

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ШУМИЛО ОЛЕКСАНДР МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 656.61:629.5.083.7

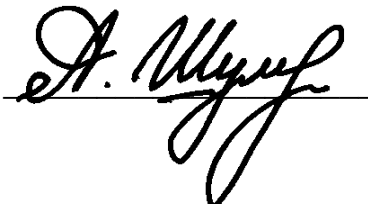
ДИСЕРТАЦІЯ

**МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ РОЗМІРНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ
ПАСАЖИРСЬКИХ СУДЕН ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ
ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Спеціальність – 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 Олександр Шумило

Самостійно підготовлена наукова праця

Одеса – 2025

АНОТАЦІЯ

Шумило О.М. Методологічні основи розмірної модернізації пасажирських суден для підвищення ефективності їх експлуатації. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.20 – «Експлуатація та ремонт засобів транспорту». Національний університет «Одеська морська академія» Міністерства освіти і науки України, Одеса, 2025.

В дисертаційній роботі вирішена актуальна, важлива для забезпечення ефективного функціонування морського флоту проблема підвищення ефективності експлуатації пасажирських суден з застосуванням розмірної модернізації, яка створює умови щодо подальшого високоефективного їх використання на протязі певних етапів життєвого циклу, передбачаючи оновлення судна, збільшення пасажиромісткості з забезпеченням додаткового економічного ефекту, дослідження системних властивостей та технічних рішень відповідно до сучасних стандартів в судноплаванні. Проблема вирішується на основі створення нових і удосконалення існуючих стратегій, методів, моделей, які формують нову методологію розмірної модернізації, що ґрунтується на інтегральному розгляді сучасних концепцій забезпечення безпеки, економічності, ефективності і екологічності.

З критичного аналізу існуючого стану шляхів підвищення ефективності експлуатації морських пасажирських суден сформульована актуальна науково-технічна *проблема* – стан розвитку теоретичних і практичних методів, способів і рішень, здатність їх раціонального застосування до обґрунтування технічних рішень щодо підвищення ефективності експлуатації морських пасажирських суден шляхом проведення їх розмірної модернізації, також їх спроможність однозначно вплинути на підвищення ефективності їх експлуатації в рамках забезпечення техніко-експлуатаційних і техніко-економічних вимог.

Встановлено, що розробка напрямків і методів підвищення ефективності експлуатації морських пасажирських суден стикається з системою складних

техніко-експлуатаційних, техніко-економічних факторів, що характеризуються відповідними суперечностями, розбіжностями, незлагодженостями і антагонізмами. Сформульовані нерозв'язані наукові протиріччя – на даний час, по-перше, не існує науково-обґрунтованих способів істотного зниження темпів падіння дохідності (тобто ефективності) суден, які знаходяться в експлуатації; по-друге, не існує науково-обґрунтованих способів істотного зниження темпів зростання витрат на експлуатацію судна. Невирішеність цих проблем обумовлює те саме наукове протиріччя, яке не дає можливість збільшити терміни, в яких судно буде залишатися конкурентоспроможним. У певний час його життєвого циклу прибуток від експлуатації круїзного судна падає настільки, що встає питання, щодо доцільності її продовження.

Виходячи з існуючої практики розмірної модернізації суден, висувається *гіпотеза*: своєчасне та техніко-економічно обґрунтоване збільшення довжини корпусу судна дозволить суттєво підвищити (за рахунок підвищення кількості пасажирських кают та комерційних приміщень) доходи від його експлуатації, не збільшивши істотно при цьому експлуатаційні витрати. В результаті – на певний період часу життєвого циклу судна знову підвищуються прибуток і рентабельність та відновлюється його конкурентна спроможність. Науково обґрунтована методологія реалізація цієї гіпотези сприятиме зняттю наголошеного наукового протиріччя та підвищенню ефективності експлуатації круїзних лайнерів.

Метою роботи є підвищення ефективності експлуатації суден за допомогою розробки науково-обґрунтованої стратегії та методології розмірної модернізації, з урахуванням допустимості відповідних конструктивних змін, та можливостей пропульсивної електроенергетичної установки. Досягнення поставленої мети обумовлює постановку та розв'язання наступних взаємопов'язаних задач:

– встановлення можливих шляхів підвищення ефективності експлуатації круїзних суден з аналізом їх суперечностей, та побудова науково-обґрунтованої стратегії модернізації для підвищення їх ефективності за допомогою розмірної модернізації;

- техніко-економічне обґрунтування доцільності, вибору часу у життєвому циклі, й кількісних параметрів розмірної модернізації, та розробка науково-обґрунтованої методології модернізації корпусу судна;
- розробка методів оцінки допустимості подовження корпусу у доцільних межах за критерієм загальної подовжньої міцності корпусу суден, і їх місцевої міцності за критерієм забезпечення необхідного рівня характеристик опору втомі їх відповідальних елементів;
- побудова методів оцінки впливу збільшення довжини корпусу на морехідні якості суден, ефективність роботи пристроїв управління та енергоефективність судна;
- розробка математичної моделі та методів дослідження перехідних режимів роботи пропульсивних комплексів круїзних суден-електроходів на маневрах;
- розробка методів розрахунку режимних показників та показників якості маневрування електроходів з класичною компоновкою електроенергетичної гребної установки у складі пропульсивного комплексу – для оцінки показників якості маневрування електроходів та навантажень на електроенергетичну установку;
- розробка методів розрахунку режимних показників та показників якості маневрування електроходів з системами активного управління рухом судна та рушійно-кермовими комплексами Azipod у складі пропульсивного комплексу – для оцінки показників якості маневрування електроходів та навантажень на електроенергетичну установку;
- експериментальне підтвердження достовірності розробленої методології модернізації, методів дослідження та доцільності своєчасного подовження корпусу електроходу для підвищення ефективності його експлуатації.

Об'єктом дослідження є процеси управління розмірною модернізацією пасажирських суден з електрорухом з метою підвищення ефективності їх експлуатації. *Предметом дослідження* є методологічні основи модернізації суден з науково-технічним обґрунтуванням доцільних змін їх конструктивних параметрів, та вивченням закономірностей впливу цих змін на технічний стан

суден, що створює умови для високоефективної їх експлуатації. Наукова цінність дослідження обумовлюється вирішенням основних наукових задач.

У дисертаційній роботі в процесі вирішення поставлених задач використовуються в поєднанні теоретичні, чисельні та експериментальні методи дослідження: системного аналізу – для техніко-економічного обґрунтування доцільності, вибору часу у життєвому циклі, й кількісних параметрів розмірної модернізації, створення інтегральної моделі обґрунтування розмірної модернізації пасажирського судна; теорій міцності (в застосуванні до корпусу судна) – для визначення граничного розміру судна і довжини циліндричної вставки (за критерієм загальної міцності) та оцінки опору втомі елементів суднових конструкцій (за критерієм місцевої міцності); теорії корабля – для визначення впливу морехідних якостей судна на максимальне значення, до якого можливо здійснювати подовження судна; кореляційного-регресійного аналізу – для визначення параметрів кривої втоми суднових конструкцій при оцінці впливу на подовження судна на місцеву міцність його корпусу; числового (чисельного) аналізу – для вирішення диференціальних рівнянь в методі дослідження перехідних режимів пропульсивних комплексів, перерахунку параметрів кривих втоми на базі інтегрального підходу в прискореному методі визначення характеристик опору втомі елементів суднових корпусних конструкцій; індуктивного і дедуктивного методу, системного підходу та положення теорії динамічної подоби – для побудови математичної моделі перехідних процесів в пропульсивних комплексах електроходів; імітаційного моделювання – для опису перехідних процесів в пропульсивних комплексах електроходів, яке було розроблено автором на мові *JAVA*, при аналізі маневрених характеристик електроходів та візуалізації результатів маневрування.

У *першому* розділі виконано загальний аналіз стану і виявлені існуючі проблеми підвищення ефективності експлуатації морських пасажирських суден. Визначені основні проблеми пов'язані з підвищенням ефективності експлуатації, подоланням економічного старіння пасажирських суден і відновленням конкурентоспроможності судноплавних компаній, які виникають внаслідок

зростання числа пасажирів на круїзних лініях і неспроможністю суден компанії задовольнити даний попит. Висунуто гіпотезу наукових досліджень, де передбачається, що своєчасне, техніко-економічне обґрунтоване подовження корпусу судна дозволить на певний період часу життєвого циклу знову підвищити ефективність експлуатації судна. Відзначено, що підвищення ефективності експлуатації, зменшення впливу економічного старіння, що полягає у невідповідності пасажиромісткості суден даної судноплавної компанії збільшенню попиту на морські круїзи раціонально здійснювати застосовуючи такий різновид модернізації як конверсія, яка проводиться зі збільшенням розміру корпусу, що отримала назву також як розмірна модернізація. Проведено аналіз літературних джерел щодо підвищення ефективності використання морських суден, і застосування методів визначення ступеню подовження суден з оцінкою їх переваг і недоліків. Визначено технічні та економічні показники ефективності модернізації, що утворюють інтегральну систему, які відображають результати технічної та комерційної експлуатації суден й показники безпеки. Показано, що єдиної теоретичної бази проведення розмірної модернізації суден не розроблено, окремі теоретичні положення відстають від запроваджених практичних розробок, що підкреслює необхідність вирішення проблеми створення єдиної методології проведення розмірної модернізації суден, що підвищить якість загального рівня теоретичних розробок, створить теоретичну основу для модернізації морських пасажирських суден.

У *другому* розділі наводяться використані у дослідженні методи аналізу техніко-економічного обґрунтування доцільності розмірної модернізації пасажирських суден та її методологічні основи. Проведено комплексну оцінку ефективності забезпечення експлуатаційних властивостей судна під впливом розмірної модернізації з застосуванням кваліметричних показників якості судна і побудови відповідного дерева властивостей морехідних якостей, інженерних характеристик судна і показників ефективності експлуатації. Структуровано властивості запропонованого дерева, які слугують підґрунтям для створення системи проведення розмірної модернізації пасажирського судна, першим кроком

якої є формулювання сукупності цілей – дерева цілей і задач, що ними породжується. Відповідно до поставлених цілей, вони охоплюють основні економічні показники експлуатації суден, критерії функціональності та критерії безпеки технічної експлуатації. Сформовано дерево цілей, яке визначає цілі, підцілі і ту множину завдань, які пов'язані з обґрунтуванням доцільності розмірної модернізації. Створено методологію обґрунтування розмірної модернізації пасажирських суден, яка ґрунтується на інтегральному розгляді усіх характеристик та вимог технічної експлуатації з урахуванням підвищення економічної ефективності, зростання або непогіршення рівня безпеки і функціональності. Створено математичну модель розмірної модернізації круїзного судна, яка включає: підмодель безпеки пасажирського судна і судноплавства реалізує ключові умови для її реалізації – умови міцності корпусу, пожежної безпеки, забезпечення остійності, непотоплюваності, рятувальними засобами пасажирів і членів екіпажу, екологічності, що унормовується правилами Міжнародних конвенції SOLAS-74/78, MARPOL-73/78, Регістру судноплавства; підмодель функціональності пасажирського судна визначає здатність виконувати експлуатаційні функції, тому важливими вимогами для впровадження моделі є умови придатності портів заходу і верфі суднобудівної фірми, яка проводить модернізацію, забезпечення ходовості і маневреності судна, виконання рівняння мас, забезпечення допустимої глибини занурення гребного гвинта, автономності і дальності плавання, недопущення виникнення слемінгу, безвідривності обтікання корпусу, достатньої ємності баластних цистерн, придатності інженерного обладнання (основного, допоміжного); підмодель економічної ефективності виконує головну роль щодо визначення економічних показників діяльності модернізованого судна – доходів, видатків, прибутків, аналіз яких дозволяє прийняти підсумкове рішення щодо нової довжини судна – довжини циліндричної вставки. Головну роль в процедурах пошуку найліпшого варіанту подовження корпусу виконують економічні показники діяльності модернізованого судна. Показники безпеки й функціональності судна використовуються як обмеження. Результати розділу складають ідеологічний базис методології розмірної модернізації морських

пасажирських суден, яка побудована на комплексному підході до оцінки доцільності та якості розмірної модернізації суден з врахуванням економічних й функціональності її цілей та безпеки судноплавства.

У третьому розділі запропоновано комплекс нових і удосконалених рішень щодо визначення граничної довжини судна і циліндричної вставки його корпусу при проведенні розмірної модернізації, які ґрунтуються на забезпеченні вимог Регістру судноплавства щодо загальної поздовжньої міцності корпусу і локальної (місцевої) його міцності. З цим пов'язано проведення дослідження щодо оцінки закономірності змін головних силових факторів, що викликано зміною довжини, розрахункових навантажень, спричиненого дією моря – хвильових згинальних моментів і перерізуючих сил у поперечному перерізі мідель-шпангоуту на тихій воді, з прогином і перегином корпусу, а також оцінку хвильових коефіцієнтів, які на них безпосередньо впливають. Виходячи з умов загальної поздовжньої міцності корпусу, запропоновано рішення щодо визначення граничного розміру циліндричної вставки за критерієм міцності: при перегині, прогині корпусу і на тихій воді.

В рамках задачі з розрахунку на втомну (локальну) міцність відповідальних судових конструкцій при визначенні граничних напружень, проведено удосконалення методу прискореного визначення характеристик опору втомі цих конструкцій, який ґрунтується на застосуванні двох моделей кривих втоми, що підпорядковуються степеневому рівнянню та рівнянню Вейбула з подальшим перерахунком параметрів цих кривих за інтегральним методом.

Четвертий розділ присвячено проведенню аналізу змін морехідних якостей судна, які зазнають суттєвий вплив і потребують особливої оцінки при проведенні розмірної модернізації, оскільки впливають на безпеку, якість експлуатації, економічність судна й дотримання екологічних вимог, і регламентуються правилами міжнародних конвенцій і Регістру судноплавства. Запропоновано нові рішення щодо оцінки граничної (допустимої) довжини модернізованого судна за критеріями забезпечення: ходовості, остійності, маневреності (ефективності

використання стерна), екологічності (енергоефективності) з комплексним проведенням досліджень факторів, що їх визначають.

У *п'ятому* розділі розроблено математичні моделі й методи дослідження перехідних режимів пропульсивних комплексів пасажирських модернізованих суден при маневруванні. На основі отриманого математичного опису перехідних та усталених режимів роботи розроблено імітаційні моделі аналізу маневрених характеристик пропульсивних комплексів електроходів. Моделі розроблено на мові JAVA. Достовірність математичних моделей та методів розрахунку перехідних режимів доведено порівняльним аналізом результатів розрахунків з натурними випробуваннями. Розроблений математичний апарат дає можливість проводити всебічний аналіз поведінки пасажирських суден на маневрах.

