

УДК 656.61:629.5.083.7

DOI 10.47049/2226-1893-2025-4-9-35

**УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ
ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ
ПРИ МАНЕВРУВАННІ ЕЛЕКТРОХОДІВ З РОЗМІРНОЮ МОДЕРНІЗАЦІЄЮ**

О.М. Шумило

к.т.н., професор кафедри «Судові енергетичні установки та технічна експлуатація»
shumylo.alexander@gmail.com

О.М. Кононова

к.т.н., доцент кафедри «Машинознавство й інженерна механіка»
olga.kononova@gmail.com

Одеський національний морський університет, Одеса, Україна

Анотація. Запропоновано удосконалену математичну модель оцінки перехідних режимів роботи пропульсивних комплексів при маневруванні електроходів з проведенням розмірної модернізації. Ця модель є підґрунтям для створення методів оцінки руху судна при здійсненні різних маневрів. Вона адаптована до застосування для сучасних суден, які використовують електрорух.

Запропоновано рішення щодо визначення критеріїв динамічної подоби і безрозмірних коефіцієнтів рівнянь складових єдиного суднового пропульсивного комплексу. Розроблено метод оцінки силових і кінематичних характеристик рушійно-кормового комплексу AZIPOD при його обтіканні косим потоком води, запропоновано алгоритм такого розрахунку.

Оцінено особливості впливу РКК AZIPOD на забезпечення маневрування судна як єдиної системи, що поєднує функції і рушія і стерна. Удосконалено диференційну систему рівнянь руху корпусу судна за рахунок додавання математичних описів РКК AZIPOD, підрулювальних пристроїв, позиційних і динамічних складових моменту опору повороту, додаткового впливу на опір руху довжини додаткової секції, на яку подовжено судно.

Виконано порівняльний аналіз режимних показників роботи пропульсивного комплексу за запропонованою моделлю і результатами натурних експериментів, що виконані на реальних судах-електроходах.

Проведено перевірку адекватності удосконаленої математичної моделі на прикладі пасажирського лайнера, що виконував маневри розгін-циркуляція.

Ключові слова: математичне моделювання, пропульсивний комплекс, теорія динамічної подоби, розмірна модернізація, перехідні режими, маневрування судна.

UDC 656.61:629.5.083.7

DOI 10.47049/2226-1893-2025-4-9-35

**IMPROVING THE MATHEMATICAL MODEL
OF TRANSIENT MODES OF ELECTRIC SHIPS' PROPULSION COMPLEXES
DURING MANEUVERING WITH LENGTHENING MODERNIZATION**

O.M. Shumylo

PhD in Engineering, Professor,
Department of Ship Power Plants and Technical Operation
shumylo.alexander@gmail.com

O.M. Kononova

PhD in Engineering, Associate Professor,
Department of Mechanical Engineering and Engineering Mechanics
olga.kononova@gmail.com

Odesa National Maritime University, Odesa, Ukraine

Abstract. *An improved mathematical model is proposed for evaluating transient regimes of propulsion complexes during maneuvering of electric ships under lengthening modernization.*

This model forms the basis for developing methods to assess ship motion during various maneuvers and is adapted for application to modern vessels using electric propulsion. Solutions are proposed for determining criteria of dynamic similarity and dimensionless coefficients of the equations for the components of an integrated ship propulsion complex.

A method has been developed to evaluate the force and kinematic characteristics of an AZIPOD propulsion–steering complex in an oblique water flow, and an algorithm for such calculations is proposed.

The specific influence of the AZIPOD propulsion–steering complex on ensuring ship maneuvering is assessed, considering the vessel as a single system that combines the functions of both propeller and rudder.

The differential system of equations of ship hull motion is improved by adding mathematical descriptions of the AZIPOD complex, thrusters, positional and dynamic components of the turning resistance moment, and the additional resistance due to the length of the inserted section used for ship elongation.

A comparative analysis is performed between the operating indicators of the propulsion complex obtained with the proposed model and the results of full-scale experiments carried out on real electric ships.

The adequacy of the improved mathematical model is verified using the example of a passenger liner performing acceleration–turning maneuvers.

Keywords: *mathematical modeling, propulsion complex, theory of dynamic similarity, dimensional modernization, transient regimes, ship maneuvering.*

Постановка проблеми. Одним з результативних напрямків підвищення ефективності експлуатації пасажирських суден є збільшення пасажиромісткості, що досягається проведенням особливого виду реконструкції корпусу, яка має назву розмірна модернізація. Цей вид модернізації передбачає застосування найбільш доцільної технології подовження суден – використання додаткової секції в серединній частині корпусу судна, яка має назву циліндрична вставка.

Результатом розмірної модернізації є збільшення довжини судна, що безпосередньо впливає на зміну ключових факторів експлуатації безпеки, функціональності, економічності і екологічності. Вирішенню цих проблем з застосуванням системного підходу присвячена низка досліджень і розробок [1-3]. Разом з тим, враховуючи різноманіття факторів, що впливають на експлуатаційні характеристики пасажирського судна, зокрема на забезпечення його маневрених характеристик, виникає гостра необхідність створення узагальненої математичної моделі пропульсивного комплексу судна, що обумовлена системними змінами, викликаними його подовженням.

У випадку подовження корпусу можливе помітне погіршення маневрених характеристик, зокрема збільшення інерційності, радіуса циркуляції та гальмівного шляху, що негативно впливає на точність і безпеку виконання маневрових операцій у стислих акваторіях. Саме тому оцінка маневреності подовжених пасажирських суден із незмінною гребною установкою набуває ключового значення для забезпечення належного рівня навігаційної безпеки. Крім того, паралельно встає питання щодо спроможності суднової електроенергетичної системи (до складу якої входить пропульсивний комплекс) забезпечити маневр судна без виникнення в цій системі небезпечних перевантажень, наслідком яких є автоматичне вимкнення силових агрегатів, що є також базовим аспектом

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Провідними підходами у судновому навігаційному моделюванні є сучасні моделі математичного опису маневрування суден – MMG, Abkowitz, «four-quadrant», кожна з яких має свої особливості, сферу застосування й обмеження [4-8].

Модель MMG (Maneuvering Modeling Group) розглядається як фізична модель, яка докладно описує вплив корпусу, гребного гвинта, стерна та додаткових пристроїв через використання окремих складових у системі диференціальних рівнянь руху судна. Вона безпосередньо відображає сутність реальних явищ і всі її параметри мають чітку інженерну і фізичну інтерпретацію, дозволяє коректно враховувати гідродинамічну взаємодію між елементами пропульсивного комплексу, легко враховує особливості різних конструкцій, добре калібрується, однак потребує отримання великого обсягу експериментальних даних для кожного типу судна [4].

Модель Abkowitz використовує розкладення гідродинамічних сил і моментів у багаточлени по змінних, що описують стан судна (швидкість, прискорення тощо), із експериментальною ідентифікацією коефіцієнтів. Він характеризується універсальністю, зручністю обчислень, разом з тим, такий підхід має слабку фізичну інтерпретацію окремих ефектів і гірше прогнозує зміну маневреності при модифікаціях судна. є «чорною скринькою» [5; 6].

«Four-quadrant» моделі являють собою глибоко деталізовані підходи до опису поведінки рушія-гвинта і системи керування у всіх режимах руху (прямий/зворотний хід, різне обертання, аварійні і нестандартні маневри). Вони дають точну картину дії рушія в складних ситуаціях, незамінні для сучасних суден із рушійно-кермовими комплексами AZIPOD. Найбільший недолік – складність і вимога до повноти експериментальних характеристик у всіх квадрантах [7; 8].

Альтернативною згаданим підходам є методологія, яка застосовується для оцінки маневрових характеристик суден є методологія, розроблена науковою школою професора В.І. Небеснова і розвинута професором В.О. Яровенком, яка передбачає створення інтегрального підходу оцінки перехідних режимів роботи судових пропульсивних комплексів на основі системного підходу при описі взаємодії між структурними елементами цього комплексу (двигун-корпус-рушій). Особливістю цього підходу є застосування систем рівнянь, що описують перехідні процеси всіх структурних елементів комплексу у відносних одиницях, ґрунтуючись на визначених критеріях подібності. Застосування такої моделі для пасажирських суден з проведенням розмірної модернізації потребує удосконалення математичного опису руху судна і роботи рушійно-кермового комплексу AZIPOD.

Формування цілей статті. Метою дослідження є удосконалення математичної моделі перехідних режимів роботи пропульсивного комплексу пасажирського судна при проведенні його розмірної модернізації із застосуванням для створення методів оцінки маневрових характеристик.

Виклад основного матеріалу. При розмірній модернізації пасажирських суден збільшуються їх масагабаритні характеристики. Якщо силова установка при цьому не змінюється, то цілком природно з'являється питання щодо можливості гребної електроенергетичної установки забезпечити модернізованому судну відповідні маневрені характеристики. У подовженого судна маневрені характеристики можуть погіршуватись, а від них безпосередньо залежить безпека виконання маневрених операцій [9].

