результат цієї симуляції дає найнижчий стрибок завдання кута α із усіх попередніх симуляцій, але натомість має набагато більший час встановлення, що досягає майже хвилини. Швидкість прискорення повздовжнього руху також значно більша, ніж у будь-якому попередньому моделюванні. Це моделювання передбачає, що відповідне налаштування контролера для моделі буде більш тривалішим, що свідчить про неістотне зменшення універсальності контролера за рахунок підвищення перспективності.

9 ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

У цьому розділі буде обговорюватися функціональна здатність контролеру у реальній ситуації, ґрунтуючись на результатах моделювання з підрозділів 7 та 0. Також будуть обговорюватися проблеми, що виникають з контролером та моделлю, та які можливі потенційні рішення щодо покращення системи в цілому.

9.1. Результати моделювання

При моделюванні прискорення повздовжнього руху результати показують адекватну роботу контролеру, який достатньо швидко відпрацьовує завдання без істотної різниці між синхронним та асинхронним (диференціальним) керуванням кормовими АПП. Залежність між швидкістю обертання гребного гвинта та фактичною швидкістю руху моделі є лінійною, що може вважатися надмірним спрощенням. Виконуючи додаткові фізичні випробування моделі з точки зору визначення істинної природи такої залежності, було встановлено, що отримана модель може поліпшити характеристики контролеру при моделюванні швидкості нишпорення. Ще одна цікава річ, яку можна було б протестувати, – це робота контролеру під впливом недетермінованого збурення довкілля, таких як вітер, хвилі чи течії. Це можливо буде виконати зробити у дослідних басейнах з відповідним обладнанням.

При моделюванні швидкості нишпорення результати показали справжні можливості моделі та контролера, оскільки вони включали всі стани та вхідні сигнали. Два налаштування, одне з яких «жорстко» відстежувало встановлену швидкість, а інше було дещо «м'якшим» у часі досягнення уставки, мали переважно однакову залежність вихідного сигналу. Деякі цікаві результати можна спостерігати для залежностей вхідних сигналів та швидкостей повздовжнього руху/дрейфу. Для всіх симуляцій та налаштувань

[До змісту](#)

азимутальний кут досягав відносно великого негативного значення, перш ніж досягти сталого.

На практиці це змусить двигуни АПП обертатися навколо осі балера, збільшуючи швидкість нищпорення, що, з точки зору характеристик контролера, відбувається за рахунок лінеаризації моделі, а точніше: за рахунок управління кутом α і лінеаризацією вхідного сигналу. Надмірна залежність від куту α означає, що ефективно виходить керувати лише кутом α , а для загального управління рухом судна потрібні більш делікатні налаштування. Надмірна залежність від кута α спостерігається на залежностях повздовжнього руху і дрейфу. Тут швидкість повздовжнього руху значно нижча, ніж швидкість дрейфу, що означає про рух судна в основному лагом, що на практиці в такому режимі створювало б опір і зупинку. Для продовження руху необхідно змінити орієнтацію судна. При симуляції хитавиці також збільшується ризик перекидання судна. Це свідчить, що з моделлю щось негаразд. і, швидше за все, є наслідком спрощень, зроблених під час створення моделі.

Більшість елементів у матриці станів **A (53)** дорівнюють нулю, що на практиці, мало б великий вплив на реальне судно під час фізичних випробувань. Ці елементи показують, наскільки одні стан залежать від інших і якою мірою. «Нульові» елементи вказують на відсутність залежності між цими станами – доцентровими силами та силами Коріоліса. Однак, саме лінеаризація вхідного сигналу призводить до реакції контролера, яке не є в повній мірі адекватною щодо дійсної зміни кута α АПП. Таким чином, для вирішення зазначеної невідповідності між вхідними сигналами і вихідними зусиллями АПП необхідні додаткові дослідження, зокрема у напрямку зміни диференціальних налаштувань контролера.