У *шостому* розділі розроблено методи оцінки впливу параметрів пропульсивного комплексу на маневрені характеристики пасажирських суден з класичною компоновкою електроенергетичної установки, які відображають роботу основних маневрів, що регламентуються стандартом маневреності у відповідності до Резолюцій комітету морської безпеки MSC.137(76) – інерційні властивості судна при розгоні-гальмуванні, рух на циркуляції, рух «зигзагом» (зигзаг Кемпфона). Особливістю методу, крім оцінки маневрених характеристик, є прогнозування можливостей суднової електроенергетичної установки, що може по-перше – привести до її перевантаження (та невиконання маневру), по-друге – погіршити маневреність суден. Тому, при аналізі маневрених характеристик, обов'язково контролюються й показники електроенергетичної установки.

У *сьомому* розділі створено методи дослідження маневрених характеристик пропульсивних комплексів з підрулюючими пристроями (ПП) та з рушійно-кермовими комплексами (РКК) Azipod суден, для яких проведена розмірна модернізація. Основне призначення методів – оцінка маневрених характеристик суден з сучасними системами електроруху. Розроблений метод моделювання маневрених режимів дозволяє оцінювати маневрені властивості суден з ПП і РКК Azipod з одночасним контролем навантаження на силові елементи суднової електроенергетичної установки.

В математичній моделі перехідних режимів роботи, процеси в ПП представлені з урахуванням гідродинамічних процесів взаємодії їх гвинтів з корпусом судна, та ефекту засмоктування при взаємодії струменю води, якій витікає з каналу ПП, з потоком води, що натікає на струмінь зі швидкістю руху судна. Дослідження показали, що на маневрені характеристики суден суттєво впливають: частина потужності електродвигунів ПП; початкова швидкість руху судна; конструктивні параметри корпусу електрохода та його електроенергетичної гребної установки.

Проілюстровано маневрені властивості пасажирських суден, обладнаних РКК Azipod, наведено поточні значення основних режимних показників СЕЕУ. Досліджено вплив швидкості руху і кута повороту гондоли РКК на основні маневрені характеристики і режимні показники роботи – підтверджено, що при виході на циркуляцію на великих швидкостях, необхідно обмежувати і кут повороту РКК Azipod, і швидкість його повороту, моделюванням встановлено допустимі межі цих значень.

У *восьмому* розділі проведено перевірку достовірності моделей та методів, які складають розроблену методологію розмірної модернізації. Така модернізація була виконана для суден, які знаходяться в експлуатації. Оцінка маневрених характеристик судна проводилась в двох варіантах – базового (неподовженого) і альтернативного (подовженого, корпус якого було збільшено на величину додаткової циліндричної вставки) судна. Застосування методології дозволило, використовуючи процедуру оптимізації, визначити довжину циліндричної вставки, яка найкращим чином відповідала економічним показникам діяльності судна, де обмеженнями цільової функції виступали довжини вставки, що допускалися з умов безпеки і функціональності судна. Після цих розрахунків було проведено оцінку маневрених характеристик, яка для базового та альтернативного суден включає: визначення узагальнених безрозмірних параметрів пропульсивних комплексів, які суттєво впливають на дані характеристики, та знайдені їх чисельні значення; порівняльний аналіз інерційних характеристик, показників траєкторії циркуляційного руху і параметрів маневру «зигзаг» (відмічено, що ступінь

погіршення невелика і залишається в межах, що регламентуються Регістром) з класичною компоновкою електроенергетичної установки, підрулюючими пристроями і рушійно-кермовими комплексами Azipod. За результатами порівняного аналізу підтверджено доцільність та обґрунтованість методології розмірної модернізації пасажирських суден, продемонстровано збереження (у допустимих межах) їх функціональності й безпеки та відсутність суттєвих заперечень з боку її технічної реалізації.

Наукова новизна. *Вперше розроблено (отримано):* 1. Науково-обґрунтована стратегія та методологія розмірної модернізації пасажирських суден, в основу якої, на відміну від існуючих окремих процедур модернізації, покладено сукупність методів інтегральної оцінки критеріїв економічної ефективності судна, його функціональності, безпеки судна та судноплавства. Відповідно до системного підходу до процесу модернізації, методи об'єднані у єдину логічну послідовність, що формує ідеологічний базис розмірної модернізації, та дозволяють оцінювати її доцільність, своєчасність, об'єм та ефективність експлуатації модернізованого судна на протязі всього його життєвого циклу. 2. Метод визначення граничної довжини додаткової вставки корпусу, який, на відміну від відомих способів, побудовано на базі інтегральної моделі розмірної модернізації. Особливість методу в тому, що основними критеріями якості обрано економічні показники, та показники, які регламентуються Міжнародною конвенцією SOLAS-74/78, Кодексом забезпечення остійності суден і вимогами Класифікаційних товариств. Метод дає можливість техніко-економічного обґрунтування довжини додаткової вставки з урахуванням необхідності змін у функціональності, безпеці, відповідності критерію енергоефективності *EEDI* на протязі життєвого циклу, пропульсивної установки, впливу подовження судна на його технічні характеристики. 3. Науково обґрунтовані закономірності впливу подовження судна на його основні технічні показники в умовах експлуатації – розрахункові моменти та перерізуючі сили, ходовість, маневреність, відмінною особливістю яких є врахування додаткових навантажень з боку морського середовища в умовах експлуатації, що дозволяє вже на стадії прийняття рішення щодо доцільності

модернізації, поряд з економічними показниками, оцінювати можливі зміни у функціональності суден. 4. Метод оптимізації довжини додаткової вставки, особливістю якого є те, що в процесі пошуку найкращого економічного рішення, враховуються, у якості обмежень, показники функціональності та безпеки експлуатації суден. Метод дозволяє відшуковувати розмір додаткової вставки, якій забезпечує найліпші економічні показники подальшої експлуатації пасажирських суден, з урахуванням технічних та екологічних аспектів. 5. Методи оцінки впливу конструктивної модернізації суден на показники якості виконання маневрених операцій. Особливість методів у тому, що показники якості судна та показники роботи всіх складових судової електроенергетичної установки, включаючи ППІ та РКК Azipod, оцінюються з урахуванням сумісної їх роботи з корпусом судна, та з урахуванням ефектів їх взаємодії між собою. Методи дають можливість оцінювати здатність електроенергетичної установки щодо забезпечення в умовах експлуатації ефективного та безпечного функціонування модернізованих суден.

Отримало подальший розвиток: 1. Метод прискореного визначення на втомну міцність відповідальних судових конструкцій, який забезпечує прискорену оцінку характеристик опору втомі елементів конструкції корпусу судна при його реконструкції і модернізації. 2. Математичні моделі перехідних режимів пропульсивних комплексів пасажирських суден, особливою відмінністю яких є те, що вони: включають всі варіанти компоновки електроенергетичної установки; враховують гідродинамічні процеси взаємодії рушіїв з корпусом судна; побудованих за критеріями динамічної подібності та узагальнених безрозмірних параметрів пропульсивних комплексів. Це дозволяє охоплювати результатами досліджень великий клас суден, проводити широкі узагальнення та прогнозувати поведінку суден на маневрах. 3. Методи оцінки впливу вітрового навантаження на маневрені властивості суден, відмінною особливістю яких є можливість врахування здатності гребної електроенергетичної установки забезпечити виконання основних маневрів з урахуванням вимог Стандарту маневреності щодо керованості суден. 4. Методи імітаційного моделювання перехідних режимів пропульсивних комплексів суден з електрорухом на основних експлуатаційних

режимах роботи, особливістю яких є можливість в кількісній оцінці режимних показників та показників якості маневрування всіх складових частин комплексів з візуалізацією процесу маневрування. Моделі забезпечують можливість дослідження маневрених режимів роботи суден з одночасним контролем показників їх електроенергетичних установок.

Удосконалено: 1. Сукупність критеріїв оцінки якості експлуатації пасажирських суден, яка суттєво розширена за рахунок включення крім економічних, також й показників технічної ефективності, функціональності та безпеки експлуатації, що забезпечує комплексний підхід до оцінки доцільності та технічної можливості реалізації модернізації. 2. Методи розрахунку гідродинамічних процесів взаємодії рушіїв підрулюючих пристроїв та РКК з зовнішньою середою та з корпусом судна, з урахуванням змін при маневруванні і параметрів управління, і основних розрахункових коефіцієнтів, що дозволяє оцінювати показники маневреності суден на перехідних режимах.

Практична значимість. Наукові результати, що були отримані в ході проведених досліджень, покладено в основу побудови низки практичних результатів, які формують систему підтримки прийняття рішень при організації та управлінні модернізацією пасажирських суден. Основні з них: 1. Методологічні основи модернізації, що розроблені в роботі формують послідовний ланцюжок розрахункових процедур, якій слід покласти в основу організації, управління та контролю технічної реалізації процесу модернізації пасажирських суден. Вони дозволяють оцінювати доцільність, своєчасність та об'єм модернізації. Головними критеріями є економічні показники. Показники функціональності, безпеки судна виконують функції обмежень. 2. Методи розрахунку загальної міцності корпусу дозволяють розраховувати ступінь впливу подовження судна на його загальну поздовжню міцність, враховуючи умови експлуатації та обов'язкові норми забезпечення міцності (при прогині й перегині), мінімального моменту опору, моменту інерції перетину корпусу. 3. Метод прискореного визначення характеристик опору втомі елементів корпусних конструкцій (їх граничних напружень) при проведенні відповідних робіт з їх реконструкції створює умови для

забезпечення локальної міцності корпусу. 4. Методи оцінки впливу подовження корпусу на буксирувальний опір та пропульсивний коефіцієнт дають можливість розраховувати основний експлуатаційний показник судна – ходовість. Рекомендації по розрахунку остійності та ефективності стернових пристроїв забезпечують оцінку можливих змін в безпеці судна. 5. Застосування рішення щодо визначення граничної довжини судна за критерієм забезпечення енергоефективності дозволить визначати в процесі модернізації або побудови нових суден мінімальну довжину (розміри) суден у відповідності до нормативно-правових документів Міжнародної морської організації (які регламентують процедури і правила, пов'язані з захистом та ліквідацією забруднення морського середовища). Процедура розрахунку враховує етапи та темпи зменшення граничних значення [*EEDI*] на протязі життєвого циклу судна. 6. Розроблено комплект прикладних програм розрахунку режимів роботи суднових пропульсивних комплексів на основних маневрах. Це дає можливість заздалегідь, при визначенні доцільного ступеню подовження, розраховувати маневрені властивості суден та прогнозувати їх зміни, оцінювати можливості енергетичної установки судна щодо забезпечення його функціональності. 7. Основні практичні результати досліджень впроваджені у практичну діяльність суднобудівних, судноремонтних підприємств, проектно-конструкторських установ та в навчальний процес.

Ключові слова: ефективність, технічна експлуатація, морські судна, ремонт, реконструкція, модернізація, пропульсивний комплекс, енергетична установка, математичне моделювання, безпечне використання, засоби транспорту, маневрування.

ANNOTATION

Shumylo O.M. Methodological foundations of dimensional modernization of passenger ships to increase the efficiency of their operation. – Qualification scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences in the specialty 05.22.20 - Maintenance and Repair of Transport Means - National University "Odessa Maritime Academy", Odesa, 2025.

The dissertation solves the current problem of increasing the efficiency of passenger ship operation using dimensional modernization, which is important for ensuring the effective functioning of the maritime passenger fleet, which creates conditions for their further highly efficient use during certain stages of the life cycle, providing for the renewal of the ship, increasing passenger capacity with additional profit, and studying system properties and technical solutions in accordance with modern standards in shipping. The problem is solved on the basis of creating new and improving existing strategies, methods, and models that form a new methodology of dimensional modernization, based on an integrated consideration of modern concepts for ensuring safety, economy, efficiency, and environmental friendliness.

From a critical analysis of the existing state of ways to increase the efficiency of the operation of sea passenger vessels, a relevant scientific and technical problem has been formulated - the state of development of theoretical and practical methods, methods and solutions, the ability of their rational application to substantiate technical solutions to increase the efficiency of the operation of sea passenger vessels by carrying out their dimensional modernization, as well as their ability to unambiguously influence the increase in the efficiency of their operation within the framework of ensuring technical and operational and technical and economic requirements.

It has been established that the development of directions and methods for increasing the efficiency of the operation of sea passenger vessels encounters a system of complex technical, operational, and technical and economic factors characterized by corresponding contradictions, discrepancies, inconsistencies, and antagonisms. Formulated unresolved scientific contradictions - at present, firstly, there are no scientifically based methods to significantly reduce the rate of decline in profitability (i.e. efficiency) of vessels in operation; secondly, there are no scientifically based methods to significantly reduce the rate of growth in vessel operating costs. The unsolved nature of these problems is caused by the same scientific contradiction that does not allow to

increase the time in which the ship will remain competitive. At a certain point in its life cycle, the profit from the operation of a cruise ship drops so much that the question arises as to the feasibility of its continuation.

Based on the existing practice of dimensional modernization of vessels, a hypothesis is put forward: timely and technically and economically justified lengthening of the vessel's hull will allow to significantly increase (due to an increase in passengers) the income from its operation, without significantly increasing operating costs. As a result, for a certain period of the vessel's life cycle, profits and profitability increase again and its competitiveness is restored. A scientifically sound methodology for implementing this hypothesis will help to eliminate the highlighted scientific contradiction and increase the efficiency of cruise liner operations.

The aim of the work is to increase the efficiency of vessel operation using a scientifically based strategy and methodology of dimensional modernization, taking into account the admissibility of relevant design changes and the capabilities of the propulsion power plant. Achieving the set goal requires the formulation and solution of the following interrelated tasks: establishing possible ways to increase the efficiency of cruise ship operation with an analysis of their contradictions, and building a scientifically based modernization strategy to increase their efficiency through dimensional modernization; feasibility study, choice of time in the life cycle, and quantitative parameters of dimensional modernization, and development of a scientifically based methodology for ship hull modernization; development of methods for assessing the admissibility of hull lengthening within the target limits according to the criterion of the overall longitudinal strength of the ship hull, and their local strength according to the criterion of ensuring the required level of fatigue resistance characteristics of their responsible elements; building methods for assessing the impact of hull lengthening on the seaworthiness of ships, the efficiency of control devices, and the energy efficiency of the ship; development of a mathematical model and methods for studying transient operating modes of propulsion systems of electric vessels of the cruise fleet during maneuvers; development of methods for calculating operating parameters and maneuvering quality indicators of electric vessels with a classical arrangement of an electric power rowing installation as part of the

propulsion complex - for assessing the maneuvering quality indicators of electric vessels and loads on the electric power installation; development of methods for calculating operating parameters and maneuvering quality indicators of electric vessels with active ship motion control systems and AZIPOD propulsion and steering complexes as part of the propulsion complex - for assessing the maneuvering quality indicators of electric vessels and loads on the electric power installation; experimental confirmation of the reliability of the developed modernization methodology, research methods and the feasibility of timely lengthening of the electric vessel hull to increase the efficiency of its operation.