Аналіз впливу подовження корпусу пасажирських суден на їх маневрені характеристики доцільно виконувати на основі результатів імітаційного моделювання маневрених режимів роботи судових пропульсивних комплексів. До складу такого комплексу (рис. 1) входять: суднова електроенергетична система, гребна електрична установка, гребні гвинти, стерновий пристрій та корпус електрохода. Сучасні пасажирські судна – електроходи. Їх гребні установки можуть бути побудовані за класичним варіантом [10], або з використанням систем активного управління (САУ) курсом судна, або за варіантом рушійно-кермового комплексу AZIPOD. Гребні установки електроходів, у свою чергу, входять до складу єдиної судової електроенергетичної системи, яка забезпечує електроенергією як саму систему електроруху, та і загальносуднові споживачі електроенергії. Таким чином, судовий пропульсивний комплекс електрохода – це складна система, яка об'єднує багато складових частин з різними фізичними процесами, які в них протікають.

У ході конструювання пасажирських суден з електричною силовою установкою формулювання рекомендацій щодо оптимізації керування їх рухом і функціонування електроенергетичного обладнання під час маневрування базується на застосуванні математичних моделей нестационарних процесів.

При здійсненні маневрів усі компоненти пропульсивної системи судна взаємодіють у перехідних режимах, що обумовлює постійний взаємний вплив підсистем.

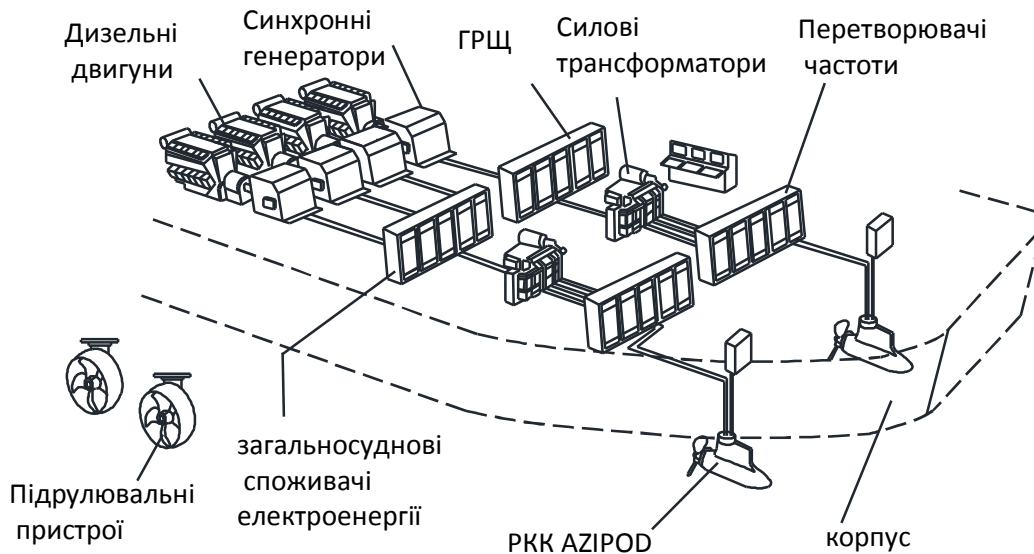


Рис. 1. Пропульсивний комплекс пасажирських суден з електрорухом

Зважаючи на це, дослідження особливостей маневрених режимів повинно охоплювати не лише аналіз судна в цілому, а й окремих складників у контексті їх функціональної взаємозалежності [11; 12].

Математичне моделювання перехідних процесів, характерних для пропульсивних комплексів електроходів під час здійснення маневрів, ґрунтується на теоретичних основах, розроблених професором В.І. Небесновим та його науковою школою. Ці підходи до опису динаміки системи детально висвітлені у наукових працях [2; 12; 13].

З урахуванням наявності у сучасних електроходів системи управління курсом судна та застосування у якості гребних електродвигунів РКК AZIPOD, структурна схема комплексу зазнає суттєвих змін. У цьому випадку вона має уточнений вигляд [2; 11-12], представлений на рис. 2. До складу комплексу входять такі основні складові:

- система генерування електроенергії, з декількох генераторних агрегатів із системами розподілу активної і реактивної потужності: $D1, D2, \dots, D_n$ – теплові двигуни; $G1, G2, \dots, G_n$ – синхронні генератори (СГ); $DR1, \dots, DR_n$ – регулятори частоти обертання теплових двигунів; $GR1-GR_n$ – автоматичні регулятори напруги генераторів;

- два «силових» контури, у кожному з яких: $SE1, SE2$ – перетворювачі частоти; $FC1, FC2$ – функціональні блоки напруги перетворювачів частоти; $M1, M2$ – асинхронні гребні електродвигуни, $P1, P2$ – гребні гвинти;

- носові та кормові підрулюючі пристрої, які включають: *SEB* і *SEA* – перетворювачі напруги (для пуску) носового та кормового ПП; *MThB*, *MThA* – приводні електродвигуни; *ThB* і *ThA* – гвинти носового та кормового ПП;
- *SHIP'S CONSUMERS* – загально-суднові споживачі електроенергії;
- *CONTROL SYSTEM* – система управління пропульсивним комплексом;
- стерно – *R*;
- корпус судна – *HULL*.

На структурній схемі показані вихідні параметри силових блоків, сигнали управління та зворотні зв'язки.

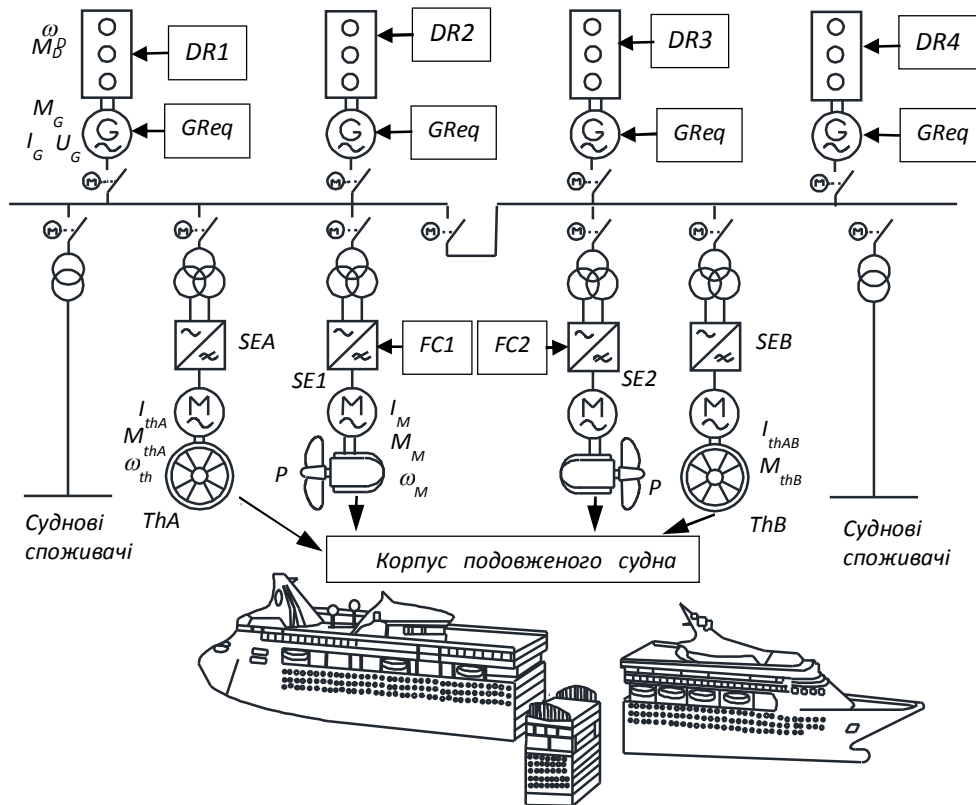


Рис. 2. Структурна схема пропульсивного комплексу електрохода

Елементи системи автоматичного регулювання та основні параметри, що зв'язують силові блоки та сигнали управління: регулятор частоти обертання первинного двигуна – *DR*; автоматичний регулятор напруги генератора – *GR*; M_D і ω_D – крутний момент і кутова швидкість обертання теплового двигуна; M_G – електро-магнітний момент генератора; U_d і U_q – напруги генератора по поздовжній та поперечній осях (внутрішні координати); I_d и I_q – струми генератора по поздовжній та поперечній осях (внутрішні координати); U_G – напруга на виході генератора; ω_{Set} – встановлення кутової швидкості обертання регулятора швидкості;

ξ_D – хід рейки паливного насоса; $1/T_p$ – ланка сервомотора; K_{fb} і K_{is} – коефіцієнти підсилення ланок жорсткого та гнучкого (ізодромного) зворотних зв'язків; U_f і I_f – напруга та струм збудження синхронного генератора; I_G , I_M – струми СГ і ГЕД; α_{Set} і γ_{Set} – відносні частота та напруга перетворювача (сигнали управління); α і γ – відносні частота та напруга на виході перетворювача (з урахуванням зворотних зв'язків); FC – функціональний перетворювач, що формує закон частотного управління $\gamma = f(\alpha)$; M_P і P_P – момент і упор гребних гвинтів; M_M і ω_M – крутний момент і кутова швидкість обертання ГЕД; U_{Th} і I_{Th} – напруга та струм електродвигунів ПП; M_{Th} і ω_{Th} – момент та кутова швидкість обертання електродвигунів ПП, P_{Th} і M_{Th} – упор та момент опору гвинтів ПП; γ_{Th} – сигнали управління напругою електродвигуна ПП; P/D – крокове відношення гвинтів ПП.