Швидкість обертання гвинтів різна для двох АПП, що дозволяє змінити напрям руху судна без зміни кутів α АПП. Під час моделювання, контролер встановлює швидкість обертання гребних гвинтів таким чином, щоб

[До змісту](#)

створювалася негативна швидкість нищпорення, таким чином, він протидіє зміні вхідного кута. Це також може бути результатом надмірної залежності від кута α , тому швидкість обертання гвинтів АПП використовується тільки для отримання точного результату відповідного до завдання. Тим не менш, остання симуляція, яка є диференціальним (асинхронним) управлінням з лінеаризацією ненульового кута, є найбільш фізично ймовірним сценарієм (Рис. 33). Правий АПП штовхає судно уперед і праворуч, а лівий АПП, якщо й надалі повертатимемся у зазначеному напрямку, буде також створювати більший упор, щоб судно повертав праворуч. Це свідчить, що застосований принцип керування створює багато протидіючих сил, спрямованих у різні сторони, які фізично вказує на адекватність рішення та потенційну реалізованість застосування даного методу управління.

9.2. Проблеми методу та їх можливі вирішення

Поширеною проблемою, що виникає при моделюванні швидкості нищпорення, є нереалістична реакція моделі при лінеаризації вхідного сигналу. При порівнянні з можливою реальною реакцією практично будь-який кут α , не близький до робочого значення, буде значно відрізнятися від фактичного. Можливим рішенням для зазначеної проблеми є використання планування посилення.

Планування посилення – це підхід до управління нелінійною системою з використанням кількох лінійних контролерів. Таким чином, маючи кілька лінеаризацій щодо апроксимації тригонометричної функції в різних робочих точках, LQR може застосовуватися до цих сегментів самостійно. Ілюстрація того, як застосовується планування посилення показано на Рис. 38. Аналогічне застосування планування посилення LQR , але у сфері управління ризиками, виконано в [28, 30], за виключенням проблем переключеннями між лінеаризаціями. Якщо знехтувати цим аспектом, то може виникнути нестійкий стан або нестабільність у системі.

Моделювання режиму, при якому швидкості повздовжнього руху, дрейфу та нищпорення менш залежать одна від одної, також створює кілька проблем з керуванням судном, для чого необхідно удосконалити теоретичну частину моделювання для того. Наприклад, доцентрові і коріолісові члени, $C_{RB}(v)$ мають бути лінеаризовані з використанням різних стаціонарних точки. Матриця демпфування $D(v)$ тут апроксимується діагональною матрицею, але потенційно може бути розширена, що в результаті може бути причиною незв'язаної реакції судна у конкретному стані. Величини параметрів можуть впливати на негативний результат моделювання. Тому експлуатаційні випробування із моніторингом параметрів певних вимірних опорів і азимутальних характеристик можуть посприяти поліпшенню продуктивності моделювання.

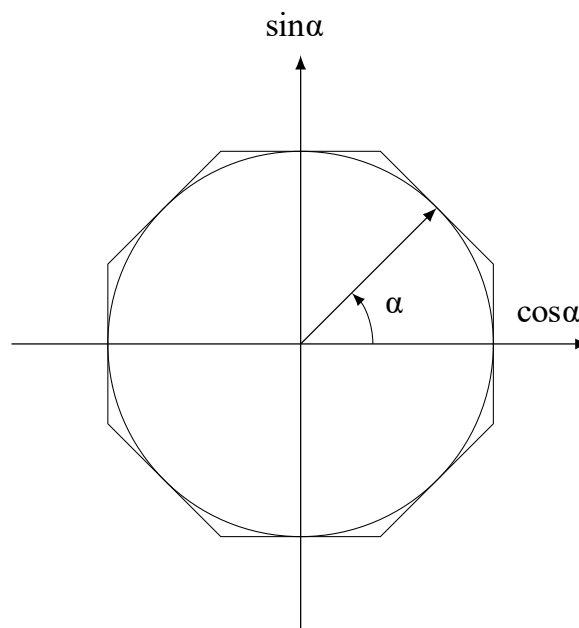


Рис. 38 Візуалізація розкладу для тригонометричної функції

9.3. Нові підходи до вирішення проблеми

Іноді може бути більш доцільним побачити проблему з нової точки зору замість того, щоб намагатися переробити метод до підходящого рівня. Тому,

[До змісту](#)

можливим рішенням поліпшення результатів є перегляд типу регулятора. Замість використання інфраструктури LQR , для роботи якого потрібна лінеаризація, можна використовувати метод на основі прогнозуючої нелінійної моделі (англ. – *model predictive controller, MPC*), який усуває необхідність лінеаризації. Оскільки MPC також ґрунтується на теоретичних моделях, розглянутих у цьому дослідженні, їх можна використовувати повторно. Іншим варіантом управління судном може бути використання *Fuzzy LQR*, які можуть обробляти нелінійні системи [10, 12, 14, 29].