The object of research is the processes of managing the dimensional modernization of electric passenger ships in order to increase the efficiency of their operation.

The subject of the research is the methodological foundations of ship modernization with scientific and technical justification of expedient changes in their design parameters, and the study of the patterns of influence of these changes on the technical condition of ships, which creates conditions for their highly efficient operation. The scientific value of the research is determined by the solution of the main scientific tasks.

In the dissertation work, in the process of solving the tasks set, theoretical, numerical and experimental research methods are used in combination: system analysis - for the technical and economic justification of the feasibility, the choice of time in the life cycle, and the quantitative parameters of dimensional modernization, the creation of an integral model of substantiation of the dimensional modernization of a passenger ship; strength theories (as applied to the ship's hull) - for determining the limiting size of the ship and the length of the cylindrical insert (according to the criterion of overall strength) and assessing the fatigue resistance of ship structural elements (according to the criterion of local strength); ship theory - for determining the influence of the ship's seaworthiness on the maximum value to which it is possible to lengthen the ship; correlation-regression analysis - for determining the parameters of the fatigue curve of ship structures when assessing the influence of ship lengthening on the local strength of its hull; numerical (numerical) analysis - for solving differential equations in the method of studying the

transient regimes of propulsion complexes, recalculating the parameters of fatigue curves based on the integral approach in the accelerated method of determining the characteristics of fatigue resistance of elements of ship hull structures; inductive and deductive methods, systems approach and the provisions of the theory of dynamic similarity - for building a mathematical model of transient processes in propulsion complexes of electric ships; simulation modeling - for describing transient processes in propulsion complexes of electric ships, which was developed by the author in the JAVA language, when analyzing the maneuvering characteristics of electric ships and visualizing the maneuvering results.

The first chapter provides a general analysis of the state and presents existing problems in increasing the efficiency of the operation of sea passenger ships. The main problems identified are related to increasing operational efficiency, overcoming the economic obsolescence of passenger ships, and restoring the competitiveness of shipping companies, which arise as a result of the growth in the number of passengers on cruise lines and the inability of the company's ships to meet this demand. A hypothesis of scientific research has been put forward, which assumes that timely, technically and economically justified lengthening of the ship's hull will allow for a certain period of the life cycle to again increase the efficiency of ship operation. It is noted that increasing the efficiency of operation, reducing the impact of economic obsolescence, which consists in the mismatch of the passenger capacity of the vessels of a given shipping company with the increase in demand for sea cruises, can be rationally carried out using such a type of modernization as conversion, which is carried out with an increase in the size of the hull, also known as dimensional modernization. An analysis of literary sources was conducted on increasing the efficiency of the use of sea vessels, and the application of methods for determining the degree of vessel elongation with an assessment of their advantages and disadvantages. Technical and economic indicators of modernization efficiency have been determined, forming an integrated system that reflects the results of technical and commercial operation of vessels and safety indicators. It is shown that a single theoretical basis for dimensional modernization of ships has not been developed, individual theoretical provisions lag behind the implemented practical developments, which

emphasizes the need to solve the problem of creating a single methodology for dimensional modernization of ships, which will increase the quality of the general level of theoretical developments, create a theoretical basis for the modernization of sea passenger ships.

The second chapter presents the methods used in the study to analyze the feasibility study of the dimensional modernization of passenger ships and its methodological foundations. A comprehensive assessment of the effectiveness of ensuring the operational properties of the vessel under the influence of dimensional modernization was carried out using qualimetric indicators of the vessel's quality and the construction of a corresponding tree of seaworthiness properties, engineering characteristics of the vessel, and indicators of operational efficiency. The properties of the proposed tree are structured, which serve as the basis for creating a system for conducting dimensional modernization of a passenger ship, the first step of which is the formulation of a set of goals - a tree of goals and tasks generated by them. In accordance with the goals set, they cover the main economic indicators of vessel operation, functionality criteria, and safety criteria for technical operation. A goal tree has been formed, which defines goals, subgoals, and the set of tasks related to substantiating the feasibility of dimensional modernization. A methodology has been created for substantiating the dimensional modernization of passenger ships, which is based on an integral consideration of all characteristics and requirements of technical operation, taking into account increased economic efficiency, increased or unchanged safety and functionality. A mathematical model of the dimensional modernization of a cruise ship has been created, which includes: a submodel of passenger ship and shipping safety that implements the key conditions for its implementation - conditions of hull strength, fire safety, ensuring stability, unsinkability, life-saving equipment for passengers and crew members, and environmental friendliness, which is regulated by the rules of the International Conventions SOLAS-74/78, MARPOL-73/78, and the Register of Shipping; The submodel of the functionality of a passenger ship determines the ability to perform operational functions, therefore, important requirements for the implementation of the model are the conditions of suitability of the ports of call and the shipyard of the shipbuilding company that carries

out the modernization, ensuring the ship's maneuverability and maneuverability, performing the mass equation, ensuring the permissible depth of immersion of the propeller, autonomy and sailing range, preventing slamming, continuity of the hull flow, sufficient capacity of ballast tanks, suitability of engineering equipment (main, auxiliary); the submodel of economic efficiency plays a major role in determining the economic indicators of the modernized ship's activities - income, expenses, profits, the analysis of which allows making a final decision on the new length of the ship - the length of the cylindrical insert. The main role in the procedures for finding the best option for lengthening the hull is played by the economic performance indicators of the modernized vessel. The safety and functionality of the vessel are used as constraints. The results of the section constitute the ideological basis of the methodology for dimensional modernization of sea passenger vessels, which is built on a comprehensive approach to assessing the feasibility and quality of dimensional modernization of vessels, taking into account its economic and functional goals and navigation safety.

The third chapter proposes a set of new and improved solutions for determining the maximum length of a vessel and the cylindrical insert of its hull during dimensional modernization, which are based on meeting the requirements of the Shipping Register for ensuring the overall longitudinal strength of the hull and its local (local) strength. This is related to conducting a study to assess the regularity of changes in the main force factors caused by changes in length, design loads, sea-induced wave bending moments and shearing forces in the cross-section of the midship frame in calm water, with deflection and buckling of the hull, as well as an assessment of the wave coefficients that are directly applied to them. Based on the conditions of the overall longitudinal strength of the hull, a solution is proposed for determining the limiting size of the cylindrical insert according to the strength criterion: during buckling, hull deflection, and in still water.

Within the framework of the task of calculating the fatigue (local) strength of the corresponding ship structures when determining the ultimate stresses, an improvement was made to the method of accelerated determination of the fatigue resistance characteristics of these structures, which is based on the use of two models of fatigue

curves that obey the power equation and the Weibull equation with subsequent recalculation of the parameters of these curves using the integral method.

The fourth chapter is devoted to the analysis of changes in the seaworthiness of the vessel, which are significantly affected and require special assessment when carrying out dimensional modernization, as they affect safety, quality of operation, efficiency of the vessel and compliance with environmental requirements, and are regulated by the rules of international conventions and the Register of Shipping. New solutions are proposed for assessing the maximum (permissible) length of a modernized vessel according to the criteria for ensuring: maneuverability, stability, maneuverability (efficiency of using the rudder), environmental friendliness (energy efficiency) with comprehensive research into the factors that determine them.

In the fifth chapter, mathematical models and methods for studying the transient regimes of propulsion systems of passenger ships during maneuvering are developed. Based on the obtained mathematical description of transient and steady-state operating modes, simulation models for analyzing the maneuvering characteristics of propulsion systems of electric ships are developed. The models are developed in JAVA. The reliability of mathematical models and methods for calculating transient regimes is proven by a comparative analysis of the results of calculations with natural tests. The developed mathematical apparatus makes it possible to conduct a comprehensive analysis of the behavior of passenger ships during maneuvers.

In the sixth chapter, methods for assessing the influence of the parameters of the propulsion complex on the maneuvering characteristics of passenger ships with a classic layout of the power plant were developed, which reflected the performance of the main maneuvers regulated by the maneuverability standard in accordance with the Resolutions of the Maritime Safety Committee MSC.137(76) - inertial properties of the ship during acceleration-braking, movement in circulation, "zigzag" movement (Kempfon's zigzag). A feature of the method, in addition to assessing the maneuvering characteristics, is the prediction of the capabilities of the ship's power plant, which can, firstly, lead to its overload (and failure to perform the maneuver), and secondly, worsen the

maneuverability of ships. Therefore, when analyzing the maneuvering characteristics, the indicators of the power plant are necessarily monitored.

In the seventh chapter, methods for studying the maneuvering characteristics of propulsive complexes with thrusters (PT) and with Azipod propulsion and steering complexes (RSC) are created. The main purpose of the methods is to assess the maneuvering characteristics of vessels with modern electric propulsion systems. The developed method for modeling maneuvering modes allows assessing the maneuvering properties of vessels with Azipod propulsion and RSC with simultaneous control of the load on the power elements of the ship's electrical power plant.

In the mathematical model of transient operating modes, the processes in the electric motor are presented taking into account the hydrodynamic processes of the interaction of their propellers with the hull of the vessel, and the suction effect during the interaction of the water jet flowing out of the electric motor channel with the water flow flowing into the jet at the speed of the vessel. Studies have shown that the maneuverability characteristics of vessels are significantly influenced by: the share of the power of the electric motor of the electric motor; the initial speed of the vessel; the design parameters of the hull of the electric motor and its electric power plant.

The maneuverability properties of passenger ships equipped with the Azipod are illustrated, the current values of the main operating parameters of the SEEU are given. The influence of the speed of movement and the angle of rotation of the RCC nacelle on the main maneuverability characteristics and operating parameters of the ship is investigated - it is confirmed that when entering circulation at high speeds, it is necessary to limit both the angle of rotation of the Azipod and its speed of rotation, the permissible limits of these values are established by modeling.

In the eighth chapter, the reliability of the models and methods that make up the developed dimensional modernization methodology was verified. Such modernization was performed for vessels that are in operation. The assessment of the vessel's maneuvering characteristics was carried out in two versions - the basic (non-lengthened) and alternative (lengthened) vessel. The application of the methodology allowed, using the optimization procedure, to determine the length of the cylindrical insert that best

corresponded to the economic indicators of the vessel's activity, where the constraints of the objective function were the insert lengths allowed by the conditions of safety and functionality of the vessel. After these calculations, an assessment of the maneuvering characteristics was carried out, which for the basic and alternative vessels includes: determining the generalized dimensionless parameters of the propulsive complexes that significantly affect these characteristics, and finding their numerical values; comparative analysis of inertial characteristics, indicators of the trajectory of circulation movement and parameters of the "zigzag" maneuver (it is noted that the degree of deterioration is small and remains within the limits regulated by the Register) with the classical layout of the power plant, thrusters and Azipod propulsion and steering complexes. The results of the comparative analysis confirmed the feasibility and validity of the methodology for dimensional modernization of passenger ships, demonstrated the preservation (within permissible limits) of their functionality and safety and the absence of significant objections to its technical implementation.

A scientific innovation. First developed: 1. A scientifically based strategy and methodology for dimensional modernization of passenger ships, which, unlike existing separate modernization procedures, is based on a set of methods for integral assessment of the criteria of economic efficiency of the ship, its functionality, safety of the ship and navigation. In accordance with the systemic approach to the modernization process, the methods are combined into a single logical sequence that forms the ideological basis of dimensional modernization, which allows assessing its feasibility, timeliness, volume and efficiency of operation of the modernized ship throughout its entire life cycle. 2. The method for determining the maximum length of an additional hull insert, which, unlike known methods, is built on the basis of an integral model of dimensional modernization. The peculiarity of the method is that the main quality criteria are economic indicators and indicators regulated by the International Convention (SOLAS-74/78), the Code for Ensuring the Stability of Ships and the Register of Shipping. The method allows for a feasibility study of the length of an additional insert, taking into account the need for changes in the propulsion system, the impact of the vessel's lengthening on its technical characteristics, functionality, safety, and compliance with the EEDI energy efficiency

criterion throughout the life cycle. 3. Specific relationships have been investigated and new patterns have been established between the degree of vessel elongation and its main technical indicators – design moments and shearing forces, speed, maneuverability, a distinctive feature of which is the consideration of additional loads from the marine environment under operating conditions, which allows, along with economic indicators, to assess possible changes in the functionality of vessels already at the stage of making a decision on the feasibility of modernization. 4. Method for optimizing the length of the additional insert, the peculiarity of which is that in the process of finding the best economic solution, the indicators of functionality and safety of vessel operation are taken into account as constraints. The method allows finding the size of the additional insert, which provides the best economic indicators of the further operation of passenger vessels, taking into account technical and environmental aspects. 5. Methods for assessing the impact of structural modernization of vessels on the quality indicators of maneuvering operations. The peculiarity of the methods is that the quality indicators of the vessel and the performance indicators of all components of the ship's electrical power plant, including thrusters and Azipod propulsion systems, are assessed taking into account their compatible operation with the vessel's hull, and taking into account the effects of their interaction with each other. The methods make it possible to assess the ability of the electrical power plant to ensure the effective and safe functioning of the modernized vessels under operating conditions. *Further development was made:* 1. The method for accelerated determination of fatigue strength of critical ship structures, which provides an accelerated assessment of the fatigue resistance characteristics of ship hull structural elements during their reconstruction and modernization. 2. Mathematical models of transient regimes of propulsion systems of passenger ships, the special difference of which is that they: include all variants of the layout of the power plant; take into account the hydrodynamic processes of interaction of the engines with the ship's hull; are built using the criteria of dynamic similarity and generalized dimensionless parameters of propulsion systems. This allows the results of the research to cover a large class of ships, make broad generalizations and predict the behavior of ships during maneuvers. 3. Methods for assessing the impact of wind load on the maneuverability of vessels, a

distinctive feature of which is the ability to take into account the ability of the rowing power plant to ensure the performance of basic maneuvers, taking into account the requirements of the Maneuverability Standard for vessel controllability. 4. Methods of simulation modeling of transient modes of propulsion complexes of vessels with electric propulsion at the main operational modes of operation, the peculiarity of which is the possibility of quantitative assessment of regime indicators and maneuvering quality indicators of all components of the complexes with visualization of the maneuvering process. The models provide the possibility of studying maneuvering modes of vessels with simultaneous control of the indicators of their electric power installations. Improved:

1. A set of criteria for assessing the quality of operation of passenger ships, which is significantly expanded by including, in addition to economic indicators, also indicators of technical efficiency, functionality and operational safety, which provides a comprehensive approach to assessing the feasibility and technical feasibility of implementing modernization.
2. Methods for calculating hydrodynamic processes of interaction of thruster engines and Azipod with the external environment and with the ship's hull, taking into account changes in maneuvering and control parameters, and basic calculation coefficients, which allows assessing the maneuverability indicators of ships in transitional modes.