Відповідно до положень теорії динамічної подоби, дослідження проводиться для суднового пропульсивного комплексу, який відповідає умовам динамічної подібності [2; 12; 13]. При переході до розгляду динамічно подібних систем, автоматично встановлюються відповідні критерії подібності та вводяться узагальнені безрозмірні параметри [2; 12]. Після здійснення таких трансформацій, функціонування всіх елементів пропульсивного комплексу формується як система диференціальних і алгебраїчних рівнянь у відносних одиницях, керованих узагальненими безрозмірними параметрами. Пропульсивні комплекси, параметризовані еквівалентними безрозмірними критеріями, характеризуються ідентичними закономірностями зміни режимних величин (у відносних одиницях) по відносному часу. Таким чином, саме безрозмірні критерії подібності визначають специфіку і тривалість протікання перехідних режимів, а також числові характеристики ефективності маневрених процесів. Застосування цього підходу дає змогу об'єднати результати аналізу й забезпечує можливість передбачення поведінкових особливостей електроходів у процесі маневрування.

Математичне формулювання, що моделює перехідні режими функціонування пропульсивного комплексу, структурно ілюстрованого на рис. 2, подано нижче. Згідно з концепцією наближеного динамічно еквівалентного комплексу, ця модель трансформована у систему з безрозмірними одиницями вимірювання. Такий підхід забезпечив представлення режимних характеристик у відносних величинах і дав змогу виокремити узагальнені безрозмірні параметри, релевантні для пропульсивних комплексів електроходів.

Нижче представлено математичний апарат для опису перехідних режимів функціонування пропульсивного комплексу, структурна організація якого зображена на рис. 2. Враховуючи принципи наближеної динамічної еквівалентності, модель трансформована у вигляд, що використовує безрозмірні одиниці вимірювання. Така трансформація дозволила нормувати основні режимні параметри, подати їх у відносних одиницях та ідентифікувати ключові узагальнені безрозмірні характеристики пропульсивних комплексів електроходів.

Для реалізації нормалізації параметрів використовується поняття базового режиму функціонування комплексу, яке визначає відповідні базові значення режимних показників. Ці значення (із індексом «0») приймаються як такі, що характеризують роботу комплексу в номінальному стаціонарному режимі під час руху судна прямолінійною траєкторією по спокійній глибокій воді. Відносні

параметри режиму отримують шляхом ділення актуальних величин режимних показників на відповідні базові, і позначаються символами з верхньою рисою. Наприклад, у якості таких: нормований обертовий момент на валу гребного електродвигуна – $\overline{M}_M = M_M / M_{M0}$; нормована швидкість судна – $\overline{v} = v / v_0$. Описане перетворення застосовується до всіх режимних показників пропульсивного комплексу.

Нижче представлено математичну формалізацію перехідних режимів, отриману шляхом перетворення рівнянь, що характеризують динаміку процесів у підсистемах пропульсивного комплексу, у систему відносних одиниць. Частина поданих рівнянь описує комплекси з класичним компонуванням гребної електроенергетичної системи. Інший набір рівнянь розширює базову математичну модель, дозволяючи врахувати динаміку перехідних процесів у підрулюючих механізмах, у рушійно-кормових комплексах типу AZIPOD, а також інтегруючи ефекти взаємодії кормово-рушійного комплексу із конструкцією корпусу електрохода. Рівняння руху теплового двигуна генераторного агрегату [2; 12; 13]

$$\frac{d\overline{\omega}_D}{dT} = N_D (\overline{M}_D - K_D^T \overline{M}_G - R_{TD}) \quad (1)$$

де $\overline{\omega}_D$ – швидкість обертання (відносна) теплового двигуна;

$\overline{M}_D$ – крутний момент (відносний) валу теплового двигуна;

$\overline{M}_G$ – момент опору (відносний), зведений до валу двигуна;

K_D^T та R_{TD} – постійні коефіцієнти;

T – відносний час $T = \frac{v_0}{L} t$;

v_0 – швидкість судна у базовому режимі;

L – довжина судна по КВЛ,

t – поточний час;

J_D – зведений момент інерції генераторного агрегату;

N_D – критерій динамічної подоби

$$N_D = \frac{M_{D0} L}{J_D \omega_{D0} v_0} \quad (2)$$

При роботі теплових двигунів на регуляторних характеристиках відносний момент двигуна $\overline{M}_D$ можна представити як відносне переміщення $\overline{\xi}_D$ рейки паливного насоса $\overline{M}_D = \overline{\xi}_D$ [2; 12]. Зміна положення цієї рейки

$$\frac{d\overline{\xi}_D}{dT} = K_p \left(1 - (\overline{\omega}_D - \Delta \overline{\omega}_H) \right) - K_{Fb} \overline{\Delta \xi}_D - K_{is} \frac{\overline{\Delta \xi}_D}{dT}, \quad (3)$$

де K_p , K_{Fb} , K_{is} – коефіцієнти посилення по зміні швидкості обертання теплового двигуна, жорсткого зворотного зв'язку та гнучкого зворотного зв'язку.

Основними споживачами електроенергії від синхронного генератора СГ (див. рис. 1) у системі електроруху є пропульсивні електродвигуни і двигуни підрулюючих пристроїв, що обумовлює значну частку електричної потужності, яку вони отримують. Енергопостачання до виконавчих електродвигунів здійснюється через напівпровідникові перетворювачі, що приводить до порушення ідеальної синусоїдальної форми струму в ланцюгах. Як зазначено у працях [1], в теоретичних моделях електроруху передбачається, що споживачі приймають енергію переважно по основних гармоніках, а система живлення виступає споживачем гармонік вищих порядків. З цієї причини реальний генератор при моделюванні замінюють ідеалізованим джерелом синусоїдальної електрорушійної сили, отриманим через розкладання за Фур'є. Така заміна спрощує побудову векторної діаграми для струмів і напруг, що дозволяє визначати ключові параметри режиму: кут фазового зсуву φ_G між струмом $\overline{I_G}$ і напругою $\overline{U_G}$; кут ψ_G між електрорушійною силою $\overline{E_G}$ і струмом $\overline{I_G}$; та кут θ_G між електрорушійною силою $\overline{E_G}$ і напругою $\overline{U_G}$. Деталізований опис відповідної векторної діаграми та алгоритму розрахунку наведено у роботі [2].

Для визначення основних внутрішніх параметрів (у d - q координатах) та зовнішніх вихідних характеристик синхронних генераторів застосовується математична модель, сформована на базі рівнянь Парка-Горєва. При побудові опису динаміки генераторів враховано їхню роботу у складі суднового пропульсивного комплексу, тому, згідно з усталеною практикою в теорії електроруху, електромагнітні перехідні процеси в генераторних обмотках не розглядаються.

Струм та напруга генератора уздовж внутрішньої координати d

$$\overline{I_d} = -\overline{I_G} \sin \psi_G, \quad (4)$$

$$\overline{U_d} = -K_{d1} \overline{I_G} \cos \psi_G. \quad (5)$$

Струм та напруга генератора уздовж внутрішньої координати q

$$\overline{I_q} = \overline{I_G} \cos \psi_G, \quad (6)$$

$$\overline{U_q} = -K_{q1} \overline{I_G} \sin \psi_G + K_{q2} \overline{I_f}, \quad (7)$$

де K_{d1} , K_{q1} , K_{q2} – постійні коефіцієнти;

$\overline{I_f}$ – струм збудження генератора.

Напруга на виході генератора

$$\overline{U_G} = \sqrt{\overline{U_d}^2 + \overline{U_q}^2} \quad (8)$$

Струм генератора [2]

$$\overline{I_G} = \frac{3\sqrt{2}}{4} \mu_G \overline{I_M} \cos \varphi_M, \quad (9)$$

де $\overline{I_M}$ та $\cos \varphi_M$ – відносний струм та коефіцієнт потужності гребного електро-
двигуна;

μ_G – сигнал управління перетворювачем електроенергії.

Система самозбудження синхронних генераторів, крім основного призна-
чення, забезпечує і автоматичне регулювання напруги, і автоматичний розподіл
реактивного навантаження між паралельно працюючими генераторними агрега-
тами. З урахуванням всіх цих процесів, струм збудження генератора буде
змінюватись як [2]

$$\frac{d\overline{I_f}}{dT} = N_f (K_{f1} K_{Uq} \overline{U_q} + K_{f2} K_{Id} \overline{I_d} - K_{f3} K_U (\overline{U_G} - (1 - \Delta \overline{U_{H1}})) - \overline{I_f}) \quad (10)$$

де K_{f1} , K_{f2} , K_{f3} – коефіцієнти підсилення по основному сигналу, по збурюванню і
по відхиленню регульованої величини відповідно;

K_{Uq} , K_{Id} , K_U – безрозмірні параметри;

$\Delta \overline{U_{H1}}$ – відносна різниця напруг у внутрішніх системах координат $d - q$
(відносна різниця реактивних складових струму генераторів);

N_f – критерій динамічної подоби

$$N_f = \frac{LU_{f0}}{L_f I_{f0} v_0} \quad (11)$$

де L_f – індуктивність обмотки збудження;

U_{f0} і I_{f0} – напруга і струм збудження у базовому режимі.