9.4. Висновки та майбутня робота

Шляхом порівняння цілей, що поставлені у підрозділі 1 та результатів, зазначених у підрозділі 0 можна визначити здатності поточні версії моделі та контролера, деякі результати моделювання, пояснення чому результати є такими, а не інакшими та запропоновано деякі покращення, які можна було б зробити в майбутніх дослідженнях.

Основною метою цих досліджень було визначити модель, що описує судно та роботу АПП, та адаптувати їх до синергізму в рамках LQR . Модель і потім контролер було протестовано за допомогою серії симуляцій, щоб проаналізувати, наскільки добре вони співпрацюють. Отримана модель стала базовим уявленням більш складнішого реального ТЗМБ, включаючи деякі лінеаризації з метою спрощення для роботи з LQR . Окрім «тюнінгу» LQR , для моделювання було використано вагові матриці Q_1 і Q_2 та коефіцієнт еталонного посилення L_r для налаштування контролера. Контролер був протестований у двох типах моделювання: завдання швидкостей повздовжнього руху та нищпорення. Для ступінчастого моделювання швидкості нищпорення також було протестувало різні робочі точки для лінеаризації актуатора: завдання нульового та ненульового кутів α . Покрокове моделювання швидкості нищпорення також містило два різні протестовані

налаштування: з більш суворим дотриманням завдання, та інша з менш суворим дотриманням. Це все планувалося побачити у практичних тестах.

Моделювання швидкості нищпорення показало, що контролер ще не був готовий до практичного тесту. Контролер сильно покладався на зміну кута повороту двигуна α замість включення швидкості обертання n . Швидше за все це був результат лінеаризації приводу, що змушує контролер ігнорувати обмеження тригонометричної функції, яку має двигун, що обертається. Були також деякі ознаки того, що модель була надто простою для досягнення бажаних результаті. Залежності швидкості дрейфу, повздовжнього руху та нищпорення виглядали незалежними одна від одної, що сталося через кілька нульових елементів в матрицях стану і введення відповідно. На спрощення моделі вказувала і тенденція судна під час симуляції рухатися лагом. Однак, контролер управління кормовими АПП потенційно може бути використаним у реальних умовах. Незважаючи на те, що два АПП протидіяли один одному, рух судна мав деякі реалістичні властивості. Якщо вирішити питання лінеаризації тригонометричних функцій, то подібні регулятори потенційно можуть бути використані на практиці.

9.5. Напрямки подальших досліджень

Щоб покращити функціонування моделей та налаштувати контролер на більш реалістичну вихідні та вхідні параметри, необхідно дослідити можливість деяких модифікацій та удосконалень, які є лише запропонованими змінами моделей, оскільки останні є основою для належного удосконалення контролеру.

По-перше, необхідно змінити принцип лінеаризації вхідного сигналу для того, щоб вона діяла більше як тригонометрична функція планування посилення. Перевага такого методу полягає у можливості об'єднання кількох робочих точок із лінеаризації вхідного сигналу. Якщо точніше, результат

[До змісту](#)

дозволить з'ясувати вплив орієнтації АПП на положення судна. Однак, необхідно провести деякі дослідження щодо визначення достатньої кількості робочих точок алгоритму переходу між ними. Метод планування посилення додатково пояснюється в підрозділі 9.2 та проілюстровано на Рис. 38.

Ще одна проблема з дослідженою версією моделі полягала в тому, наскільки різні її стани виявилися незалежними один від одного, що може бути результатом спрощення моделі та кількості нульових елементів у матрицях стану та вхідних даних.