Practical significance. The scientific results obtained in the course of the research were used as the basis for building a number of practical results that form a decision-making support system for organizing and managing the modernization of passenger ships. The main ones are:

1. The methodological foundations of modernization, developed in the work, form a sequential chain of calculation procedures, which should be the basis for organizing, managing and controlling the technical implementation of the modernization process of passenger ships. They allow assessing the feasibility, timeliness and scope of modernization. The main criteria are economic indicators. Indicators of functionality, safety of the ship and navigation perform the functions of restrictions.
2. Methods for calculating the overall strength of the hull allow calculating the degree of influence of the vessel's elongation on its overall longitudinal strength, taking into account operating conditions and mandatory standards for ensuring strength (during

deflection and buckling), minimum moment of resistance, and moment of inertia of the hull section. 3. Methods for assessing the impact of hull lengthening on towing resistance and propulsive coefficient make it possible to calculate the main operational indicator of the vessel - maneuverability. Recommendations for calculating stability and the efficiency of steering devices provide an assessment of possible changes in the safety of the vessel. 4. The application of the decision to determine the maximum length of a vessel based on the criterion of ensuring energy efficiency will allow determining, during the modernization or construction of new vessels, the minimum length (dimensions) of vessels in accordance with the regulatory documents of the International Maritime Organization (which regulate procedures and rules related to the protection and elimination of pollution of the marine environment). The calculation procedure takes into account the stages and rates of reduction of the limit values [EEDI] throughout the life cycle of the vessel. 5. A set of application programs for calculating the operating modes of ship propulsion systems during basic maneuvers has been developed. This makes it possible in advance, when determining the appropriate degree of elongation, to calculate the maneuvering properties of ships and predict their changes, and to assess the capabilities of the ship's power plant to ensure its functionality. 6. The main practical results of the research are implemented in the practical activities of design institutions and in the educational process.

Keywords: efficiency, technical operation, seagoing vessels, repair, reconstruction, modernization, propulsion complex, power plant, mathematical modeling, safe use, means of transport, maneuvering..

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

LIST OF PUBLISHED WORKS ON THE THESIS TOPIC

Перелік статей у журналах, що реферуються науково-метричними базами даних Scopus, Web of Science

List of articles in journals referenced by scientific-metric databases Scopus, Web of Science:

1. Melnyk O., Onyshchenko S., Onishchenko O., **Shumylo O.**, Voloshyn A., Koskina Y., Volianska Y. (2022). Review of Ship Information Security Risks and Safety of Maritime Transportation Issues. *TransNav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*, Vol. 16, No. 4, 717-722 DOI:10.12716/1001.16.04.13 (**Scopus**)
2. Melnyk O., Sagaydak O., **Shumylo O.**, Lohinov O. (2023). Modern Aspects of Ship Ballast Water Management and Measures to Enhance the Ecological Safety of Shipping. *Studies in Systems, Decision and Control*, Vol. 481, 681-694. Springer, Cham. doi.org/10.1007/978-3-031-35088-7_39 (**Scopus**)
3. **Shumylo O.**, Yarovenko V., Malaksiano M., Melnyk O. (2023). Comprehensive Assessment of Hull Geometry Influence of a Modernized Ship on Maneuvering Performance and Propulsion System Parameters. *Pomorstvo*, 37(2), 314-325. DOI:10.31217/p.37.2.13 (**Scopus**)
4. Melnyk, O., Onyshchenko, S., Onishchenko, O., **Shumylo, O.**, Voloshyn, A., Ocheretna, V., & Fedorenko, O. (2024). Implementation Research of Alternative Fuels and Technologies in Maritime Transport. *Modern Technologies in Energy and Transport*. *Studies in Systems, Decision and Control*, Vol. 510, 13-31. doi.org/10.1007/978-3-031-44351-0_2 (**Scopus**)
5. Rudenko S., Shakhov A., Lapkina I., **Shumylo O.**, Mykola Malaksiano, Ihor Horchynskyi. (2022). Multicriteria Approach to Determining the Optimal Composition of Technical Means in the Design of Sea Grain Terminals. *Transactions on Maritime Science*. Split, Croatia, 11(1), 28–44. doi:10.7225/toms.v11.n01.003. doi.org/10.7225/toms.v11.n01.003 (**Scopus**)

6. Yarovenko, V. A., Chernikov, P. S., Zaritskaya, E. I., & **Shumylo, O. M.** (2020). Control of electric ships' propulsion motors when moving on curvilinear trajectory. *Electrical Engineering & Electromechanics*, (5), 58–65.

doi.org/10.20998/2074-272X.2020.5.09 (*Web of Science*)

7. **Shumylo O.** (2024) Analysis of factors affecting the ship safety on the basis of six-stage risk management model / O. Melnyk, S. Onyshchenko, O. Shumylo, V. Ocheretna, O. Kononova // Systems, Decision and Control in Energy VI. *Energy Informatics and Transport*. Springer, Cham. Vol. 561, 423-441.

DOI:10.1007/978-3-031-68372-5_23 (*Scopus*)

8. **Shumylo, O.**, Yarovenko, V., Malaksiano, M., Melnyk, O., Iovchev, S. (2025). Methods for Assessing Electric Ships' Maneuvering and Safety Indicators Based on the Theory of the Dynamic Similarity. In: Melnyk, O., Onishchenko, O., Zaporozhets, A. (eds) *Maritime Systems, Transport and Logistics I. Studies in Systems, Decision and Control*, Springer, Cham. Vol. 580, 235-255. doi.org/10.1007/978-3-031-82027-4_15 (*Scopus*)

Перелік статей у виданнях, що входять до переліку наукових фахових видань України (категорії Б)

9. **Shumylo O.M.**, Kononova O.M. (2016) Assessment of average resource of ship's shafting. *Вісник Одеського національного морського університету*, (48), 173-180. ISSN 2226-1893, <http://visnyk.onmu.org.ua/index.php/1/issue/view/50>

10. **Шумило О.М.** (2011). Оцінка живучості деталей і елементів конструкцій при нерегулярному циклічному навантажуванні. *Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал*, № 1, 120-130.

11. **Шумило О.М.** (2010). Експертна оцінка вихідних характеристик опору втомі деталей машин, що зруйнувалися при циклічному навантажуванні. *Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал*, № 1. 15-21.

12. **Шумило О.** (2023). Оптимізація розмірної модернізації пасажирських суден з урахуванням енергоефективності. *Розвиток транспорту*, 4(15), 58-77. Retrieved із <https://doi.org/10.33082/td.2022.4-15.06>

13. **Shumylo O.** (2022). Визначення оптимальних розмірів подовження пасажирських суден у процесі їх модернізації. *Розвиток транспорту*, 1(12), 85-104. doi.org/10.33082/td.2022.1-12.08
14. **Shumylo O.** (2023). Дослідження впливу розмірної модернізації на геометричні характеристики пасажирського судна. *Розвиток транспорту*, 2(17), 75-89. doi.org/10.33082/td.2023.2-17.07
15. **Shumylo O.** (2023). Дослідження буксирувального опору круїзних суден при їх розмірній модернізації. *Розвиток транспорту*, 4(19), 140-162. doi.org/10.33082/td.2023.4-19.11
16. **Шумило О., Яровенко В., Зарицька О., & Криворучко Д.** (2023). Вплив конструктивних параметрів електроходів на діаграму керованості. *Вісник Одеського національного морського університету*, (68), 53-65. doi.org/10.47049/2226-1893-2023-1-53-65
17. Yarovenko V.O., Chernikov P.S., **Schumylo O.M.**, Zaritska O.I. (2022) Mathematical Model of Transient Modes of Electric Ships' Propulsion Complexes with Thrusters. *Розвиток транспорту*, 3(14), 110-129. doi.org/10.33082/td.2022.3-14.09
18. **Шумило О.М.** (2023). Вплив конструктивних параметрів електроходів на показники виконання маневру «зигзаг». *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*, Вип. 1-2(26-27), 56-68. doi.org/10.33815/2313-4763.2023.1-2.26-27.056-068
19. **Шумило О.М.** (2023) Вплив геометричних параметрів корпусу електрохода на інерційні характеристики. *Вісник Одеського національного морського університету*, 4(71), 36-48. doi.org/10.47049/2226-1893-2023-4-36-48
20. **Шумило О.** (2024). Комплексна оцінка впливу розмірної модернізації на ходовість і пропульсивні характеристики круїзних суден. *Розвиток транспорту*, 1(20), 73-90. doi.org/10.33082/td.2024.1-20.07
21. **Шумило О.** (2024). Аналіз безпечної експлуатації пасажирського судна з розмірною модернізацією корпусу за критерієм забезпечення остійності. *Вісник Одеського національного морського університету*, 2(73), 87-101. doi.org/10.47049/2226-1893-2024-2-87-101 .

22. **Шумило О.М.** (2024) Технічні та економічні аспекти управління життєвим циклом морського судна. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського* Серія: Технічні науки. Том 35 (74) № 2, 334-344. doi.org/10.32782/2663-5941/2024.2/47

23. **Шумило О.** (2024). Оцінка розмірної модернізації пасажирських суден за критерієм міцності їх корпусів. *Розвиток транспорту*, 3(22), 87-105. doi.org/10.33082/td.2024.3-22.06

24. **Шумило О.**, Григор'єв Ю., & Конопльов А. (2024). Про підходи до перерахунку параметрів кривих втоми. *Вісник Одеського національного морського університету*, 3(74), 33-50. doi.org/10.47049/2226-1893-2024-3-33-50

25. **Shumylo O.**, Rossomakha, O., & Shakhov A. (2021). Удосконалення моделі визначення вартості життєвого циклу судна. *Розвиток транспорту*, 1(8), 113-124. <https://doi.org/10.33082/td.2021.1-8.11>

26. **Shumylo O.**, & Kupraty, O. (2021). Rotor Sails As A Perspective Ship Power Plant. Роторні вітрила як перспективна суднова енергетична установка. *Розвиток транспорту*, 3(10), 30-51. doi.org/10.33082/td.2021.3-10.03

27. Honcharuk I., Golovan A., **Shumylo O.**, & Shamov O. (2023). Особливості управління безпекою маневрування при виконанні швартових операцій до борту судна. *Розвиток транспорту*, 1(16), 69-78. doi.org/10.33082/td.2023.1-16.06

28. **Шумило А.Н.**, Кононова О.Н. (2009). Оценка циклической прочности деталей судовых машин по уравнениям подобия усталостного разрушения. *Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал*. № 2. 108-113.

Монографії:

29. Гаврилов О. В., Сагайдак О. І., **Шумило О. М.** (2021). Міжнародне регулювання запобігання забрудненню морського середовища. Одеса: КУПРІЄНКО СВ.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації
Papers that additionally reflect the scientific results of the dissertation

30. Melnyk O., Onishchenko O., Onyshchenko S., **Shumylo O.**, Volyanskyy S., Bondar A., Cheredarchuk N. (2023) Application of Fuzzy Controllers in Automatic Ship Motion Control Systems. *International Journal of Electrical and Computer Engineering*, Vol. 13, № 4, 3948-3957.

ISSN:2088-8708, DOI: <http://doi.org/10.11591/ijece.v13i4.pp3948-3957> (**Scopus**)

31. Melnyk O., **Shumylo O.**, Kolegaiev M., Maslii O., Onishchenko O., Bulgakov M. (2023). Magnetic hydrocyclones efficiency survey for application in marine engine oil and hydrophobic substances purification technology. *Journal of Chemistry and Technologies*, 31(4), 775-785. <https://doi.org/10.15421/jchemtech.v31i4.289124> (**Scopus**)

32. Minchev D., Gogorenko O., Varbanets R., Moshentsev Y., Pi's'te'k V., Kuc'era P., **Shumylo O.** and Kyrnats V. (2022). Prediction of centrifugal compressor instabilities for internal combustion engines operating cycle simulation. *Journal of Automobile Engineering* Vol. 237, 1-13. <https://doi.org/10.1177/09544070221075419> (**Scopus**)

33. Varbanets R., **Shumylo O.**, Marchenko A., Minchev D., Kyrnats V., Zalozh V., Aleksandrovska N., Brusnyk R. (2022). Concept of vibroacoustic diagnostics of the fuel injection and electronic cylinder lubrication systems of marine diesel engines *POLISH MARITIME RESEARCH* 4(116) 2022 Vol. 29; 88-96 10.2478/pomr-2022-0046. DOI: <https://doi.org/10.2478/pomr-2022-0046> (**Scopus**)

34. Lavrenchenko G.K., Slynko A.G., **Shumylo O.M.**, Kozlovskiy S.V., Halkin, V.M. (2023). Thermodynamic cycle of regasification of liquefied gases with mechanical energy production. *Journal of Chemistry and Technologies/ This link is disabled.*, 31(4), 798-804 <https://doi.org/10.15421/jchemtech.v31i4.294929> (**Scopus**)

35. Сапіга В.В., Онищенко О.А., **Шумило О.М.** (2022). Розвиток сучасних військово-морських сил збройних сил України: модульні концепції. Водний транспорт. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій*, 2(36), 104-120. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.2.36.09

36. **Шумило О.М.**, Стариков М.А. (2009). Оцінка дійсних запасів втомної міцності валів і осей. *Проблеми техніки*: Науково-виробничий журнал. № 1. 89-96

37. **Шумило О.М.** (2009). Визначення оптимальних характеристик опору втомі деталей машин, що знаходяться під дією нерегулярних режимів навантажування. *Проблеми техніки*: Науково-виробничий журнал. № 2. 15-26.

38. **Шумило О.М.** Кононова О.М., Вітюк Л.С. (2018). Технічна експертиза зруйнування суднового гребного валу, *Вісник Одеського національного морського університету*, 4(57), 73-92. ISSN: 2226-1893.