Синхронні генератори під час роботи під навантаженням створюють
момент опору первинним дизельним двигунам, який розраховується за векторною
діаграмою СГ, виходячи з відомих співвідношень [2; 12,]

$$\overline{M_G} = -K_{G1} \overline{I_G^2} \sin \psi_G \cos \psi_G + K_{G2} \overline{I_f} \overline{I_G} \cos \psi_G, \quad (12)$$

де K_{G1} , K_{G2} – безрозмірні параметри пропульсивного комплексу.

Повний опис перехідних процесів надано у роботі [2].

У силових ланцюгах електрохода в якості перетворювальних елементів
застосовуються частотні перетворювачі типу $SE1$ і $SE2$, а також перетворювачі
напруги – SEB і SEA . Перетворювачі першого типу встановлені в силових контурах
пропульсивних гребних електродвигунів – їх завдання забезпечення регулювання
частоти обертання ГЕД за рахунок управління відносною частотою α напруги
живлення. Перетворювачі напруги SEB і SEA встановлені в контурах живлення
електродвигунів підрулювальних пристроїв. В підрулювальних пристроях,
обладнаними гвинтами регульованого кроку, упор цих гвинтів регулюється за
рахунок зміни кута повороту їх лопатей. Тому цей електропривод повинен
забезпечити плавний пуск двигуна та вихід на усталений режим роботи.

У загальному випадку, виходячи зі стандартних теоретичних припущень,
частотні та напругові перетворювачі обох типів можуть бути змодельовані як

безінерційні елементи перетворення електроенергії. Для них вихідна напруга $\overline{U}_M$, яка надходить на вхід електродвигуна, визначається наступним співвідношенням:

$$\overline{U}_M = K_{SE} Y(\alpha, T) \overline{U}_G, \quad (13)$$

де K_{SE} – постійний коефіцієнт, величина якого залежить від типу перетворювача та його схемного рішення;

$Y(\alpha, T)$ – сигнал управління, який залежить і від типу перетворювача, і від обраного закону управління.

Для моделювання перехідних процесів у гребних електродвигунах (застосовується для різних їх типів) використано математичний апарат, представлений у роботі Математичний опис асинхронного гребного електродвигуна розглядається як частковий випадок загальної структури моделі. При формулюванні відповідної моделі враховано традиційні припущення, прийняті в теоретичних основах електроруку [2; 12; 13]. Основу математичного опису, відповідно до принципів частотного керування, становить точна схема заміщення [2; 12].

Рівняння руху пропульсивного гребного електродвигуна [2; 12] записується у виді

$$\frac{d\overline{\omega}_M}{dT} = N_M (\overline{M}_M - K_M^T \overline{M}_p - K_{MT}) \quad (14)$$

В рівнянні руху (14) електродвигуна N_M – є критерій динамічної подоби

$$N_M = \frac{M_{Mo} L}{I_{Mo} \omega_{Mo}} \quad (15)$$

Відносний обертовий момент електродвигуна

$$\overline{M}_M = C_{M16} \frac{1}{R_f(\alpha, \overline{\omega}_M)} \frac{\gamma^2}{(C_{M19} \alpha - C_{M19} \overline{\omega}_M)} \quad (16)$$

де γ – відносне значення напруги живлення ГЕД;

α – відносна частота напруги живлення;

C_{M16} , C_{M19} , C_{M20} – безрозмірні постійні коефіцієнти [2; 12; 13]

$$C_{M16} = \frac{\beta_{Mo}}{r'^2 M} \left[(b_M^2 + c_M^2 \alpha_0^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha_0^2) \frac{r_{2M}'^2}{\beta_{Mo}^2} + 2r_{1M} \alpha_0 \frac{r_{2M}'}{\beta_{Mo}} \right];$$

$$C_{19} = \alpha_0;$$

$$C_{M20} = \frac{\omega_{Mo}}{\omega_{1MH}},$$

де β_{M0} – абсолютне ковзання ротора АД;

r_{1M} – активний опір статора АД;

α_0 – відносна частота напруги живлення у базовому режимі;

$b_M; c_M; d_M; e_M$ – постійні коефіцієнти частотно-керованих електродвигунів [2; 11];

r'_{2M} – приведений активний опір ротора;

$R_f(\alpha, \bar{\omega}_M)$ – допоміжна функція

$$R_f(\alpha, \bar{\omega}_M) = \sqrt{(C_{M17} + C_{M18}\alpha^2) + \frac{C_{M17} + C_{M18}\alpha^2}{(C_{M19}\alpha - C_{M20}\bar{\omega}_M)^2} + \frac{C_{M23}\alpha}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\bar{\omega}_M}}, \quad (17)$$

де $C_{M17}, C_{M18}, C_{M21}, C_{M22}, C_{M23}$ – постійні безрозмірні коефіцієнти [2; 12]

Сила струму електродвигуна

$$\bar{I}_M = C_{M24} \gamma \frac{1}{R_f(\alpha, \bar{\omega}_M)} \quad (18)$$

де C_{M24} – постійний безрозмірний коефіцієнт

$$C_{M24} = \sqrt{C_{M17} + C_{M18} + \frac{C_{M21}}{\beta_{M0}^2} + \frac{C_{M22}}{\beta_{M0}^2} + \frac{C_{M23}}{\beta_{M0}}}$$

Коефіцієнт потужності електродвигуна

$$\cos \alpha_M = \frac{1}{R_f(\alpha, \bar{\omega}_M)} \frac{C_{M17} + \frac{C_{M21}}{C_{M21}\alpha - C_{M20}\bar{\omega}_M} + \frac{C_{M23}\alpha}{2(C_{M19}\alpha - C_{M20}\bar{\omega}_M)}}{\sqrt{C_{M17} + \frac{C_{M21}}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\bar{\omega}_M}}} \quad (19)$$

Важливою характерною рисою гребних електроустановок, побудованих на базі рушійно-кормових комплексів типу AZIPOD, є здатність змінювати орієнтацію гвинта відносно корпусу судна. Такі комплекси забезпечують можливість розвороту на 360° , що дозволяє створювати тягу у будь-якому заданому напрямку. Завдяки цим властивостям, рушійно-кормові комплекси виконують одночасно функції традиційних рушіїв і стернових пристроїв.

Математичне моделювання режимів роботи рушійно-кормових комплексів (РКК) у складі пропульсивних систем електроходів супроводжується низкою складнощів. Найбільшу методичну проблему становить визначення сил і моментів, що виникають на елементах РКК, оскільки залежності між силами, що діють у комплексі, і параметрами руху судна залишаються недостатньо дослідженими. Крім того, опис кінематики водяного потоку та характеру його обтікання елементів комплексу створює додаткову неоднозначність при побудові моделей. Процеси взаємодії РКК з корпусом судна як при усталених, так і при перехідних режимах роботи ще не отримали достатнього наукового висвітлення. Також обмежено вивчено особливості роботи електродвигунів комплексу AZIPOD під

час маневрування. Перераховані фактори значно ускладнюють проведення всебічного аналізу маневрових характеристик електроходів, обладнаних такими комплексами.

Аналіз сучасної наукової літератури свідчить, що одним з основних недоліків наявних досліджень є недостатня увага до питань гідродинамічної взаємодії рушійно-кормового комплексу із приводними двигунами та корпусом судна [2]. Саме ці аспекти взаємодії критично впливають на поведінку пропульсивного комплексу електрохода під час виконання маневрених операцій. Як наслідок, моделювання процесів керованості суден із РКК типу AZIPOD зазвичай здійснюється з використанням значних наближень, що впливає на точність отриманих результатів.

Ще одним чинником, що суттєво ускладнює аналіз маневрених режимів електроходів, є обмежена точність визначення низки коефіцієнтів, які формують значення силових характеристик (сил і їх моментів). Наявні дані мають суперечливий характер і здебільшого стосуються конкретних моделей гвинтів та конструктивних особливостей рушійно-кормових комплексів. При зміні форми гвинта або конфігурації РКК ці дані перестають бути актуальними, що суттєво обмежує можливість достовірного моделювання маневрених процесів.

Розробка методу розрахунку маневрених режимів електроходів, що базується на положеннях теорії динамічної подоби, дає змогу знизити вплив неточностей у визначенні коефіцієнтів взаємодії рушійно-кормового комплексу з іншими елементами пропульсивної системи, а також компенсувати розбіжності, зумовлені припущеннями й спрощеннями, прийнятими у процесі моделювання.

Обчислення обертального моменту та упору гребних гвинтів, що функціонують у косому потоці води, здійснюється відповідно до методики, запропонованої професором А.Д. Гофманом. Враховуючи, що величина поперечної сили гвинта, як показано у роботах [2], є незначною, структура характеру обтікання гребного гвинта рушійно-кормового комплексу AZIPOD потоком води довільної траєкторії, згідно з розробками А.Д. Гофмана, представлена на рис. 3.

На рис. 3 видно, що при роботі в косому потоці змінюється осьова складова швидкості натікання води на гвинт, що впливає на коефіцієнт навантаження гвинта. Сумарний упор та момент на валу гвинта змінюються. Кут φ_{AZ} між напрямком вектора швидкості натікання води $\bar{v}_A$ на гребний гвинт та напрямом вектора результувальної сили $\bar{R}_{AZ}$ практично дорівнює куту повороту AZIPOD – ψ_{AZ} . Це означає, що поздовжня складова сили гвинта $\bar{P}_{AZ}$ (упор гребного гвинта) практично дорівнює результувальній силі $\bar{R}_{AZ}$.