Повертаючись до побудови моделі та шукаючи припущення або спрощення, які можна було б усунути, щоб вирішити цю проблему та збільшити складність моделі, можна було б досягти нових та кращих результатів моделювання. Це потрібно зробити, маючи на увазі, що лінійність моделі впливає на функціональність контролеру. Ще одна річ, яка може бути причиною спрощення моделі, це лінеаризація доцентрових і коріолісових членів, робочі значення яких адаптовані до ненульових значень завдання швидкості. Корируючи це можна буде усунути початкові потреби припущень або спрощень.

Список використаних джерел

1. Andreas, A. Multivariate Modeling and Adaptive Control of Autonomous Ferries / A. Andreas, B. Morten, E. Bjørn-Olav // IFAC-PapersOnLine. – V. 54(16). – P. 395-401. Doi: [10.1016/j.ifacol.2021.10.122](https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2021.10.122).
2. Budashko, V. Decision support system's concept for design of combined propulsion complexes [Text] / V. Budashko, V. Nikolskyi, O. Onishchenko, S. Khniunin / Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – V. 3. – № 8(81). – P. 10 – 21. Doi:[10.15587/1729-4061.2016.72543](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.72543).
3. Budashko, V. V. Conceptualization of research of power hybrid electric power complexes [Text] / O. V. Glazeva, V. V. Budashko, S. F. Samonov // Technology audit and production reserves. – 2016. – V. 5. – 1(31). – 63–73. Doi: [10.15587/2312-8372.2016.81407](https://doi.org/10.15587/2312-8372.2016.81407).
4. Budashko, V. Formalization of design for physical model of the azimuth thruster with two degrees of freedom by computational fluid dynamics methods [Text] / V., Budashko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – V. 3. – № 7(87). – P. 40–49. Doi:[10.15587/1729-4061.2017.101298](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.101298).
5. Budashko, V. V. Increasing control's efficiency for the ship's two-mass electric drive [Text] / V. V. Budashko / Electrical engineering & electromechanics. – 2016. – №4. – P. 34 – 42. Doi:[10.20998/2074-272X.2016.4.05](https://doi.org/10.20998/2074-272X.2016.4.05).
6. Budashko, V. Theoretical-applied aspects of the composition of regression models for combined propulsion complexes based on data of experimental research [Text] / V., Budashko, V., Golikov // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – V. 4. – № 3(88). – P. 11 – 20. Doi:[10.15587/1729-4061.2017.107244](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.107244).
7. Budashko, V. V. Physical model of degradation effect by interaction azimuthal flow with hull of ship [Text] / V. V. Budashko, V. V. Nikolskyi, O. A. Onishchenko, S. N. Khniunin // Proceeding Book of International conference on engine room simulators (ICERS12). – Istanbul, Istanbul Technical University, Maritime Faculty, 2015. – P. 49–53. ISBN: 978-605-01-

[До змісту](#)

0782-1. Режим доступу: \www/ URL:
<http://www.maritime.itu.edu.tr/icers12/program.htm>. – 13.05.2016 г. – Загол.
 з екрану.