<http://visnyk.onmu.org.ua/index.php/1/issue/view/59>

39. Pizintsali L., **Shumylo O.**, Aleksandrovskaya N., Rossomakha O., Rossomakha O., & Rabocha T. (2021). Аналіз впливу геополітичних подій на економічну ефективність судна. *Розвиток транспорту*, 2(9), 47-63. doi.org/10.33082/td.2021.2-9.04

40. Конопльов А., **Шумило О.**, Кононова О., Чередарчук Н., Галевский, В., Рожко, О., & Арпентьева В. (2021). Оцінка точності одного методу прискореного визначення границі витривалості. *Вісник Одеського національного морського університету*, (66), 22-30. doi.org/10.47049/2226-1893-2021-3-22-30

41. **Shumylo O.**, Yarovenko V., & Zaritska O. (2023). Dynamic similarity of electric ships' propulsive complexes. *Transport Development*, 4(15), 43-57. doi.org/10.33082/td.2022.4-15.05

42. Golovan A., Honcharuk I., Voloshyn, A., **Shumylo O.**, Nykyforov, Y., & Shamov, O. (2023). Дослідження шляхів зменшення забруднення повітря від судноплавства. *Розвиток транспорту*, (4(15), 15-23. <https://doi.org/10.33082/td.2022.4-15.02>

Праці апробаційного характеру Approbation works

43. Вітюк Л.С., **Шумило О.М.** (2021). Експериментальна установка для визначення ізобарної теплоємності різних рідин. III Міжнародна науково-практична морська конференція кафедри «СЕУ і ТЕ» Одеського національного

морського університету МР&О-2021 (с. 144-148). Одеський національний морський університет. <http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/>
<https://drive.google.com/file/d/16N35-x7nVsH8S2l1cOS7zsXPQEa-NcO/view>

44. Савков Б.П., **Шумило О.М.** (2019). Щодо деяких аспектів боротьби з загрозами на морі з використанням можливостей судна і його екіпажу. Матеріали 10 міжнародної науково-практичної конференції Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування (с. 291-293). Херсонська державна морська академія. https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2021/02/seutto_2019_.pdf

45. **Шумило О.М.** (2020). Модернізація пасажирських суден як інструмент підвищення конкурентоздатності судноплавних компаній. Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції «Дніпровські читання-2020» (с.169-171). Київський інститут водного транспорту імені гетьмана Петра Конашевича-Сагайдачного Державний університет інфраструктури та технологій. https://kivt.duit.edu.ua/wp-content/uploads/2022/04/zbirnyk_-dch-2020_duit.pdf

46. **Шумило О.М.**, Кононова О.М. (2021). Комплексна оцінка фізичного зношування морських суден. Матеріали III міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри «СЕУ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту Одеського національного морського університету МР&О-2021 (с. 44-48). Одеський національний морський університет. <http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/>
<https://drive.google.com/file/d/1LMdhwa4XFEY-96aLSlpraRg7Q6pcUM70/view>

47. Конопльов А.В., **Шумило О.М.**, Галевський В.В., Рожко О.К., Кононова О.М., Чередарчук Н.І. (2021). Визначення систематичної похибки прискореного методу оцінки міцності втоми, заснованого на використанні коефіцієнта відносної довговічності. Матеріали III міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри «СЕУ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту Одеського національного морського університету МР&О-2021 (с. 185-189). Одеський національний морський університет. <http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/>
https://drive.google.com/file/d/1QUUwx2U1AqWVEaPIDNB_DVMI6MX2Awgv/view

48. **Шумило О.М.**, Кононова О.М., Бараболя К.Ю. (2021). Застосування кривої втоми нової форми при оцінці міцності суднових конструкцій. Матеріали 12 міжнародної науково-практичної конференції Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2021 (с. 206-208). Херсонська державна морська академія. <https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2021/09/%D0%97%D0%B1%D1%96%D1%80%D0%BD%D0%B8%D0%BA-%D0%A1%D0%95%D0%A3%D0%A2%D0%A2%D0%9E%D0%9E-2021.pdf>

49. Конопльов А.В., **Шумило О.М.**, Кононова О.М., Чередарчук Н.І., Галевський В.В., Рожко О.К., Арпентьєва В.О. (2021). Зв'язок випадкової похибки з розсіюванням результатів випробувань на опір втоми та кількістю випробуваних об'єктів. Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні тенденції в бізнесі та менеджменті: теорія і практика» (с.157-160). Одеський національний морський університет
https://onmu.odessa.ua/images/university/news/conf_buss_art_aut_2021.pdf

50. Конопльов А.В., **Шумило О.М.**, Кононова О.М., Галевський В.В., Рожко О.К., Чередарчук Н.І., Арпентьєва В.О. (2021). Допустима наведена похибка методів прискорених випробувань на опір втоми. Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні тенденції в бізнесі та менеджменті: теорія і практика» (с.165-168). Одеський національний морський університет
https://onmu.odessa.ua/images/university/news/conf_buss_art_aut_2021.pdf

51. Конопльов А.В., **Шумило О.М.**, Кононова О.М., Галевський В.В., Рожко О.К., Чередарчук Н.І. (2021). Оцінка точності методу прискореного визначення границі витривалості відновлених деталей суднових механізмів і машин. International scientific conference «Maritime security of the Baltic-Black sea region: challenges and threats» Vol. 2. (с. 404-406). Odessa State University of Internal Affairs. <http://www.baltijapublishing.lv/omp/index.php/bp/catalog/view/184/5153/11575-1>

52. Rudenko S., **Shumylo O.**, Kononova O., Baraboly K. (2021). Systematic Approaches to Combating Threats at Sea. International scientific conference «Maritime

security of the Baltic-Black sea region: challenges and threats» Vol. 1. (с. 69-72). Odessa State University of Internal Affairs.

<http://www.baltijapublishing.lv/omp/index.php/bp/catalog/view/184/5150/11574-1>

53. Пізінцалі Л.В., **Шумило О.М.**, Александровська Н.І., Россомаха О.І., Рабоча Т.В. Безпека судноплавства та утилізація суден. (2021). International scientific conference «Maritime security of the Baltic-Black sea region: challenges and threats» Vol. 1. (с. 411-414). Odessa State University of Internal Affairs.

<http://www.baltijapublishing.lv/omp/index.php/bp/catalog/view/184/5150/11574-1>

54. **О.М. Шумило**, О.М. Кононова, К.Ю. Бараболя Перспективи підвищення конкурентоспроможності пасажирських суден при їх модернізації (2022). Матеріали IV міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри «СЕУ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту Одеського національного морського університету MPP&O-2022. (с. 86-93). Одеський національний морський університет. <https://2022.depas.od.ua/>

<https://docs.google.com/document/d/1ZrxE6KSyGMRtuNhGIOf7jnQlr3hw3-1b/edit?tab=t.0>

55. А.В. Конопльов, О.М. **Шумило**, О.М. Кононова, Н.І. Чередарчук, В.В. Галевський, О.К. Рожко. (2022). Застосування прискореного методу для порівняльної оцінки границі витривалості відновлених різними способами колінчастих валів. Матеріали IV міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри «СЕУ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту Одеського національного морського університету MPP&O-2022. (с. 114-117). Одеський національний морський університет. <https://2022.depas.od.ua/>

https://docs.google.com/document/d/13SzDH7jphAI5MPEH-92Mz6whi_Ob5Y8b/edit

56. Яровенко В.О., Черников П.С., **Шумило О.М.**, Зарицька О.І.. (2022). Моделювання перехідних режимів гребних електродвигунів на маневрах. Матеріали IV міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри «СЕУ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту Одеського національного морського університету MPP&O-2022. (С. 62-70). Одеський

національний морський університет. <https://2022.depas.od.ua/https://docs.google.com/document/d/1jt2oIdY0MMs5OeGMHtSCCgek0HLgt0wX/edit>

57. Пізінцалі Л. В., Россомаха О.І., **Шумило О.М.**, Александровська Н.І., Россомаха О.А., Рабоча Т.В, Малишкін О.В. (2023). Аналіз впливу альтернатив-них видів палива на вартість життєвого циклу судна. Proceedings of the 8th International Scientific and Practical Conference «Science, Education, Innovation: Topical Issues and Modern Aspects» General Engineering and Mechanics № 142. (с. 457-460). Tallinn, Estonia. <https://archive.interconf.center/index.php/conference-proceeding/issue/view/16-18.02.2023>

58. **Шумило О.М.**, Кононова О.М. (2023). Математична модель оптимізації пасажирських суден при проведенні їх розмірної модернізації. Тези доповідей 14-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування»(СЕУТТОО-2023) (с. 339-348). Херсонська державна морська академія. <https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2023/05/%D0%9C%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D1%96%D0%B0%D0%BB%D0%B8-%D0%A1%D0%95%D0%A3%D0%A2%D0%A2%D0%9E%D0%9E-2023.pdf>

59. **Шумило О.М.**, Яровенко В.О., Малаксіано М.О., Мельник О.М. (2024). Вплив габаритних характеристик корпусу електрохода на його маневрені характеристики. Матеріали V міжнародної науково-практичної морської кафедри «СЕУ і ТЕ» Marine Power Plants and Operation MPP&O-2024 (с. 118-123). Одеський національний морський університет. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15083.96806https://drive.google.com/file/d/1fBHq9FWSiikh1Kc-lhEDlHRu9ETlmZzi/view>

60. **О.М. Шумило**, О.М. Кононова. (2024). Оцінка ходовості круїзних суден при проведенні їх розмірної модернізації. Матеріали V міжнародної науково-практичної морської кафедри «СЕУ і ТЕ» Marine Power Plants and Operation MPP&O-2024 (с. 105-117). Одеський національний морський університет. https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15083.96806https://drive.google.com/file/d/1fDVh8TzZYy_HzoF51Dfoj5HQRQPluLR/view

61. Конопльов А.В., Кононова О.М., **Шумило О.М.** (2019). Влив моделі кривої втоми на коефіцієнт відносної довговічності. Суднова енергетика: стан та проблеми» Міжнародна науково-технічна конференція матеріали, (с. 235-240). Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв. https://nuos.edu.ua/wp-content/uploads/2021/11/SEU_materials_2019.pdf

62. **Шумило О.М.** (2023). Оцінка впливу геометричних параметрів корпусу електрохода на його інерційні характеристики. Суднова енергетика: стан та проблеми, матеріали XI Міжнародної науково-технічної конференції (присвяченої пам'яті професора Горбова Віктора Михайловича), (с.78-79). Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв <https://bntu.edu.ge/files/PDF/%E1%83%99%E1%83%9D%E1%83%9C%E1%83%A4%E1%83%94%E1%83%A0%E1%83%94%E1%83%9C%E1%83%AA%E1%83%98%E1%83%98%E1%83%A1%20%E1%83%9C%E1%83%90%E1%83%A8%E1%83%A0%E1%83%9D%E1%83%9B%E1%83%94%E1%83%91%E1%83%98%E1%83%A1%20%E1%83%99%E1%83%A0%E1%83%94%E1%83%91%E1%83%A3%E1%83%9A%E1%83%98.pdf> ISBN 978-617-8355-03-6

63. Golovan, A., Gritsuk, I., Rudenko, S., Saravas, V., Shakhov, A., & **Shumylo, O.** (2019). Aspects of Forming the Information V2I Model of the Transport Vessel. 2019 IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES), (pp. 390-393). Kremenchuk, Ukraine, 2019. <https://doi.org/10.1109/MEES.2019.8896595>

64. **Шумило О.** (2024). Інтегральна модель обґрунтування розмірної модернізації пасажирського судна. Тези доповідей I Міжнародної науково-практичної конференція «Навігація та керування судном: нові підходи, навчання та моделювання», (с.78-79), 2Одеський національний морський університет. <https://doi.org/10.47049/2226-nsh2024.2>

65. Kalinichenko, Y., **Shumylo, O.**, & Kourov, M. (2021). Development of a model for energy efficiency management of a ship at different stages of its lifecycle. Technology Transfer: Fundamental Principles and Innovative Technical Solutions, 17-20. [/doi.org/10.21303/2585-6847.2021.002176](https://doi.org/10.21303/2585-6847.2021.002176)

66. A. Kholodenko; **O. Shumylo**; O. Gonchar; Y. Navrozova; V. Pashchenko, O. Zabolotnyi (2023). Optimization Terms of Equipment Replacement Based on the Profit Intensity Criterion (Оптимізація термінів заміни обладнання за критерієм рентабельності). IEEE 4th KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek) (с. 738-743). Харків. <https://ieeexplore.ieee.org/document/10312841> (індексація в **SCOPUS**)

67. Сагайдак О.І., **Шумило О.М.** (2023). Вдосконалення процедури прийняття рішень про перевірку судна контролем держави порту на основі оцінки ризиків за допомогу сучасних інформаційних технологій. Матеріали III науково-практичної конференції 2023 Проектний та логістичний менеджмент: нові знання на базі двох методологій. Том 7, (С. 30-31). Одеса: КУПРІЄНКО СВ.