Зміна упору та моменту гребних гвинтів у косому потоці води залежать від крокового відношення P/D (P та D – крок гвинта та його діаметр) та від навантаження гвинта σ_{T0} при осьовому натіканні води. У працях А.Д. Гофмана [2; 12] коефіцієнти упору та моменту представлені у вигляді функціональних залежностей

$$k_R = 1,0 + C_1[(P/D), K_{DT0}] \cdot f_1[(P/D), \beta_k^*] \quad (22)$$

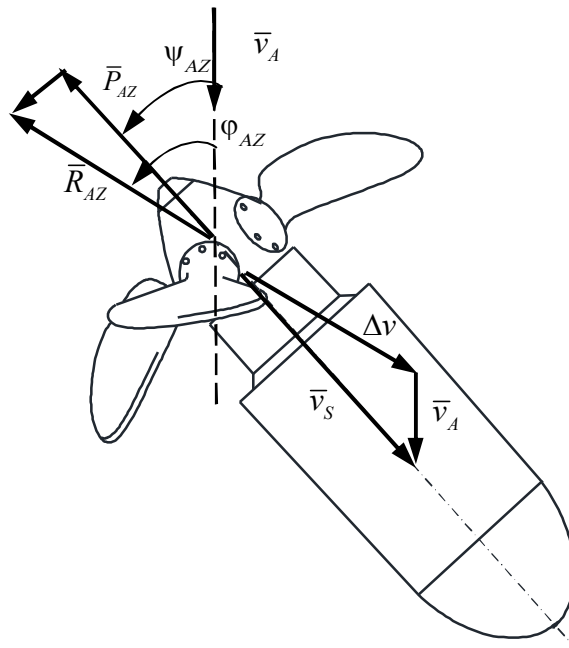


Рис. 3. Схема обтікання гребного гвинта AZIPOD потоком води

$$k_Q = 1,0 + C_2[(P/D), K_{DT0}] \cdot f_2[(P/D), \beta_k^*] \quad (23)$$

$$f_2[\beta_k^*] = 0,00017[\beta_k^* + 4(\beta_k^*)^2] \quad (24)$$

де β_k^* – місцевий кут дрейфу (у градусах).

Процес маневрування судна характеризується двома поточними режимними показниками комплексу та керуючий сигнал системи управління: частота обертання гвинта (частота обертання гребного електродвигуна), швидкість натікання води на гребний гвинт та кут повороту AZIPOD ψ_{AZ} . Це призводить до того, що змінюється і вихідний (при осьовому потоці) коефіцієнт навантаження гвинта σ_{T0} , і коефіцієнти $q_R = R/P_0$ (відношення величини результованої сили до упору гвинта при $\psi_{AZ} = 0$) та $q_Q = M_P/M_{P0}$ (відношення величини моменту на валу гвинта до відповідного значення при $\psi_{AZ} = 0$). Саме такі обставини викликають необхідність розглядати на маневрах рушійно-кермовий комплекс AZIPOD у складі єдиного суднового пропульсивного комплексу, що врешті формує алгоритм розрахунку упору та моменту упору його гвинта.

Послідовність розрахунку включає наступні етапи [2].

1. За заданими конструктивними параметрами РКК (вони формують безрозмірні параметри комплексу), виходячи з розрахункових (на кожному кроці інтегрування системи рівнянь, що описують перехідні процеси пропульсивного комплексу) частоти обертання гвинта n і швидкості руху судна V_A , розраховується ход гвинта $\lambda_0 = v_A / Dn$ при осьовому потоці.

2. З залежностей $k_{T0} = k_T(P/D, J)$ та $k_{Q0} = k_Q(P/D, J)$, наведених у роботах Гофмана А.Д., Войткунського Я.І., Лебедева Е.П., Бланке М., Крістін-сена М., Фосена П, Харвальда А, Соренсена Н. та інш. [2; 12], визначаються коефіцієнти упору k_{T0} та моменту k_{Q0} при осьовому натіканні потоку води. Аналітичні залежності коефіцієнтів упору k_{T0} та моменту k_{Q0} при осьовому натіканні отримані побудовою відповідних інтерполяційних співвідношень

$$k_{T0} = [0,64(P/D) - 0,1(P/D)^2][1 - 0,0502\lambda - 0,416\lambda^2] \quad (25)$$

$$10k_{Q0} = [0,07(P/D) + 0,55(P/D)^2][1 - 0,87\lambda] \quad (26)$$

3. За відомими співвідношеннями $P_0 = k_{T0}\rho D^4 n_0^2$ та $Q_0 = k_{Q0}\rho D^5 n_0^2$ розраховуються значення упору і моменту на валу при осьовому натіканні $\psi_{Az} = 0$.

4. Знаходиться коефіцієнт навантаження гребного гвинта при осьовому натіканні

$$k_{DT0} = \frac{8}{\pi} \frac{k_{T0}}{J^2}, \quad (27)$$

де J^2 – відносна хода гребного гвинта.

5. За допомогою залежностей $k_T = k_T[(P/D), K_{DT}, \psi_{Az}]$ знаходяться значення коефіцієнта k_T в косому потоці води. Графічні залежності k_T від кута скошу потоку при різному значенні крокового відношення наведені в роботах Гофмана (у них параметр k_R позначений q_R). З результатами відповідних інтерполяційних перетворень отримані їх аналітичні інтерпретації. При кутах повороту AZIPOD, що не перевищують 90 градусів, їх можна уявити (залишимо позначення як у оригіналі) у виді $q_k = q'_k - q''_k$.

Складові правої частини цього рівняння:

$$q'_k = [1 - 0,73(P/D - 0,6)][1 + 0,775\psi_{Az} + 1,048\psi_{Az}^2] \quad (28)$$

$$q''_k = [1 - 0,73(P/D - 0,6)][1 + 0,75\psi_{Az} + 1,048\psi_{Az}^2](1 - e^{-0,285K_{DT0}}) \quad (29)$$

Після визначення q_k ($q_k = k_T$) розраховуються результувальна сила та упор гвинта

$$P_{Az} = R_{Az} = k_T P_0.$$

6. Для розрахунку моменту опору гвинта слід скористатися співвідношенням (23). Аналітична інтерполяція графічної залежності співмножника $C_2[(P/D), K_{DT0}]$ дала такі результати:

$$\left[C_2\left(\frac{P}{D}\right), K_{DT0} \right] = \left((0,288\left(\frac{P}{D}\right) + 0,388)^2 - 0,288\left(\frac{P}{D}\right) + 0,248 \right) (1 - e^{-0,835 K_{DT0}}) \quad (30)$$

Коефіцієнт моменту $k_Q = q_Q$ визначається за співвідношенням (23) з урахуванням (24).

Момент опору гребного гвинта в такому випадку розраховується наступним чином

$$M_{Az} = k_Q M_0 \quad (31)$$

Запропонований алгоритм представляє модель розрахунку гідродинамічних сил і моментів рушійного комплексу AZIPOD на маневрах. Вона входить складовою в узагальнену математичну модель пропульсивного комплексу електрохода, в якій застосовано систему безрозмірних одиниць. Як режимні показники, що розраховуються, використовують їх відносні значення, зокрема – відносні значення корисного упору $\bar{P}_{Az} = P_{Az} / P_{Az0}$ і моменту $\bar{M}_{Az} = M_{Az} / M_{Az0}$ (індекс «0» описує базовий режим роботи). У цьому випадку розрахунок упору та моменту, по суті, зводиться до розрахунку на кожному кроці інтегрування коефіцієнтів k_T і k_Q за отриманими аналітичними співвідношеннями.

Структурна схема реалізації цього алгоритму приведена на рис. 4.

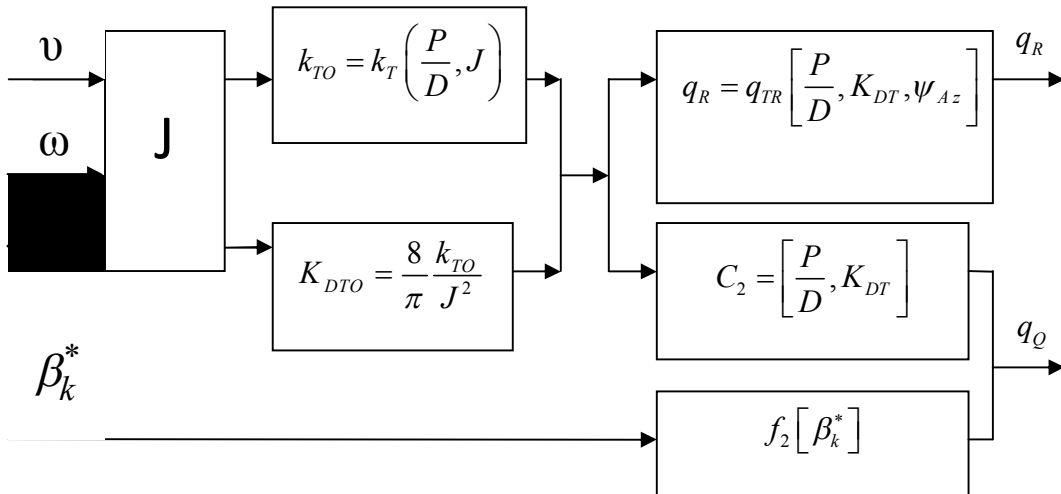


Рис. 4. Структурна схема алгоритму розрахунку q_R й q_Q

Гондола РКК AZIPOD здійснює додатковий керуючий вплив на рушійно-кермовий комплекс, який викликає додаткові сили та крутний момент, що діє на корпус судна. Будемо вважати гондолу (у цьому її функціональному поданні) пасивним стерном.