8. Caron, F. GPS/IMU data fusion using multisensor Kalman filtering: introduction of contextual aspects [Text] / F. Caron, E. Duflos, D. Pomorski, P. Vanheeghe // Information Fusion. – 2006. – V. 7, I. 2. – P. 221-230. ISSN 1566-2535. Doi: [10.1016/j.inffus.2004.07.002](https://doi.org/10.1016/j.inffus.2004.07.002).
9. Ccolque-Churquipa, A. Implementation of a Measurement System for the Attitude, Heading and Position of a USV Using IMUs and GPS [Text] / A. Ccolque-Churquipa, J. C. Cutipa-Luque and D. Y. Aco-Cardenas // 2018 IEEE ANDESCON. – 2018. – P. 1-6, Doi: [10.1109/ANDESCON.2018.8564668](https://doi.org/10.1109/ANDESCON.2018.8564668).
10. Chen, T.-Y. An interval-valued intuitionistic fuzzy LINMAP method with inclusion comparison possibilities and hybrid averaging operations for multiple criteria group decision making [Text] / T.-Y. Chen // Knowledge-Based Systems. – 2013. – V. 45. – P. 134–146. Doi: [10.1016/j.knosys.2013.02.012](https://doi.org/10.1016/j.knosys.2013.02.012).
11. Chrif, L. Aircraft Control System Using LQG and LQR Controller with Optimal Estimation-Kalman Filter Design [Text] / L. Chrif, Z. M. Kadda // Procedia Engineering. – 2014. – V. 80. – P. 245-257. ISSN 1877-7058. Doi: [10.1016/j.proeng.2014.09.084](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.09.084).
12. Elkhatem, A. S. Robust LQR and LQR-PI control strategies based on adaptive weighting matrix selection for a UAV position and attitude tracking control [Text] / A. S. Elkhatem, S. N. Engin // Alexandria Engineering Journal. – 2022. – V. 61, I. 8. – P. 6275-6292. ISSN 1110-0168. Doi: [0.1016/j.aej.2021.11.057](https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.11.057).
13. Fossen, T. I. Identification of dynamically positioned ships [Text] / T. I. Fossen, S. I. Sagatun, A. J. Sørensen // Control Engineering Practice: 1999. – March. – P. 369–376. Doi: [10.1016/0967-0661\(96\)00014-7](https://doi.org/10.1016/0967-0661(96)00014-7), Marine Systems Simulator Режим доступу: \www/ URL: <http://www.marinecontrol.org/>. – 24.02.2015 р. – Загол. з екрану.
14. Gandhi, P. Performance Analysis of Half Car Suspension Model with 4 DOF using PID, LQR, FUZZY and ANFIS Controllers [Text] / P. Gandhi,

- S. Adarsh, K. I. Ramachandran // Procedia Computer Science. – 2017. – V. 115. – P. 2-13. ISSN 1877-0509. Doi: [10.1016/j.procs.2017.09.070](https://doi.org/10.1016/j.procs.2017.09.070).
15. Geranmehr, B. Nonlinear suboptimal control of fully coupled non-affine six-DOF autonomous underwater vehicle using the state-dependent Riccati equation [Text] / Ocean Engineering // B. Geranmehr, S. R. Nekoo. – 2015. – V. 96. – P. 248-257. ISSN 0029-8018. Doi: [10.1016/j.oceaneng.2014.12.032](https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2014.12.032).
 16. Gibson, J. D. Performance effects of optimal LQG eigenvalue placement in ship control [Text] / J. D. Gibson // IECON'03. 29th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IEEE Cat. No.03CH37468). – 2003. – V. 1. – P. 268-278. Doi: [10.1109/IECON.2003.1279991](https://doi.org/10.1109/IECON.2003.1279991).
 17. Lang, X. A semi-empirical model for ship speed loss prediction at head sea and its validation by full-scale measurements / X. Lang, W. Mao // Ocean Engineering. – 2020. – V. 209. – 107494. ISSN 0029-8018. Doi: [10.1016/j.oceaneng.2020.107494](https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.107494).
 18. Liang, C.C. The optimum control of thruster system for dynamically positioned vessels [Text] / C.C. Liang, W.H. Cheng // Ocean Engineering. – 2004. – V. 31, I. 1. – P. 97-110. ISSN 0029-8018. Doi: [10.1016/S0029-8018\(03\)00016-7](https://doi.org/10.1016/S0029-8018(03)00016-7).
 19. Linder, J. Graybox Modelling of Ships Using Indirect Input Measurements // J. – 2014. Doi: [10.3384/lic.diva-111095](https://doi.org/10.3384/lic.diva-111095).
 20. Ljungberg, F. Estimation of Nonlinear Greybox Models for Marine Applications [Text] / F. Ljungberg. Doi: [10.3384/lic.diva-165828](https://doi.org/10.3384/lic.diva-165828).
 21. Naeem, W. LQG/LTR Control of an Autonomous Underwater Vehicle Using a Hybrid Guidance Law [Text] / W. Naeem, R. Sutton, S.M. Ahmad // IFAC Proceedings Volumes. – 2003. – V. 36, I. 4. – P. 31-36. ISSN 1474-6670. Doi: [https://doi.org/10.1016/S1474-6670\(17\)36653-3](https://doi.org/10.1016/S1474-6670(17)36653-3).
 22. Oosterveld, M. W. C. Further computer-analyzed Data of the Wageningen B-screw Series [Text] / M. W. C. Oosterveld, P. van Oossanen // Int. Shipbuilding Progress. – 2011. – V. 22. – P. 269–317. Режим доступу: \www/ URL:

<http://www.sname.org/HigherLogic/System/DownloadDocumentFile.ashx?DocumentFileKey=1f4cf6d6-4fdc-4238-8470-716717920f07>. – 13.11.2016 г. – Загол. з екрану.