68. **Шумило О.М.**, Кононова О.М. (2024). Урахування аналізу ризиків при розробці моделі визначення вартості життєвого циклу судна. Матеріали 15-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (СЕУТТОО-2024) (с. 83-89). Херсонська державна морська академія. Видавництво ХДМА. <https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2024/03/%D0%9C%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D1%96%D0%B0%D0%BB%D0%B8-%D0%A1%D0%95%D0%A3%D0%A2%D0%A2%D0%9E%D0%9E-2024.pdf>

69. **Шумило О.М.** (2024). Динаміка техніко-експлуатаційних та економічних показників протягом життєвого циклу суден. International Cientific-Practical Conference Current Issues of Science, Education and Technology in Modern Conditions. (69-72). Book of abstracts March 12, Aarhus, Denmark. <https://www.economics.in.ua/2024/03/12-03-2024.html>

У опублікованих у співавторстві наукових працях, особисто автору належать наступні результати

Перелік статей у журналах, що реферуються науково-метричними базами даних Scopus, Web of Science

List of articles in journals referenced by scientific-metric databases Scopus, Web of Science:

1. Melnyk O., Onyshchenko S., Onishchenko O., **Shumylo O.**, Voloshyn A., Koskina Y., Volianska Y. (2022). Review of Ship Information Security Risks and Safety of Maritime Transportation Issues. *TransNav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*, Vol. 16, No. 4, 717-722 DOI:10.12716/1001.16.04.13 (**Scopus**) – ідентифікація вразливостей у системах інформаційної безпеки судна в процесі експлуатації та розроблено практичні підходи до їх мінімізації

2 Melnyk O., Sagaydak O., **Shumylo O.**, Lohinov O. (2023). Modern Aspects of Ship Ballast Water Management and Measures to Enhance the Ecological Safety of Shipping. *Studies in Systems, Decision and Control*, Vol. 481, 681-694. Springer, Cham. doi.org/10.1007/978-3-031-35088-7_39 (**Scopus**) – досліджено сучасні методи управління баластними водами на судах щодо забезпечення умов їх екологічності із врахуванням інтеграції до міжнародних стандартів

3. **Shumylo O.**, Yarovenko V., Malaksiano M., Melnyk O. (2023). Comprehensive Assessment of Hull Geometry Influence of a Modernized Ship on Maneuvering Performance and Propulsion System Parameters. *Pomorstvo*, 37(2), 314-325. DOI:10.31217/p.37.2.13 (**Scopus**) – виконано оцінку впливу геометрії корпусу модернізованих суден на маневрові характеристики, що дозволило оптимізувати конструкцію для підвищення ефективності пропульсивної системи, розроблено її математичну модель

4. Melnyk, O., Onyshchenko, S., Onishchenko, O., **Shumylo, O.**, Voloshyn, A., Ocheretna, V., & Fedorenko, O. (2024). Implementation Research of Alternative Fuels and Technologies in Maritime Transport. *Modern Technologies in Energy and Transport*. *Studies in Systems, Decision and Control*, Vol. 510, 13-31. doi.org/10.1007/978-3-031-44351-0_2 (**Scopus**) – досліджено процес застосування альтернативних палив і технологій на морському транспорті, враховуючи інноваційні рішення щодо зменшення парникових газів (вуглецевого сліду), їх вплив на енергоефективність судна

5 Rudenko S., Shakhov A., Lapkina I., **Shumylo O.**, Mykola Malaksiano, Ihor Horchynskyi. (2022). Multicriteria Approach to Determining the Optimal Composition of Technical Means in the Design of Sea Grain Terminals. *Transactions on Maritime Science*. Split, Croatia, 11(1), 28–44. doi:10.7225/toms.v11.n01.003. doi.org/10.7225/toms.v11.n01.003. (**Scopus**) – проведено аналіз попередніх досліджень та запропоновано модульну схему обробки запитів при завантаженні судна, виконано оцінку його економічної ефективності використання за показниками NPV і EAC

6. Yarovenko, V. A., Chernikov, P. S., Zaritskaya, E. I., & **Shumylo, O. M.** (2020). Control of electric ships' propulsion motors when moving on curvilinear trajectory. *Electrical Engineering & Electromechanics*, (5), 58–65. doi.org/10.20998/2074-272X.2020.5.09 (**Web of Science**) – здійснено аналіз різних варіантів моделей управління судновими головними електродвигунами; проведено дослідження режимних показників при виконанні маневру «розгін і вихід судна на циркуляцію», показників якості маневрування при різних законах управління, виконані оптимізаційні розрахунки параметрів сигналів керування, розроблено метод розрахунку перехідних режимів пропульсивних комплексів при маневруванні на криволінійній траєкторії

7. **Shumylo O.** Analysis of factors affecting the ship safety on the basis of six-stage risk management model / O. Melnyk, S. Onyshchenko, V. Ocheretna, O. Kononova // Systems, Decision and Control in Energy VI. *Energy Informatics and Transport*. Springer, Cham. Vol. 561. 423-441. DOI: 10.1007/978-3-031-68372-5_23 (**Scopus**) – проведено статистичний аналіз морських аварій і інцидентів за останні десятиріччя, досліджено ключові фактори, що впливають на безпеку судна й судноплавства

8. **Shumylo O.**, Yarovenko V., Malaksiano M., Melnyk O., Iovchev S. (2025). Methods for Assessing Electric Ships' Maneuvering and Safety Indicators Based on the Theory of the Dynamic Similarity. In: Melnyk, O., Onishchenko, O., Zaporozhets, A. (eds) *Maritime Systems, Transport and Logistics I. Studies in Systems, Decision and Control*, Springer, Cham. Vol. 580, 235-255. doi.org/10.1007/978-3-031-82027-4_15

(Scopus) – розроблено методи розрахунку маневрових характеристик пропульсивних комплексів електроходів на основі теорії динамічної подібності, визначені критерії динамічної подібності, запропоновано метод розрахунку перехідних режимів цих комплексів

Перелік статей у виданнях, що входять до переліку наукових фахових видань України (категорії Б)

9. **Shumylo O.M.**, Kononova O.M. (2016) Assessment of average resource of ship's shafting. *Вісник Одеського національного морського університету*, (48), 173-180. ISSN 2226-1893 <http://visnyk.onmu.org.ua/index.php/1/issue/view/50> – розроблено метод оцінки довговічності суднових валів з застосуванням ймовірнісних підходів.

16. **Шумило О.**, Яровенко В., Зарицька О., & Криворучк, Д. (2023). Вплив конструктивних параметрів електроходів на діаграму керованості. *Вісник Одеського національного морського університету*, (68), 53-65. doi.org/10.47049/2226-1893-2023-1-53-65 – запропоновано спосіб розрахунку та побудови діаграми керованості на основі математичної моделі перехідних режимів пропульсивних комплексів суден з електрорухом. Розроблено метод побудови діаграми керованості з можливістю аналізу впливу параметрів пропульсивного комплексу на маневреність

17. Yarovenko V.O., Chernikov P.S., **Schumylo O.M.**, Zaritska O.I. (2022) Mathematical Model of Transient Modes of Electric Ships' Propulsion Complexes with Thrusters. *Розвиток транспорту*, 3(14), 110-129. doi.org/10.33082/td.2022.3-14.09 <https://journals.onmu.in.ua/index.php/journal/article/view/178> – Розроблено математичну модель і методику розрахунку перехідних режимів рухових комплексів електросуден з підрулюючими установками, виконано розрахунок рушійних гвинтів з урахуванням гідродинамічних процесів їх взаємодії з корпусом судна, в'язкісних втрат і в'язкісної взаємодії. Виявлено критерії динамічної подібності та узагальнені безрозмірні параметри комплексу, що впливають на показники маневреності.

24. **Шумило О.**, Григор'єв Ю., & Конопльов А. (2024). Про підходи до перерахунку параметрів кривих втоми. *Вісник Одеського національного морського університету*, 3(74), 33-50. doi.org/10.47049/2226-1893-2024-3-33-50 – розроблено метод оцінки характеристик опору втомі суднових корпусних конструкцій, що ґрунтується на інтегральному підході перерахунку параметрів різних кривих втоми.

25. **Shumylo O.**, Rossomakha O., & Shakhov A. (2021). Удосконалення моделі визначення вартості життєвого циклу судна. *Розвиток транспорту*, 1(8), 113-124. <https://doi.org/10.33082/td.2021.1-8.11> – <https://journals.onmu.in.ua/index.php/journal/article/view/113> – запропоновано модель визначення вартості життєвого циклу судна за рахунок впровадження методів аналізу ризиків

26. **Shumylo O.**, & Kupraty O. (2021). Роторні вітрила як перспективна суднова енергетична установка. *Розвиток транспорту*, (3(10), 30-51. doi.org/10.33082/td.2021.3-10.03 – досліджено ефективність застосування роторних вітрил на борту судна в різних районах і умовах плавання, їх вплив за критеріями економічності і екологічності роботи суднової енергетичної установки

27. Honcharuk I., Golovan A., **Shumylo, O.**, & Shamov O. (2023). Особливості управління безпекою маневрування при виконанні швартових операцій до борту судна. *Розвиток транспорту*, 1(16), 69-78. doi.org/10.33082/td.2023.1-16.06 – проведено аналіз попередніх досліджень та запропоновано критерії ідентифікації потенційних загроз експлуатаційній безпеці судна при виконанні маневрів

28. **Шумило А.Н.**, Кононова О.Н. (2009). Оценка циклической прочности деталей судовых машин по уравнениям подобия усталостного разрушения. *Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал*. № 2. 108-113 – запропоновано метод визначення границь витривалості відповідальних судових машин і елементів конструкцій з застосуванням рівнянь подібності руйнування від втоми

29. Гаврилов О. В., Сагайдак О. І., **Шумило О. М.** (2021). Міжнародне регулювання запобігання забрудненню морського середовища. Одеса: КУПРІЄН-КО СВ. – *виконано рекомендації щодо сертифікації суднових дизелів, впливу виду палива на токсичність випускних газів, основних напрямків подолання екологічних проблем від забруднення морського середовища зі сторони судна, сформовано критерії щодо екологічної безпеки судна*

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації
Papers that additionally reflect the scientific results of the dissertation

30. Melnyk O., Onishchenko O., Onyshchenko S., **Shumylo O.**, Volyansky S., Bondar A., Cheredarchuk N. (2023) Application of Fuzzy Controllers in Automatic Ship Motion Control Systems. *International Journal of Electrical and Computer Engineering*, Vol. 13, № 4, 3948-3957. ISSN:2088-8708, <http://doi.org/10.11591/ijece.v13i4.pp3948-3957> (**Scopus**) – *застосовано теоретичну базу нечітких регуляторів до автоматизованих систем управління рухом суден, що дозволило вдосконалити методи стабілізації судна в складних умовах*

31 Melnyk O., **Shumylo O.**, Kolegaiev M., Maslii O., Onishchenko O., Bulgakov M. (2023). Magnetic hydrocyclones efficiency survey for application in marine engine oil and hydrophobic substances purification technology. *Journal of Chemistry and Technologies*, 31(4), 775-785. <https://doi.org/10.15421/jchemtech.v31i4.289124> (**Scopus**) – *проведено експериментальні дослідження ефективності магнітних гідроциклонів та розроблено рекомендації щодо підвищення їх ефективності в умовах експлуатації*

32. Minchev D., Gogorenko O., Varbanets R., Moshentsev Y., Pi's'te'k V., Kuc'era P., **Shumylo O.** and Kyrnats V. (2022). Prediction of centrifugal compressor instabilities for internal combustion engines operating cycle simulation. *Journal of Automobile Engineering* Vol. 237, 1-13. <https://doi.org/10.1177/09544070221075419> (**Scopus**) – *проведено аналіз попередніх досліджень, проведено моделювання нестійкої роботи системи наддуву суднових ДВЗ*

33. Varbanets R., **Shumylo O.**, Marchenko A., Minchev D., Kyrnats V., Zalozh V., Aleksandrovska N., Brusnyk R. (2022). Concept of vibroacoustic diagnostics of the fuel injection and electronic cylinder lubrication systems of marine diesel engines *POLISH MARITIME RESEARCH* 4(116) 2022 Vol. 29; 88-96 10.2478/pomr-2022-0046. DOI: <https://doi.org/10.2478/pomr-2022-0046> (**Scopus**) – досліджено сучасні методи математичного моделювання для пошуку несправностей судових дизельних двигунів

34. Lavrenchenko G.K., Slynko A.G., **Shumylo O.M.**, Kozlovskyi S.V., Halkin, V.M. (2023). Thermodynamic cycle of regasification of liquefied gases with mechanical energy production. *Journal of Chemistry and Technologies/ This link is disabled.*, 31(4), 798-804 <https://doi.org/10.15421/jchemtech.v31i4.294929> (**Scopus**) – проведено дослідження щодо підвищення ефективності використання механічної енергії в процесі регазифікації зрідженого природного газу з метою покращення екологічних і економічних показників морських суден

35. Сапіга В.В., Онищенко О.А., **Шумило О.М.** (2022). Розвиток сучасних військово-морських сил збройних сил України: модульні концепції. Водний транспорт. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій*, 2(36), 104-120. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.2.36.09 – виконано розділ, присвячений розробці рекомендацій щодо координації зусиль Класифікаційних товариств і спеціалізованих проєктних організацій, спрямованих на підвищення ефективності і якості, швидкості на етапі проєктування суден і кораблів.

36. **Шумило О.М.**, Стариков М.А. (2009). Оцінка дійсних запасів втомної міцності валів і осей. Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал. № 1. 89-96 – отримано залежність між необхідним запасом міцності деталі і функціями розподілу її втомних властивостей та зовнішніх навантажень, досліджено характеристики розсіювання границь витривалості деталей на основі рівнянь подібності втомного руйнування

38. **Шумило О.М.** Кононова О.М., Вітюк Л.С. (2018). Технічна експертиза зруйнування судового гребного валу, *Вісник Одеського національного морського*

університету, 4(57), 73-92. ISSN: 2226-1893.
<http://visnyk.onmu.org.ua/index.php/1/issue/view/59> – розроблено алгоритм проведення технічної експертизи суднового валу, зроблені висновки щодо причин такого руйнування

39. Pizintsali L., **Shumylo O.**, Aleksandrovska N., Rossomakha O., Rossomakha O., & Rabocha T. (2021). Аналіз впливу геополітичних подій на економічну ефективність судна. *Розвиток транспорту*, 2(9), 47-63. doi.org/10.33082/td.2021.2-9.04 – здійснено загальну постановку проблеми щодо оцінки впливу вартості нафти на економічну ефективність судна

40. Конопльов А., **Шумило О.**, Кононова О., Чередарчук Н., Галевский, В., Рожко, О., & Арпентьева В. (2021). Оцінка точності одного методу прискореного визначення границі витривалості. *Вісник Одеського національного морського університету*, (66), 22-30. doi.org/10.47049/2226-1893-2021-3-22-30 – запропоновано підхід для визначення систематичної, випадкової та загальної похибок методу визначення границі витривалості відповідальних конструкцій.

41. **Shumylo O.**, Yarovenko V., & Zaritska O. (2023). Dynamic similarity of electric ships' propulsive complexes. *Transport Development*, 4(15), 43-57. doi.org/10.33082/td.2022.4-15.05 – Розроблено математичну модель і методіку розрахунку перехідних режимів рушійних установок електричних суден, запропоновано узагальнені безрозмірні параметри комплексу, визначено методіку проведення досліджень з використанням положень теорії динамічної подібності.

42. Golovan A., Honcharuk I., Voloshyn, A., **Shumylo O.**, Nykyforov, Y., & Shamov, O. (2023). Дослідження шляхів зменшення забруднення повітря від судноплавства. *Розвиток транспорту*, (4(15), 15-23. <https://doi.org/10.33082/td.2022.4-15.02> – обґрунтовано методичний підхід до визначення обсягів шкідливих забруднень від суден, проведено аналіз попередніх досліджень та сформульовано постановку проблеми

43. Вітюк Л.С., **Шумило О.М.** (2021). Експериментальна установка для визначення ізобарної теплоємності різних рідин. III Міжнародна науково-практична морська конференція кафедри «СЕУ і ТЕ» Одеського національного морського університету МР&О-2021 (с. 144-148). Одеський національний морський університет.