Традиційний спосіб визначення поперечної сили, що розвивається цим пасивним кермом, засновано на формальному обліку поля швидкостей, викликаних потоком води, що набігає на кермо. Вважатимемо [2], що одна частина пасивного керма A_R^F (кріплення гондоли) омивається водою зі швидкістю v_A , а друга частина A_R^F (сама гондола), розташована в потоці струменя і обтикається водою зі швидкістю v_s (з урахуванням кривизни гондоли, еквівалентна її площа, в першому наближенні, визначатиметься як $0,6 A_R^{Az}$).

Номінальна швидкість натікання води на AZIPOD визначається із співвідношення

$$v_A = v k_v (1 - \psi'), \quad (32)$$

де v – швидкість руху центру тяжкості судна;

k_v – коефіцієнт відносного дрейфу; $k_v = \cos \beta / \cos \beta_k$;

β – кут дрейфу у центрі тяжкості судна;

β_k – місцевий кут дрейфу в районі AZIPOD;

ψ' – коефіцієнт номінального попутного потоку.

Швидкість струменя води v_s визначається співвідношенням

$$v_s = v_A \left[1 + \chi (\sqrt{1 + K_{DT}} - 1) \right], \quad (33)$$

де χ – коефіцієнт стиснення струменя.

При русі по криволінійній траєкторії швидкість натікання води

$$v_A = v_0 \bar{v} k_v (1 - \psi'), \quad (34)$$

а кут натікання води на пасивне кермо (місцевий кут дрейфу в косому потоці води)

$$\beta'_k = \chi_k \beta_k, \quad (35)$$

де β_k – коефіцієнт кінематичного впливу (коефіцієнт скосу потоку),

$\bar{v} = v / v_0$ – ступінь зниження швидкості при виході на маневр (відносна швидкість руху центру тяжкості судна).

Місцевий кут дрейфу β_k в районі пасивного керма (гондоли AZIPOD) розраховується за співвідношенням

$$\beta_k = \arctan(\tan \beta - \varepsilon \bar{\alpha} / \cos \beta), \quad (36)$$

де β – кут дрейфу (між поздовжньою віссю OX у пов'язаній із судном системі координат та вектором швидкості судна $v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}$)

$$\beta = \arctan \frac{v_y}{v_x}; \quad (37)$$

$\bar{\Omega}$ – відносна кутова швидкість обертання судна $\bar{\Omega} = \frac{\Omega L}{v}$;

ε – відносна відстань від міделя до стерна.

За результатами поділу пасивного керма на дві частини A_R^F і A_R^{Az} поперечна сила стерна визначатиметься співвідношенням

$$Y_{RAz} = \left(\frac{\partial C_{yR}}{\partial \psi_{Az}} \right)_{isolated_rudder} \left(\frac{\rho v_A^2}{2} A_R^F + \frac{\rho v_S^2}{2} A_R^{Az} \right) \psi_{Az}. \quad (38)$$

Якщо погодитись із запропонованим Гофманом поняттям «приведеної» площі керма (стерна)

$$A_R^\Sigma = A_R^F + A_R^{Az} \left(\frac{v_S}{v_A} \right)^2,$$

поперечна сила може бути представлена як

$$Y_{RAz} = \left(\frac{\partial C_{yR}}{\partial \psi_{Az}} \right)_{isolated_rudder} \left(\frac{\rho v_A^2}{2} A_R^\Sigma \right) \psi_{Az}. \quad (39)$$

Гradient підйомної сили керма $Y_{RAz} = \left(\frac{\partial C_{yR}}{\partial \psi_{Az}} \right)_{isolated_rudder}$ може бути,

в першому наближенні, прийнятий однаковим для всіх частин стерна.

Таким чином, при повороті гондоли AZIPOD на кут ψ_{Az} й виходом судна на криволінійну траєкторію, змінюється швидкість руху центру тяжкості судна $\bar{V}$, швидкість натікання води V_A , швидкість струменя води V_S , місцевий кут дрейфу в районі AZIPOD β_k , й β_k^* , наведена площа керма A_R^Σ .

З'являється підйомна сила Y_{RAz} , що надає додатковий керуючий вплив на рушійно-кермовий комплекс. Це і є додаткові сили та моменти від так званого пасивного керма.

Для дослідження руху електроходів використані базові співвідношення, які у свій час були отримані А.М. Басіним та після цього традиційно застосовуються при дослідженнях керованості суден. Диференціальні рівняння руху електрохода побудовані у рухомій (зв'язаної з судном) системі координат [2; 11; 12]. Початок співпадає з центром тяжіння G . Поздовжня вісь GX направлена у ніс, вісь GY

направлена у правий борт, вісь GZ направлена вгору. Приєднанням статичним моментом λ_{26} можна знехтувати [2; 12].

Система рівнянь руху судна з традиційною гребною установкою у пов'язаній з ним системі координат надана у працях [2; 11; 12]. З урахуванням викорис-тання у сучасних електроходів гребних електричних установок на основі рушійно-кермових комплексів AZIPOD, які виконують функції і рушія і стерна (керма), та відповідно до розробленого методу розрахунку додаткових сил та моментів (25)-(39), що діють на корпус судна з урахуванням додаткових сил опору від вставки ΔR_x і ΔR_y , рівняння руху суттєво змінюються й набувають наступного вигляду:

- швидкість руху судна вздовж осі OX

$$\frac{d\bar{v}_x}{dT} = C_{\lambda 2} \bar{v}_y \bar{\Omega}_z + N_x \left\{ \sum_j K_{pj} \bar{P}_{Azj} \cos \psi_{Az} - \sum_j C_{RX} \beta_k^* \bar{v}^2 - (\bar{R}_x + \Delta \bar{R}_x) \right\}; \quad (40)$$

- швидкість руху судна вздовж осі OY

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{v}_y}{dT} = & -\frac{1}{C_{\lambda 2}} \bar{v}_x \bar{\Omega}_z + \\ & + \frac{N}{C_{\lambda 2}} \left\{ \sum_j \pm K_{pj} \bar{P}_{Azj} \sin \psi_{Az} \pm \sum_j k_{RL} k_{pj} C_{RY} \beta_k^* \bar{v}^2 - (\bar{R}_y + \Delta \bar{R}_y) \right\}; \quad (41) \end{aligned}$$

- швидкість обертання судна навколо осі OZ

$$\frac{d\bar{\Omega}_z}{dT} = -\frac{N_\Omega}{N_x} C_{\lambda 21} \bar{v}_x \bar{v}_y + N_\Omega \left\{ \sum_j K_{pj} h_{pj} \bar{P}_{Azj} \sin \psi_{Az} + \sum_j k_{RL} k_{pj} C_{RY} \beta_k^* \bar{v}^2 + \right. \\ \left. + \sum_j K_{pj} h_{pj}^y \bar{P}_{Azj} \cos \psi_{Az} + (\bar{M}_{PZ} - \bar{M}_{DZ}) \right\}. \quad (42)$$

Рівняння (40)-(42) описують рух судна, побудованого як по варіанту РКК AZIPOD, так і по класичному варіанту гребної електроенергетичної установки. У другому (традиційному) варіанті замість позначення $\bar{P}_{Azj}$ використовується $\bar{P}_{ej}$. (У всіх подальших співвідношеннях слід сприймати ці два позначення, як одне й теж. Додаткові символи «Az» в індексі корисного упору лише підкреслюють тип гребної установки).

Перша та друга складові у фігурних дужках правої частини рівнянь (40) та (41) описують сили та моменти, що діють на корпус судна від рушійно-кермового комплексу AZIPOD. Для суден з класичною гребною установкою друга складова – це сили та момент сил від керма, а для РКК AZIPOD – це сили й момент від гондоли (пасивного керма). Третій доданок рівняння (42) – це додатковий крутний момент від AZIPOD, викликаний конструктивним зміщенням осі гондоли відносно діаметральної площини судна.