23. Sáez, D. Fuzzy Linear Quadratic Regulator Applied to the Real Time Control of an Inverted Pendulum [Text] / D. Sáez, A. Cipriano // IFAC Proceedings. – 1988. – V. 31, I. 4. – P. 155-160. ISSN 1474-6670. Doi: [https://doi.org/10.1016/S1474-6670\(17\)42150-1](https://doi.org/10.1016/S1474-6670(17)42150-1).
24. Skjetne, R. Adaptive maneuvering, with experiments, for a model ship in a marine control laboratory [Text] / R. Skjetne, T. I. Fossen, P. V. Kokotović // Automatica. – 2005. – V. 41, I. 2. – P. 289-298. ISSN 0005-1098. Doi: [10.1016/j.automatica.2004.10.006](https://doi.org/10.1016/j.automatica.2004.10.006).
25. Sørensen, A. J. High Performance Thrust Allocation Scheme in Positioning of Ships Based on Power and Torque Control [Text] / A. J. Sørensen, A. K. Ådnanes // Marine Technology Society, Dynamic Positioning Conference: Session 9 Control Systems. – Houston, October 21-22, 1997. – P. 1–17. Режим доступу: \www/ URL: https://www.researchgate.net/publication/255649795_High_Performance_Thrust_Allocation_Scheme_in_Positioning_of-Ships_Based_on_Power_and_Torque_Control. – 13.05.2016 г. – Загол. з екрану.
26. Sukkarieh, S. A high integrity IMU/GPS navigation loop for autonomous land vehicle applications [Text] / S. Sukkarieh, E. M. Nebot and H. F. Durrant-Whyte // IEEE Transactions on Robotics and Automation. – 1999. – V. 15, I. 3. – P. 572-578. Doi: doi.org/10.1109/70.768189.
27. Uyar, E. [Text] Dynamic Modelling, Investigation of Manoeuvring Capability and Navigation Control of a Cargo Ship by using Matlab Simulation // E. Uyar, A. T. Alpkaya, L. Mutlu // IFAC-PapersOnLine. – 2016. – V. 49, I. 3. – P. 104-110. ISSN 2405-8963. Doi: [10.1016/j.ifacol.2016.07.018](https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.07.018).
28. Wang, Z. A gain scheduled robust linear quadratic regulator for vehicle direct yaw moment Control [Text] / Mechatronics // Z. Wang, U. Montanaro,

- S. Fallah, A. Sorniotti, B. Lenzo. – 2018. – V. 51. – P. 31-45. ISSN 0957-4158. Doi: [10.1016/j.mechatronics.2018.01.013](https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2018.01.013).
29. Wua, T.-S. Anti-sway tracking control of tower cranes with delayed uncertainty using a robust adaptive fuzzy control [Text] / T.-S. Wua, M. Karkouba, W.-S. Yub, C.-T. Chena, M.-G. Herc, K.-W. Wua // Fuzzy Sets and Systems. – V. 290. – P. 118–137. Doi: [10.1016/j.fss.2015.01.010](https://doi.org/10.1016/j.fss.2015.01.010).
 30. Zanchetta, M. Trailer control through vehicle yaw moment control: Theoretical analysis and experimental assessment [Text] / M. Zanchetta, D. Tavernini, A. Sorniotti, P. Gruber, B. Lenzo, A. Ferrara, K. Sannen, J. D. Smet, W. D. Nijs // Mechatronics. – 2019. – V. 64. – 102282. ISSN 0957-4158. Doi: [10.1016/j.mechatronics.2019.102282](https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2019.102282).
 31. Будашко, В. В. Математическое моделирование всережимных регуляторов оборотов подруливающих устройств судовых энергетических установок комбинированных пропульсивных комплексов [Электронный ресурс] / В. В. Будашко, Е. А. Юшков // Электронное моделирование (Electronic Modeling). – 2015. – V. 37. – №2 (2015). P. 101–114. – Режим доступа: \www/ URL: <http://www.emodel.org.ua/index.php/ru/44-archive/2015-год/37-2/594-37-2-8.html> . – 13.05.2016 г. – Загл. с экрана.
 32. Будашко, В. В. Моделирование систем управления мощностью и крутящим моментом подруливающих устройств при позиционировании судов [Текст] / В. В. Будашко, Д. А. Гончаренко // Интеллектуальные системы принятия решений и проблемы вычислительного интеллекта (ISDMCI'2014): Материалы международной научной конференции. – Херсон: ХНТУ, 2014. С. 59–61. ISBN 978-966-8912-90-0.
 33. Будашко, В. В. Моделирование элементов судовой энергетической установки для исследования режимов работы пропульсивного комплекса [Текст] / В. В. Будашко, І. М. Тарасов // Сучасні проблеми морського транспорту та безпека мореплавства // Матеріали ІІІ Всеукраїнської [До змісту](#)