<http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/>
<https://drive.google.com/file/d/16N35-x7nVsH8S2l1cOS7zsXPQEa-NcO/view> –

проведено контрольні дослідження з вимірів ізобарної теплоємності робочих речовин, що застосовуються в суднових енергетичних установках і зроблено висновки

44. Савков Б.П., **Шумило О.М.** (2019). Щодо деяких аспектів боротьби з загрозами на морі з використанням можливостей судна і його екіпажу. Матеріали 10 міжнародної науково-практичної конференції Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування (с. 291-293). Херсонська державна морська академія.

https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2021/02/seutto_2019_.pdf –

запропоновано вдосконалення процедур підвищення рівня захисту екіпажу, пасажирів і охорони судна від сучасних загроз

46. **Шумило О.М.**, Кононова О.М. (2021). Комплексна оцінка фізичного зношування морських суден. Матеріали III міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри «СЕУ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту Одеського національного морського університету МР&О-2021 (с. 44-48). Одеський національний морський університет.

<http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/> <https://drive.google.com/file/d/1LMdhwa4XFEY-96aLSlpraRg7Q6pcUM70/view> –

виконано аналіз методів оцінки фізичного зношування морських суден, надані рекомендації щодо їх практичного застосування

47. Конопльов А.В., **Шумило О.М.**, Галевський В.В., Рожко О.К., Кононова О.М., Чередарчук Н.І. (2021). Визначення систематичної похибки прискореного методу оцінки міцності втоми, заснованого на використанні коефіцієнта відносної довговічності. Матеріали III міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри «СЕУ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту

Одеського національного морського університету МР&О-2021 (с. 185-189).
 Одеський національний морський університет. <http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/>
https://drive.google.com/file/d/1QUUwx2U1AqWVEaPIDNB_DVMI6MX2AwgV/view
 – проведено верифікацію результатів експериментів і надано оцінку відносних похибок довговічностей деталей за кривою втоми

48. **Шумило О.М.**, Кононова О.М., Бараболя К.Ю. (2021). Застосування кривої втоми нової форми при оцінці міцності суднових конструкцій. Матеріали 12 міжнародної науково-практичної конференції Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування СЕУТТОО-2021 (с. 206-208). Херсонська державна морська академія. <https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2021/09/%D0%97%D0%B1%D1%96%D1%80%D0%BD%D0%B8%D0%BA-%D0%A1%D0%95%D0%A3%D0%A2%D0%A2%D0%9E%D0%9E-2021.pdf> – запропоновано використання в розрахунках на втомну міцність криву втоми нової форми, що складається з двох ділянок - правої, підпорядкованої рівнянню Вейбулла, і лівої - степеневому рівнянню

49. Конопльов А.В., **Шумило О.М.**, Кононова О.М., Чередарчук Н.І., Галевський В.В., Рожко О.К., Арпентьєва В.О. (2021). Зв'язок випадкової похибки з розсіюванням результатів випробувань на опір втоми та кількістю випробуваних об'єктів. Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні тенденції в бізнесі та менеджменті: теорія і практика» (с.157-160). Одеський національний морський університет

https://onmu.odessa.ua/images/university/news/conf_buss_art_aut_2021.pdf –
 запропоновано застосувати аналітичні методи розрахунку суднових конструкцій з застосуванням теорії подібності втомного руйнування

50. Конопльов А.В., **Шумило О.М.**, Кононова О.М., Галевський В.В., Рожко О.К., Чередарчук Н.І., Арпентьєва В.О. (2021). Допустима наведена похибка методів прискорених випробувань на опір втоми. Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні тенденції в бізнесі та менеджменті: теорія і практика» (с.165-168). Одеський національний морський університет
https://onmu.odessa.ua/images/university/news/conf_buss_art_aut_2021.pdf –

проведено оцінку загальної похибки прискореного методу випробувань на опір втомі з урахуванням двох складових: систематичної і випадкової

51. Конопльов А.В., **Шумило О.М.**, Кононова О.М., Галевський В.В., Рожко О.К., Чередарчук Н.І. (2021). Оцінка точності методу прискореного визначення границі витривалості відновлених деталей суднових механізмів і машин. International scientific conference «Maritime security of the Baltic-Black sea region: challenges and threats» Vol. 2. (с. 404-406). Odessa State University of Internal Affairs. <http://www.baltijapublishing.lv/omp/index.php/bp/catalog/view/184/5153/11575-1> –

проведено оцінку загальної похибки прискореного методу випробувань на опір втомі з урахуванням двох складових: систематичної і випадкової

52. Rudenko S., **Shumylo O.**, Kononova O., Baraboly K. (2021). Systematic Approaches to Combating Threats at Sea. International scientific conference «Maritime security of the Baltic-Black sea region: challenges and threats» Vol. 1. (с. 69-72). Odessa State University of Internal Affairs.

<http://www.baltijapublishing.lv/omp/index.php/bp/catalog/view/184/5150/11574-1> –
запропоновано вдосконалення процедур підвищення рівня захисту екіпажу, пасажирів і охорони судна від сучасних загроз

53. Пізінцалі Л.В., **Шумило О.М.**, Александровська Н.І., Россомаха О.І., Рабоча Т.В. Безпека судноплавства та утилізація суден. (2021). International scientific conference «Maritime security of the Baltic-Black sea region: challenges and threats» Vol. 1. (с. 411-414). Odessa State University of Internal Affairs.

<http://www.baltijapublishing.lv/omp/index.php/bp/catalog/view/184/5150/11574-1> –
запропоновано вдосконалення процедур підвищення рівня захисту екіпажу, пасажирів і охорони судна від сучасних загроз

54. **О.М. Шумило**, О.М. Кононова, К.Ю. Бараболя Перспективи підвищення конкурентоспроможності пасажирських суден при їх модернізації (2022). Матеріали IV міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри «СЕУ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту Одеського національного морського університету MPP&O-2022. (с. 86-93). Одеський національний морський університет. <https://2022.depas.od.ua/>

[https://docs.google.com/document/d/1ZrxE6KSyGMRtuNhGIOf7jnQlr3hw3-](https://docs.google.com/document/d/1ZrxE6KSyGMRtuNhGIOf7jnQlr3hw3-1b/edit?tab=t.0)

[1b/edit?tab=t.0](https://docs.google.com/document/d/1ZrxE6KSyGMRtuNhGIOf7jnQlr3hw3-1b/edit?tab=t.0) – розроблено концепцію проведення розмірної модернізації пасажирських суден, що ґрунтується на комплексних критеріях, безпеки, функціональності і економічності судна

55. А.В. Конопльов, О.М. **Шумило**, О.М. Кононова, Н.І. Чередарчук, В.В. Галевський, О.К. Рожко. (2022). Застосування прискореного методу для порівняльної оцінки границі витривалості відновлених різними способами колінчастих валів. Матеріали IV міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри «СЕУ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту Одеського національного морського університету MPP&O-2022. (с. 114-117). Одеський національний морський університет. <https://2022.depas.od.ua/>
https://docs.google.com/document/d/13SzDH7jphAI5MPEH-92Mz6whi_Ob5Y8b/edit
 – виконано верифікацію прискореного методу визначення границь витривалості нових і відновлених колінчастих валів і зроблено висновки щодо точності цього методу

56. Яровенко В.О., Черников П.С., **Шумило О.М.**, Зарицька О.І.. (2022). Моделювання перехідних режимів гребних електродвигунів на маневрах. Матеріали IV міжнародної науково-практичної морської конференції кафедри «СЕУ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту Одеського національного морського університету MPP&O-2022. (С. 62-70). Одеський національний морський університет. <https://2022.depas.od.ua/>
<https://docs.google.com/document/d/1jt2oIdY0MMs5OeGMHtSCCgek0HLgt0wX/edit>
 – запропоновано узагальнений математичний опис перехідних режимів роботи гребних електродвигунів (ГЕД)

57. Пізінцалі Л. В., Россомаха О.І., **Шумило О.М.**, Александровська Н.І., Россомаха О.А., Рабоча Т.В, Малишкін О.В. (2023). Аналіз впливу альтернативних видів палива на вартість життєвого циклу судна. Proceedings of the 8th International Scientific and Practical Conference «Science, Education, Innovation: Topical Issues and Modern Aspects» General Engineering and Mechanics № 142. (с. 457-460). Tallinn, Estonia. <https://archive.interconf.center/index.php/conference->

[proceeding/issue/view/16-18.02.2023](#) – виконано аналіз залежності вартості життєвого циклу морського судна від традиційних і альтернативних палив, їх вплив на екологічні показники

58. **Шумило О.М.**, Кононова О.М. (2023). Математична модель оптимізації пасажирських суден при проведенні їх розмірної модернізації. Тези доповідей 14-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування»(СЕУТТОО-2023) (с. 339-348). Херсонська державна морська академія. [https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2023/05/%D0%9C%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D1%96%D0%B0%D0%BB%D0%B8-](https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2023/05/%D0%9C%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D1%96%D0%B0%D0%BB%D0%B8-%D0%A1%D0%95%D0%A3%D0%A2%D0%A2%D0%9E%D0%9E-2023.pdf)

<https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2023/05/%D0%9C%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D1%96%D0%B0%D0%BB%D0%B8-%D0%A1%D0%95%D0%A3%D0%A2%D0%A2%D0%9E%D0%9E-2023.pdf> – розроблено моделі економічної ефективності, функціональності і безпеки пасажирського судна, які утворюють інтегральну модель розмірної модернізації пасажирського судна

59. **Шумило О.М.**, Яровенко В.О., Малаксіано М.О., Мельник О.М. (2024). Вплив габаритних характеристик корпусу електрохода на його маневрені характеристики. Матеріали V міжнародної науково-практичної морської кафедри «СЕУ і ТЕ» Marine Power Plants and Operation MPP&O-2024 (с. 118-123). Одеський національний морський університет. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15083.96806>
<https://drive.google.com/file/d/1fBHq9FWSiikh1Kc-lhEDlHRu9ETlmZzi/view> –

запропоновано математичну модель перехідних режимів судових пропульсивних комплексів, виконано порівняльний аналіз впливу подовження корпусу електрохода на основні показники якості маневрування

60. **О.М. Шумило**, О.М. Кононова. (2024). Оцінка ходовості круїзних суден при проведенні їх розмірної модернізації. Матеріали V міжнародної науково-практичної морської кафедри «СЕУ і ТЕ» Marine Power Plants and Operation MPP&O-2024 (с. 105-117). Одеський національний морський університет. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15083.96806>

https://drive.google.com/file/d/1fDVh8TzZYy_HzoF51Dfoj5HQERQPluLR/view –

запропоновано метод оцінки ходовості пасажирських суден, досліджено характер змін пропульсивних характеристик при проведенні їх розмірної модернізації

61. Конопльов А.В., Кононова О.М., **Шумило О.М.** (2019). Влия модели кривой втoми на коэффициент относительной долговечности. Судовая энергетика: стан та проблеми» Міжнародна науково-технічна конференція матеріали, (с. 235-240). Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв. https://nuos.edu.ua/wp-content/uploads/2021/11/SEU_materials_2019.pdf –

проаналізовано застосування поширених моделей кривих втoми - згідно степеневому, показниковому рівнянню і рівнянню Вейбулла на точність оцінки циклічної довговічності

63. Golovan, A., Gritsuk, I., Rudenko, S., Saravas, V., Shakhov, A., & **Shumylo, O.** (2019). Aspects of Forming the Information V2I Model of the Transport Vessel. 2019 IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES), (pp. 390-393). Kremenchuk, Ukraine, 2019. <https://doi.org/10.1109/MEES.2019.8896595> –
запропоновано технічні та експлуатаційні заходи оцінювання ефективності моніторингу стану судна в умовах інтелектуальних транспортних систем

65. Kalinichenko, Y., **Shumylo, O.**, & Kourov, M. (2021). Development of a model for energy efficiency management of a ship at different stages of its lifecycle. Technology Transfer: Fundamental Principles and Innovative Technical Solutions, 17-20. [/doi.org/10.21303/2585-6847.2021.002176](https://doi.org/10.21303/2585-6847.2021.002176) – *запропоновано враховувати в моделі енергоефективності судна рівнянь: енергетичного балансу СЕУ, балансу витрат енергоносіїв, гідродинамічного балансу, зміни ентальпії енергетичного обладнання*

66. A. Kholodenko; **O. Shumylo**; O. Gonchar; Y. Navrozova; V. Pashchenko, O. Zabolotnyi (2023). Optimization Terms of Equipment Replacement Based on the Profit Intensity Criterion (Оптимізація термінів заміни обладнання за критерієм рентабельності). IEEE 4th KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek) (с. 738-743). Харків. <https://ieeexplore.ieee.org/document/10312841> (індексація в **SCOPUS**) –

встановлено фактори, що формують вибраний критерій оптимальності, визначено їх вплив на оптимальний термін експлуатації

67. Сагайдак О.І., Шумило О.М. (2023). Вдосконалення процедури прийняття рішень про перевірку судна контролем держави порту на основі оцінки ризиків за допомогу сучасних інформаційних технологій. Матеріали III науково-практичної конференції 2023 Проєктний та логістичний менеджмент: нові знання на базі двох методологій. Том 7, (С. 30-31). Одеса: КУПРІЄНКО СВ. – *виконані рекомендації щодо формування на основі системного підходу переліку ризиків, які впливають на безпеку судна*

68. Шумило О.М., Кононова О.М. (2024). Урахування аналізу ризиків при розробці моделі визначення вартості життєвого циклу судна. Матеріали 15-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (СЕУТТОО-2024) (с. 83-89). Херсонська державна морська академія. Видавництво ХДМА.