Поздовжня $\bar{R}_x$ та поперечна $\bar{R}_y$ складові опору води руху судна, позиційна $\bar{M}_{PZ}$ та динамічна $\bar{M}_{DZ}$ складові моменту опору повороту судна визначаються за співвідношенням [2; 12]:

– поздовжня складова

$$\bar{R}_x = \left\{ C_{11} \cos 1,5 \beta_{dr} - C_{12} \sin^4 1,5 \beta_{dr} + C_{13} \left(\frac{2\beta_{dr}}{\pi} \right)^3 \right\} \bar{v}^2; \quad (43)$$

– поперечна складова

$$\bar{R}_y = \left\{ C_{21} \sin 2\beta_{dr} \cos \beta_{dr} + C_{22} \sin^2 \beta_{dr} + C_{23} \sin^4 2\beta_{dr} \right\} \bar{v}^2; \quad (44)$$

– позиційна $\bar{M}_{PZ}$ та динамічна $\bar{M}_{DZ}$ складові моменту опору повороту судна

$$\bar{M}_{PZ} - \bar{M}_{DZ} = \left[\begin{array}{l} C_{61} \sin 2\beta_{dr} + C_{62} \sin \beta_{dr} + \\ C_{63} \sin^3 2\beta_{dr} + C_{64} \sin^4 2\beta_{dr} \end{array} \right] \bar{v}^2 - C_{65} \bar{\Omega}_Z \bar{v}^2. \quad (45)$$

Для електроходів з класичним варіантом побудови гребної електричної установки в рівняннях руху судна фігуруватимуть поздовжня і поперечна складові сили керма, величини яких визначаються кутом атаки керма

$$\beta_{RP} = K_R \beta_R - \chi_C (\arctg \beta_{dr} - \varepsilon \frac{\bar{\Omega}_Z}{\bar{v}}), \quad (46)$$

де K_R – постійний коефіцієнт стерна (керма);

β_R – параметр управління (кут його перекладки);

χ_C – постійний коефіцієнт впливу корпусу судна на кермо;

ε – відносна відстань $\varepsilon = l_R / L$ керма від центра тяжіння.

У рівняннях (40)-(45)

$$N_X = \frac{L \sum K_{Pj} P_{ejo}}{(m + \lambda_{11}) v_o^2}, \quad (47)$$

$$N_\Omega = \frac{L^3 \sum K_{Pj} P_{tjo}}{2(JZ + \lambda_{66}) v_0^2} \quad (48)$$

– критерії динамічної подоби.

Коефіцієнти $C_{\lambda 2}, C_{\lambda 21}, C_{RX}, C_{11}, C_{12}, C_{RY}, C_{13}, C_{21}, C_{22}, C_{23}, C_{61}, C_{62}, C_{63}, C_{64}, C_{65}$ – це узагальнені безрозмірні параметри пропульсивного комплексу. Співвідношення щодо їх розрахунку наведено у [2].

У наведених рівняннях руху судна:

m – маса судна;

J_Z – момент інерції судна під час обертання навколо осі Z ;

$\bar{P}_{Azj}$ (або $\bar{P}_{ej}$) – корисний упор гребного гвинта;

K_{Pj} – частка упору гребного гвинта у сумарному упорі;

$\bar{h}_{Pj}$ та $\bar{h}_{Pj}^y$ – відстань від центру системи координат до AZIPOD та відстань (координата по осі Y) від AZIPOD до поздовжньої осі X ;

k_{RL} – коефіцієнт, що позначає розташування AZIPOD: для правого

$k_{RL} = +1$, для лівого $k_{RL} = -1$; L – довжина судна; ρ – питома густина води; λ_{11} та λ_{22} – приєднані маси води вздовж осей X й Y ; X_R – відстань від центру системи координат до керма; μ_{rx} – коефіцієнт опору керма; μ_K – коефіцієнт бічної сили керма; ψ' – коефіцієнт номінального попутного потоку; λ_{66} – приєднаний момент інерції води; S_C – площа керма (приведена). F_D – площа зануреної частини діаметральної площини судна (наведена); β_{dr} – кут дрейфу.

Коефіцієнти гідродинамічних сил та моментів (C_4 – коефіцієнт поздовжньої позиційної сили опору води; C_Y^β , c_2 , c_3 – коефіцієнти сили корпусу; m_1 , m_2 , m_3 , m_4 – коефіцієнти позиційного моменту опору; C_{m0}^ω – коефіцієнт демпфуючого моменту опору розраховуються за допомогою номограм та графіків, наведених у роботах [2; 12]. На основі отриманого математичного опису перехідних та усталених режимів роботи розроблено імітаційні моделі аналізу маневрених характеристик пропульсивних комплексів електроходів.

Моделі розроблено на мові JAVA. Математичні моделі та методи розрахунку перехідних режимів дають змогу проводити всебічний аналіз поведінки сучасних електроходів на маневрах. З'являється можливість оцінювати як маневренні якості електроходів, так і показники роботи всіх інших складових частин єдиного суднового пропульсивного комплексу.

Як приклад, на рис. 6 наведені результати моделювання комбінованого маневру: розгін електроходу до швидкості $v = 1$ (до моменту часу $T = 18,3$) – вихід на циркуляцію за рахунок повороту РКК AZIPOD на кут $\psi_{Az} = 30^\circ$. Маневрування закінчується з виходом судна в точку траєкторії, яка відповідає зміні положень ДП судна на двох послідовних курсах, що відрізняються на 180° при усталеному русі.

На рисунку показані поточні значення основних режимних показників у відносних одиницях (для спрощення рисунку «риска» над символами опущено):

- кутова швидкість обертання ω_D , крутний момент M_D та потужність P_D теплових двигунів генераторних агрегатів;
- напруга U_G та струм I_G генераторів;

– кутова швидкість обертання ω_M , напруга U_M , струм I_M , крутний момент M_M гребних електродвигунів;

– корисний упор P_{Az} та момент опору M_{Az} гребних гвинтів;

– параметри руху судна у пов'язаній з ним системі координат XYZ : складові швидкості V_X та V_Y та кутова швидкість повороту Ω_Z навколо осі Z .

Для перевірки адекватності моделі виконано порівняння результатів розрахунків за моделлю і експериментальними даними проведеними на реальних судах електроходах [2], яке показано в табл. 1.

Результати моделювання наочно ілюструють працездатність математичного апарату та доцільність його використання у дослідженнях перехідних режимів роботи пропульсивних комплексів електроходів при маневруванні.

Висновки.

1. Зміни конструкції та енергетичних параметрів пасажирських електроходів у процесі модернізації безпосередньо впливають на їхні маневрені властивості, що важливо враховувати для забезпечення безпеки й ефективності експлуатації. Обов'язковий аналіз цих характеристик дає змогу своєчасно і коректно оцінити наслідки технічних удосконалень та гарантувати збереження необхідного рівня маневреності судна.

2. При проектуванні та модернізації пасажирських суден виникають проблеми з пошуком найкращих варіантів конструкторських рішень. Відсутність спільного підходу, єдиного математичного апарату досліджень, єдиних критеріїв оцінки якості роботи суттєво ускладнює порівняльний аналіз режимів роботи судових пропульсивних комплексів. Для уніфікації методів аналізу, надання спільності їхнім результатам розроблено узагальнену математичну модель перехідних режимів пропульсивних комплексів електроходів. Модель універсальна, охоплює сучасні та перспективні судна з електрорухом. Відмінною особливістю моделі є наступне: до складу пропульсивного комплексу включено системи активного управління рухом судна; всі складові частини електроходів – корпус, суднова електроенергетична установка, гребні електродвигуни, рушії, кермо – розглядаються як невід'ємні складові єдиного судового пропульсивного комплексу.

3. Виявлено критерії динамічної подібності та узагальнені безрозмірні параметри пропульсивних комплексів. Саме ці критерії подібності та ці безрозмірні параметри визначають характер протікання перехідних процесів та показники якості маневрування.

4. На основі узагальненої математичної моделі розроблено методи дослідження маневрених режимів роботи. Вони дозволяють здійснювати кількісну оцінку поведінки кожного елемента судового комплексу при роботі електроходів на маневрах.

5. Працездатність математичної моделі та методів дослідження проілюстровано на прикладі моделювання одного з характерних маневрів, які виконують електроходи.

Таблиця 1

Порівняльний аналіз розрахунків режимних показників
за запропонованою моделлю і експериментальними даними

№	Електроходи	«Капітан Білоусов»	Криголам проєкту 10520	Рятувальне судно «Рятівник 21» (КНР)	
				відхилення	% значень за моделлю від експерименту
1	частота обертання дизелів	1,1	1,2		3,5
2	Напруга головних генераторів	11,2	11,2		13,0
3	Струм головних генераторів	11,2	13,4		18,0
4	Струм ГЕД	12,1	12,1		11,0
5	Частота обертання ГЕД та ГВ	7,1	7,1		6,7
6	Швидкість руху судна	5,1	5,1		4,3
7	Кут курсу	3,7	3,3		3,1