студентської наукової конференції, м. Херсон, 21 листопада 2013 року). – Херсон: Видавництво ХДМА, 2013, С. 277 – 279.

34. Будашко, В. В. Моделювання електродинамічних процесів в комбінованому пропульсивному комплексі при утриманні позиції [Текст] / В. В. Будашко, Є. О. Юшков // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT–2012) // Збірка матеріалів четвертої Міжнародної науково-практичної конференції у двох томах, т.2. Херсон: ХДМА, 2012, С.10–12.
35. Будашко, В. В. Моделювання енергетичних процесів у пропульсивному комплексі з асинхронним двигуном на лінії валу [Текст] / В. В. Будашко, Є. О. Юшков // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці. Матеріали першої науково-технічної конференції, присвяченої 90-річчю НУК ім. адмірала Макарова. Миколаїв: НУК, 2010, С. 48–51.
36. Будашко, В. В. Моделювання перехідних процесів у дизель–електричному комплексі з малообертовим дизелем і асинхронним двигуном на лінії валу рушія [Текст] / В. В. Будашко, Є. О. Юшков // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT–2010). Збірка матеріалів другої Міжнародної науково-практичної конференції у двох томах, т.2. Херсон: ХДМА, 2010, С.77–80.
37. Будашко, В. В. Моделювання режимів роботи судових дизель–електричних пропульсивних комплексів [Text] / В. В. Будашко, П. Г. Солойденко, В. С. Свинобій // Сучасні проблеми судової енергетики – 2008 // Матеріали наукової конференції професорсько-викладацького складу та курсантів. Одеса: ОНМА, 2008, С. 148–150.
38. Будашко, В. В. Моніторинг енергетичних процесів в комп'ютерній лабораторії для судового дизель-електричного пропульсивного комплексу [Text] / В. В. Будашко // Праці Луганського відділення Міжнародної Академії Інформатизації: Науковий журнал. – 2007. – № 1(14). С. 100–107.

Додаток А Протокол моніторингу ідентифікаційних параметрів і ситуаційних чинники АПП [КПК](#)

Таблиця 1

Ідентифікаційні параметри і ситуаційні чинники АПП КПК

Параметр (чинник)	Характеристика параметру (чинника) відповідно до експлуатаційного режиму	Значення відповідно до типу КПК	Одиниця виміру	Правила визначення
1	2	3	4	5
D_p	Діаметр гвинта		[м]	—
$\lambda (H_p)$	Відносний крок гвинта		[в.о.]	(75)
K_T	Коефіцієнт упору гвинта		[в.о.]	(75)
t_s	Коефіцієнт горизонтального утримання		[в.о.]	(76)
n	Частота обертання		[с ⁻¹]	—
n_N	Швидкість обертання		[об/хв]	$60 \times n$
H_p/D_p	Конструктивний крок гвинта		[в.о.]	(75)
$T_p, T_{THR},$ T_d	Упор гвинта, упор підрулюючого пристрою, діюче значення упору гвинта		[Н]	(74) (78)
R_p	Радіус гвинта		[м]	
R_n	Число Рейнольдса		[в.о.]	(75)
M_p	Момент гвинта		[Н×м]	(74)
v_a	Швидкість притоку води на площину гвинта		[м/с]	(75)
v_s	Абсолютна швидкість судна		[м/с]	(75) (76)
ω	Частота обертання		[рад/с]	$2\pi \times n$