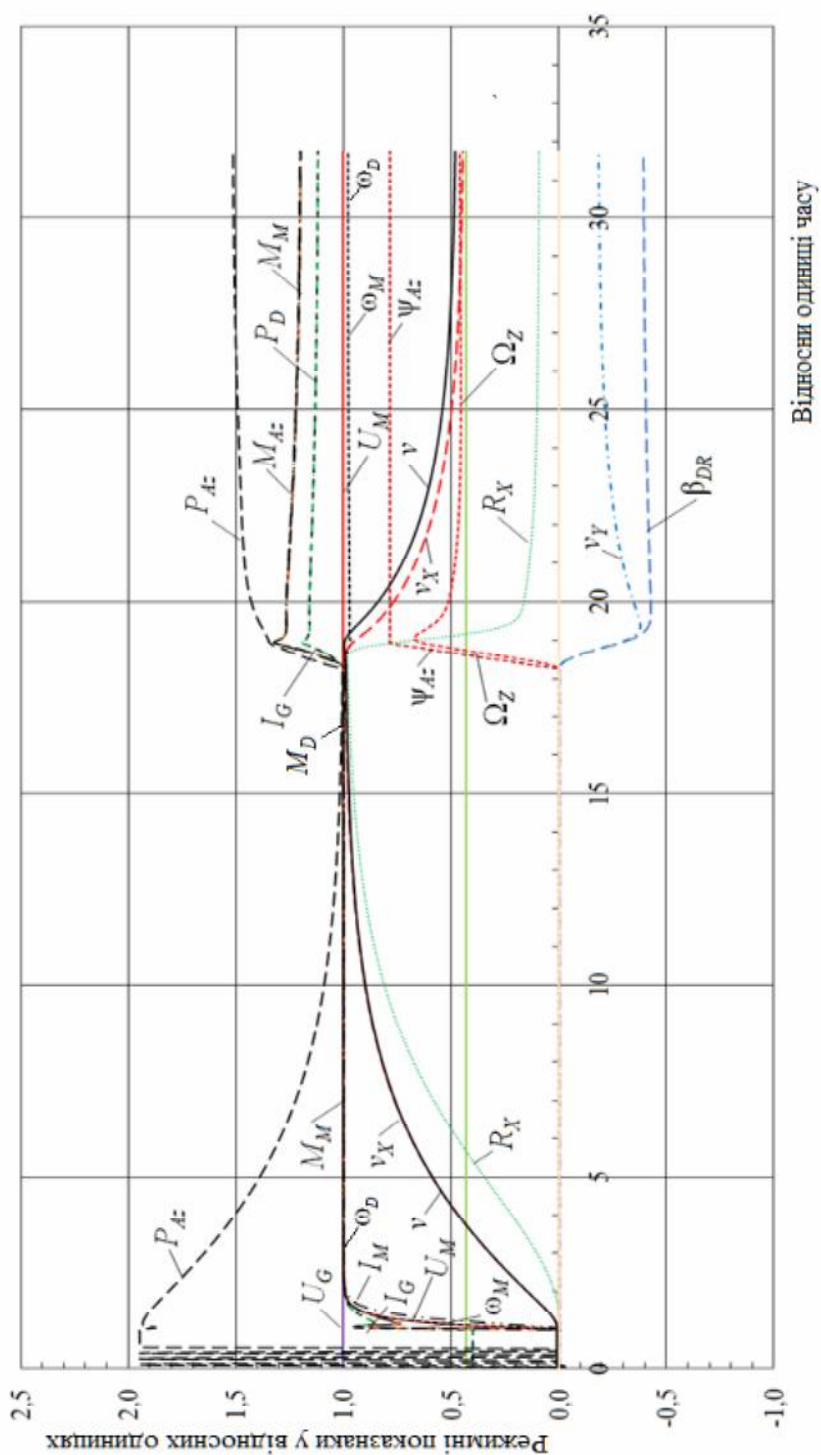


Рис. 6. Поточні значення режимних показників пропульсивного комплексу при маневруванні
(розгін-вихід на циркуляцію на прикладі судна «MSC Opera»)

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Шумило О. (2023). Дослідження впливу розмірної модернізації на геометричні характеристики пасажирського судна. Розвиток транспорту, (2(17), 75-89. <https://doi.org/10.33082/td.2023.2-17.07>.
2. Шумило О.М. Методологічні основи розмірної модернізації пасажирських суден для підвищення ефективності їх експлуатації: дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук: 05.22.20 – Експлуатація та ремонт засобів транспорту / Національний університет «Одеська морська академія». Одеса, 2025. 429 с. https://repository.onma.edu.ua/id/eprint/485/1/disert_Shumylo%202025_%D1%81%D0%BA%D0%BE%D1%80.pdf
3. Шумило О. (2023). Оптимізація розмірної модернізації пасажирських суден з урахуванням енергоефективності. Розвиток транспорту, (4(15), 58-77.
[Retrievehttps://journals.onmu.in.ua/index.php/journal/article/view/191](https://journals.onmu.in.ua/index.php/journal/article/view/191).
4. Yasukawa H., Yoshimura Y. Introduction of MMG standard method for ship maneuvering predictions. Journal of Marine Science and Technology, 2015, Vol. 20, pp. 37-52. DOI: 10.1007/s00773-014-0293-y
5. Parametric Identification of Ship Abkowitz Maneuvering Models. IEEE, 2006. <https://ieeexplore.ieee.org/document/10919266/>
6. Ma Y., Zhang G., Liu Y., Yang C. Parametric identification of ship Abkowitz maneuvering model using extended Kalman filter // Proceedings of the 2006 6th World Congress on Intelligent Control and Automation. Dalian, China: IEEE, 2006. P. 7959–7962. DOI: 10.1109/WCICA.2006.1713900.
7. Haeusler A.J., Saccon A., Hauser J.. A Novel Four-Quadrant Propeller Model. Proceedings of the Fourth International Symposium on Marine Propulsors.
8. Яровенко В.О. Розрахунок та оптимізація перехідних режимів пропульсивних комплексів електроходів. – Одеса: Маяк, 1999. – 187 с.
9. IMarEST. Design of Propulsion and Electric Power Generation Systems, Revised. Witherby Seamanship International, 2019.
10. Яровенко В. А., Fan In-hai. Investigation of transient conditions of electric ship propulsive complex // Proceeding International Marine Electrotechnology Conf. – Shanghai (China), 1991. – С. 202-208.
11. Yarovenko, V.A., & Chernikov, P.S. (2017). Method for calculating transient modes of propulsion electric power installations of electric ships. Electrical Engineering & Electromechanics, (6), P. 32-41. <https://doi.org/10.20998/2074-272X.2017.6.05>

12. Chernikov, P. S. (2019). Optimal control of propulsion electric power plants of electric ships during maneuvers (PhD dissertation, Odesa National Maritime University). Odesa, 175 p. Manuscript. Odesa National Maritime University Library. https://onmu.org.ua/spec_rada/Chernikov/Chernikov_diss_1.pdf

REFERENCE

1. Shumylo, O. (2023). Study of the effect of dimensional modernization on geometric characteristics of a passenger vessel. *Development of Transport*, 2(17), P. 75-89. <https://doi.org/10.33082/td.2023.2-17.07>
2. Shumylo, O.M. (2025). Methodological foundations of dimensional modernization of passenger ships to improve the efficiency of their operation (Doctoral dissertation, National University «Odesa Maritime Academy»). Odesa, 429 p. https://repository.onma.edu.ua/id/eprint/485/1/disert_Shumylo_%202025_%D1%81%D0%BA%D0%BE%D1%80.pdf
3. Shumylo, O. (2023). Optimization of dimensional modernization of passenger vessels considering energy efficiency. *Development of Transport*, 4(15), P. 58-77. Retrieved from <https://journals.onmu.in.ua/index.php/journal/article/view/191>.
4. Yasukawa, H., & Yoshimura, Y. (2015). Introduction of MMG standard method for ship maneuvering predictions. *Journal of Marine Science and Technology*, 20, 37–52. <https://doi.org/10.1007/s00773-014-0293-y>
5. Parametric Identification of Ship Abkowitz Maneuvering Models. IEEE, 2006. <https://ieeexplore.ieee.org/document/10919266/>
6. Ma, Y., Zhang, G., Liu, Y., & Yang, C. (2006). Parametric identification of ship Abkowitz maneuvering model using extended Kalman filter. *Proceedings of the 6th World Congress on Intelligent Control and Automation*, Dalian, China: IEEE, 7959-7962. <https://doi.org/10.1109/WCICA.2006.1713900>.
7. Haeusler, A.J., Saccon, A., & Hauser, J. (2015). A Novel Four-Quadrant Propeller Model. *Proceedings of the Fourth International Symposium on Marine Propulsors*.
8. Yarovenko, V.O. (1999). Calculation and optimization of transient modes of electric ship propulsion complexes. Odesa: Mayak, 187 p.
9. IMarEST. (2019). *Design of Propulsion and Electric Power Generation Systems*, Revised. Witherby Seamanship International.
10. Yarovenko, V.A., & Fan, In-hai. (1991). Investigation of transient conditions of electric ship propulsion complex. *Proceedings of the International Marine Electrotechnology Conference*, Shanghai (China), P. 202-208.

11. Yarovenko, V.A., & Chernikov, P.S. (2017). Method for calculating transient modes of propulsion electric power installations of electric ships. *Electrical Engineering & Electromechanics*, (6), P. 32-41. <https://doi.org/10.20998/2074-272X.2017.6.05>
12. Chernikov, P. S. (2019). Optimal control of propulsion electric power plants of electric ships during maneuvers (PhD dissertation, Odesa National Maritime University). Odesa, 175 p. Manuscript. Odesa National Maritime University Library. https://onmu.org.ua/spec_rada/Chernikov/Chernikov_diss_1.pdf

Стаття надійшла до редакції 05.11.2025

Посилання на статтю: Шумило О.М. Удосконалення математичної моделі перехідних режимів пропульсивних комплексів при маневруванні електроходів з розмірною модернізацією // *Вісник Одеського національного морського університету*: Зб. наук. праць, 2025. № 4 (78). С. 9-35. DOI 10.47049/2226-1893-2025-4-9-35.

Article received 05.11.2025

Reference a Journal Article: Shumilo O. Improvement of the mathematical model of transient modes of propulsion complexes during maneuvering of electric ships with dimensional modernization / *Herald of Odesa National Maritime University*. Coll. scient. works. 2025, № 4 (78). P. 9-35. DOI 10.47049/2226-1893-2025-4-9-35.