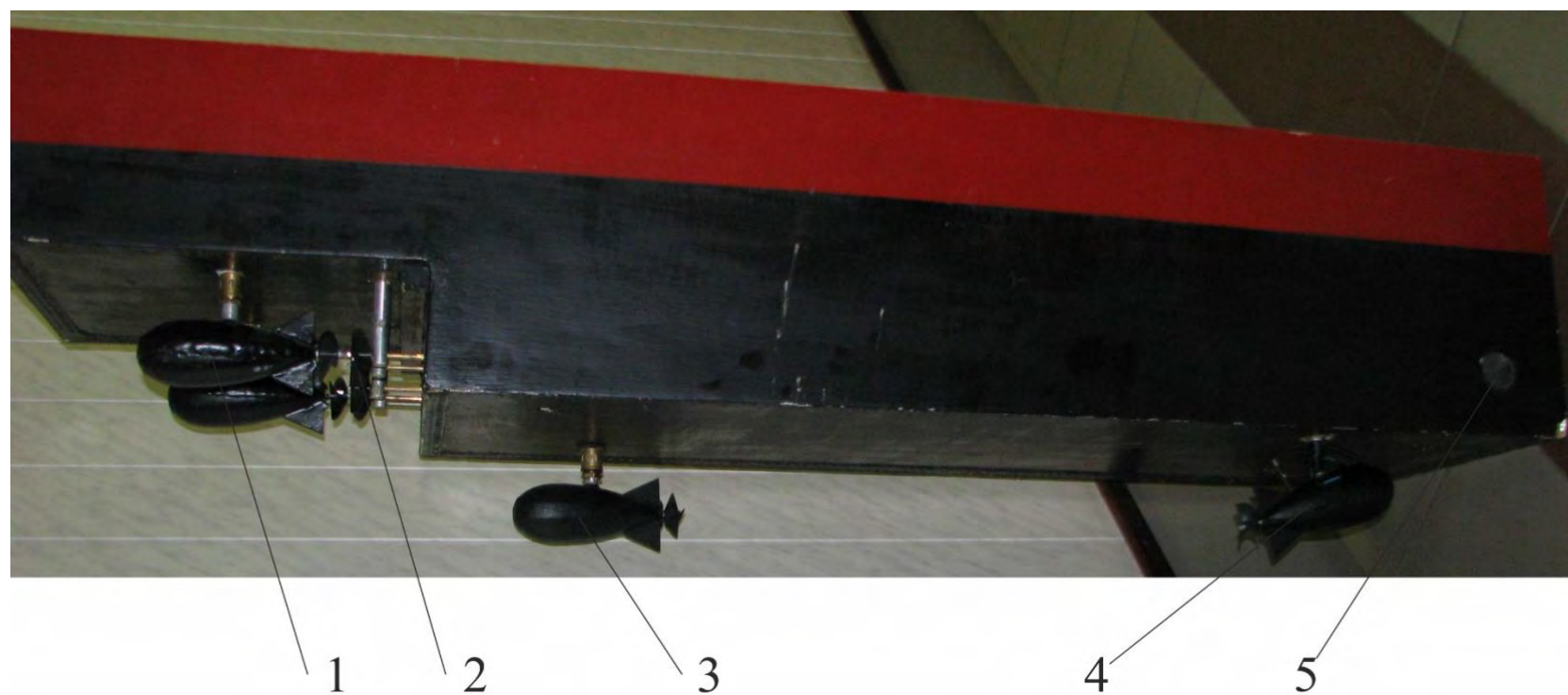


Рис. 39 Загальний вигляд фізичної моделі багатофункціонального пропульсивного комплексу зі змінною структурою: 1 – ПП системи *CRP*; 2 – головний електродвигун системи *CRP*; 3 – кормовий ПП; 4 – носовий ПП з двома ступенями свободи; 5 – носовий тунельний ПП.