<https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2024/03/%D0%9C%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D1%96%D0%B0%D0%BB%D0%B8-%D0%A1%D0%95%D0%A3%D0%A2%D0%A2%D0%9E%D0%9E-2024.pdf> –

запропоновано модель визначення вартості життєвого циклу судна за рахунок впровадження методів аналізу ризиків

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ І УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	59
ВСТУП	60
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ Й ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАСАЖИРСЬКИХ СУДЕН У ІХ ЖИТТЄВОМУ ЦИКЛІ	78
1.1. Шляхи підвищення ефективності експлуатації суден на протязі життєвого циклу	78
1.2. Модернізація, як спосіб підвищення ефективності експлуатації суден	88
1.3. Технічні та економічні показники ефективності модернізації у життєвому циклі пасажирського судна	100
1.3.1. Модернізація, як складовий етап життєвого циклу судна	100
1.3.2. Технічні та комерційні показники експлуатації суден	101
1.3.3. Динаміка зміни показників експлуатації судна на протязі життєвого циклу	106
1.4. Моделювання оптимального варіанта модернізації морського судна	110
1.5. Висновки до розділу 1	123
РОЗДІЛ 2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ РОЗМІРНОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАСАЖИРСЬКИХ СУДЕН ТА ЇЇ МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ	125
2.1. Комплексна оцінка ефективності забезпечення експлуатаційних властивостей судна під впливом розмірної модернізації	125
2.2. Моделі економічної ефективності при розмірній модернізації	134
2.3. Модель безпеки пасажирського судна і судноплавства при конверсії його корпусу	140
2.4. Модель функціональності круїзного лайнера при проведенні	

розмірної модернізації	143
2.5. Інтегральна модель обґрунтування розмірної модернізації пасажирського судна	151
2.7. Висновки до розділу 2	156
РОЗДІЛ 3. МЕТОДИ ОЦІНКИ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАГАЛЬНОЇ І МІСЦЕВОЇ МІЦНОСТІ КОРПУСУ СУДНА ПРИ КОНВЕРСІЇ ЙОГО КОРПУСУ	
3.1. Вплив збільшення довжини корпусу на додаткові розрахункові навантаження, що діють на корпус пасажирського судна з боку морського середовища	159
3.2. Аналіз закономірностей дії подовження судна на ключові силові фактори, що впливають на міцність його корпусу	164
3.3. Визначення граничного розміру циліндричної вставки за критерієм загальної поздовжньої міцності судна	170
3.4. Аспекти забезпечення місцевої міцності корпусу круїзного судна при приведенні розмірної модернізації	175
3.5. Висновки до розділу 3	191
РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ МОРЕХІДНИХ ЯКОСТЕЙ СУДНА ПРИ ПОДОВЖЕННІ ЙОГО КОРПУСУ	
4.1. Ходовість, як основний експлуатаційний показник судна	194
4.2. Вплив подовження судна на опір руху	196
4.2.1. Вплив подовження судна на його водотоннажність	196
4.2.2. Вплив подовження судна на безрозмірні коефіцієнти повноти	200
4.2.3. Вплив розмірної модернізації на буксирувальний опір судна	206
4.3. Метод розрахунку впливу подовження судна на пропульсивний коефіцієнт	211
4.3.1. Вплив подовження судна на коефіцієнти гідродинамічної взаємодії корпусу, гвинта та двигуна	211
4.3.2. Вплив подовження судна на коефіцієнт впливу корпусу η_k	214

4.3.3. Вплив подовження судна на ККД гребного гвинта у вільній воді.....	215
4.3.4. Вплив подовження судна на пропульсивний коефіцієнт	218
4.4. Вплив подовження судна на зміни ходовості	219
4.5. Вплив розмірної модернізації на показники безпеки експлуатації пасажирських суден	222
4.5.1. Вплив розмірної модернізації на критерії забезпечення остійності	222
4.5.2. Оцінка впливу подовження суден на ефективність стернових пристроїв	231
4.6. Особливості урахування вимог до енергоефективності суден при проведенні їх розмірної модернізації	237
4.7. Визначення розмірів додаткової циліндричної вставки	243
4.7.1. Екологічні аспекти оцінки додаткової вставки	246
4.8. Висновки за розділом 4	247
РОЗДІЛ 5. МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ Й МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ ЕЛЕКТРОХОДІВ ПРИ МАНЕВРУВАННІ	
5.1. Структурна схема пропульсивного комплексу електрохода	250
5.2. Електрогенеруюча система	255
5.3 Пропульсивні гребні електродвигуни	259
5.4. Гребні гвинти та рушійно-кормові комплекси	261
5.5. Корпус судна	269
5.6. Ілюстрація працездатності математичного апарату	272
5.7. Висновки по розділу	276
РОЗДІЛ 6. МЕТОДИ ОЦІНКИ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ НА МАНЕВРЕНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОХОДІВ З КЛАСИЧНОЮ КОМПОНОВКОЮ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ	
	278

	56
6.1. Метод оцінки інерційних характеристик електроходів	278
6.2 Метод оцінки показників циркуляційного руху	287
6.3. Метод оцінки показників маневру «зигзаг»	295
6.4 Висновки по розділу	300
РОЗДІЛ 7. МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРЕНИХ	
ХАРАКТЕРИСТИК ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ	
З СИСТЕМАМИ АКТИВНОГО УПРАВЛІННЯ РУХОМ ТА AZIPOD	302
7.1. Математична модель перехідних режимів роботи	
підрулюючих пристроїв у складі суднового пропульсивного комплексу	302
7.2. Вплив роботи підрулюючих пристроїв на маневрені	
характеристики пропульсивних комплексів електроходів	316
7.3. Вплив вітрового навантаження на маневрені	
характеристики електроходів	326
7.4. Методи дослідження маневрених характеристик електроходів	
з рушійно-кермовими комплексами Azipod	334
7.4.1. Моделювання маневрених режимів пропульсивних комплексів	
з РКК Azipod на криволінійної траєкторії	334
7.4.2. Вплив швидкості судна та кута повороту Azipod на маневрені	
характеристики пропульсивних комплексів електроходів	328
7.5. Висновки по розділу	349
РОЗДІЛ 8. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ПІДТВЕРДЖЕННЯ	
ДОСТОВІРНОСТІ РОЗРОБЛЕНОЇ МЕТОДОЛОГІЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ	
8.1. Організація процедур експериментальної перевірки	351
8.2. Економічне обґрунтування розмірної модернізації пасажирського судна	353
8.3. Експериментальна перевірка визначення довжини додаткової вставки	357
8.4. Оцінка маневрених характеристик судна	360
8.5. Висновки з розділу	383
ВИСНОВКИ	386

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	392
ДОДАТКИ.....	425
ДОДАТОК А1. Зростання пасажиропотоку в круїзних в судноплавних компаніях на період з 1995 по 2023 років	425
ДОДАТОК А2. Фактори, що впливають на прийняті рішення щодо проведення модернізації	426
ДОДАТОК А3. Залежність кількості пасажирів на лайнері в залежності від його гросс-тоннажу	427
ДОДАТОК А4. Коефіцієнт економічного старіння	428
ДОДАТОК А5. Результати подовження суден при проведенні конверсії корпусів з додаванням додаткової секції	429
ДОДАТОК А6. Аналіз метода визначення довжини циліндричної вставки корпусу судна, що запропонований Гундобіним і Фінкелем	432
ДОДАТОК А7. Послідовність операцій збільшення довжини судна за першим методом	435
ДОДАТОК А8. Технологія подовження судна з використанням другого методу	437
ДОДАТОК А9. Схеми збільшення довжини суден	438
ДОДАТОК А10. Життєвий цикл, що передбачає модифікацію та конверсію суден	439
ДОДАТОК А11. Аналіз ризиків при розробці моделі визначення вартості життєвого циклу пасажирського судна	440
ДОДАТОК Б1. Дерево властивостей морського вантажного судна	452
ДОДАТОК Б2. Витрати судна на модернізацію	453
ДОДАТОК Б3. Вимоги Конвенції SOLAS-74 при модернізації суден	457
ДОДАТОК Б4. Умови занурення гребного гвинта при розмірній модернізації	458
ДОДАТОК Б5. Визначення автономності і дальності плавання	462

ДОДАТОК Б6. Обмеження напружень при дії слемінгу	464
ДОДАТОК Б7. Умова Беккера	466
ДОДАТОК В1. Методика розрахунку хвильового коефіцієнту	468
ДОДАТОК В2. Технічні характеристики круїзних лайнерів, що використовуються при аналізі впливу збільшення довжини судна	469
ДОДАТОК В3. Влив зміни довжини судна на розрахунковий тиск	470
ДОДАТОК В4. Параметри кривих втоми і їх похибки	472
ДОДАТОК В5. Розрахунки границь витривалості за програмою Maxima	476
ДОДАТОК В6. Обчислення інтегралів з залученням програми Maxima	478
ДОДАТОК В7. Визначення похибки при оцінці границі витривалості прискореним методом та її залежність від кількості випробуваних зразків	479
ДОДАТОК Д1. Залежність висоти надводного борту від довжини судна	482
ДОДАТОК Д2. Результати дослідження опору руху лайнерів	485
ДОДАТОК Д3. Результати розрахунку коефіцієнтів енергоефективності і порівняння їх з еталонними кривими для круїзних суден	495
ДОДАТОК Д4. Результати оптимізації та відповідних показників розмірної модернізації суден для різних вихідних умов	496
ДОДАТОК Д5. Додатковий алгоритм визначення граничної довжини циліндричної вставки	505
ДОДАТОК Ж. Обґрунтування економічної ефективності модернізації суден за рахунок подовження корпусу	507
ДОДАТОК З. Додаткові математичні співвідношення щодо опису перехідних режимів пропульсивних комплексів електроходів.....	521
ДОДАТОК К. Акти впровадження результатів дисертаційного дослідження ...	525

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ І УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АД – асинхронний двигун

ГЕД – гребний електричний двигун

ГРК – гвинт регульованого кроку

ДГ – дизель-генератор

EAC – Equivalent Annual Cost

EEDI – коефіцієнт енергоефективності

GT – гросс-тоннаж судна

ІМ – імітаційна модель

NPV – сучасна вартість загальних грошових потоків

ПП – підрулюючий пристрій

ПР – перехідний режим

РЧ – регулятор частоти

РКК – рушійно-кермові комплекси

СЕЕУ – суднова електроенергетична установка

САУ – система активного управління

СГ – синхронний генератор

СМ – стандарт маневреності

ТДБ – теорія динамічної подібності

ТД – тепловий двигун

ЦФ – цільова функція

ВСТУП

Актуальність теми. Морська круїзна галузь за останні десятиліття демонструє стаке зростання, кількість пасажирів за даними Всесвітньої круїзної асоціації досягла понад 32 мільйони, що вказує на перспективність розвитку цього напрямку світового судноплавства. Разом з тим, середній вік суден світового круїзного флоту збільшується, незважаючи на введення в експлуатацію нових суден. З цих причин у суден, що вже перебувають в експлуатації, крім фізичного (технічного) старіння, виділяється чітка тенденція морального (економічного) старіння, яке проявляється в зменшенні ефективності експлуатації, обмеженні в можливому збільшенні пасажиропотоку суден компанії, як наслідок – недоотримання і зменшення фактичних і потенційних доходів. Слід зазначити, що вимоги щодо безпеки, екологічності, комфортабельності суден постійно зростають і частині лайнерів їм складно відповідати. Таким чином, з часом для діючих круїзних суден ефективність експлуатації за комплексними показниками економічності, функціональності, екологічності і безпеки знижується.

Питанням підвищення (відновлення) ефективності суден поділялась значна увага в роботах В.О. Некрасова, В.О. Яровенка, В.В. Будашка, О.А. Дакі, І.А., Я.Б. Волянської, В.А. Шевченка, С.В. Сагіна, Л.М., Ногіда, В.В. Ашіка, А.В. Броннікова, Ю.М. Кулібанова, А.А., Гундобіна, Ю.М. Фінкеля, М.Б. Сліжевського, А.М. Підсушного, І.М. Петрова, Горба С.І., Кацмана Ф.М., Y. Okumoto, Y. Takeda, Mano M., Okada T., J. Holtrop, G. Mennen, S. Harvald, D. Turnock, P. Oossanen та інших вітчизняних та зарубіжних дослідників.

Аналіз ситуації, що склалася в круїзній галузі, показує наступне: запроваджуються різноманітні напрямки підвищення ефективності суден судноплавних компаній – замовляється будівництво нових суден, що дуже коштовно і потребує тривалого часу; здійснюється оренда (фрахт) і покупка суден на вторинному ринку, що складно здійснити в умовах зростання круїзного ринку; проводиться ґрунтовна модернізація існуючих суден, що, хоча і поступається побудові нових суден, але роботи з модернізації потребують набагато меншого часу і інвестицій для її реалізації. За результатами аналізу літературних джерел

виявлено, що єдиної теоретичної бази збільшення числа пасажирів за рахунок збільшення розмірів судна (проведення розмірної модернізації) не розроблено, окремі теоретичні положення відстають від запроваджених практичних розробок. У зв'язку з чим актуальною встає проблема створення єдиної методології проведення розмірної модернізації суден.

Ефективність пасажирських суден може бути підвищено, з огляду на їх комерційну експлуатацію, головним чином за рахунок такого показника як прибуток. Очевидно, що підвищення прибутку (ефективності) досягається або зростанням доходів, яке здійснюється підвищенням вартості послуг (білетів на круїз й інших сервісів), або зменшенням витрат. Враховуючи високу конкуренцію на цьому ринку, можливості збільшення вартості – обмежені, а зменшення витрат без зниження якості – неможливе.

Грунтуючись на викладеному, в життєвому циклі будь-якого круїзного судна, фактичні прибутки, що отримує судноплавна компанія, в процесі своєї основної діяльності, від його експлуатації незмінно падають. Це цілком природний ринковий процес в наданні круїзних послуг. Він обумовлений багатьма факторами, зокрема: введенням в експлуатацію нових, більш сучасних круїзних лайнерів, та зниженням, відповідно, привабливості суден, які вже знаходяться в експлуатації; закономірними процесами згаданого економічного і технічного старіння самих суден; новими сучасними запитами користувачів щодо об'єму, різноманіттю та якості круїзних послуг. Будь-які додаткові удосконалення щодо покращення умов перебування пасажирів та переліку послуг не дають істотних позитивних переваг для збільшення пасажиропотоку на таких суднах. Таким чином, на даний час, не існує науково-обґрунтованих способів істотного зниження темпів падіння дохідності (тобто ефективності) суден, які знаходяться в експлуатації.

З іншого боку, протягом життєвого циклу будь-якого судна неминуче збільшуються витрати на його експлуатацію. Витрати збільшуються і на паливо, і на експлуатацію суднової електроенергетичної установки, і на експлуатацію судових технічних засобів, і на експлуатацію обладнання, яке відноситься до «круїзної» частини судна. Все воно, на жаль, старіє. Своєчасне обслуговування

суднового технічного обладнання лише незначно сприяє зниженню темпу старіння судна, і відповідно зниження темпу зростання експлуатаційних витрат. Але на даний час, не існує науково-обґрунтованих способів істотного зниження темпів зростання витрат на експлуатацію судна.

Невирішеність цих проблем обумовлює те саме наукове протиріччя, яке не дає можливість збільшити терміни, в яких судно буде залишатися конкурентоспроможним. У певний час його життєвого циклу прибуток від експлуатації круїзного судна падає настільки, що встає питання, щодо доцільності її продовження.

Виходячи з існуючої практики розмірної модернізації суден, висувається гіпотеза: своєчасне та техніко-економічно обґрунтоване подовження корпусу судна дозволить суттєво підвищити (за рахунок збільшення пасажирів) доходи від його експлуатації, не збільшивши істотно при цьому експлуатаційні витрати. В результаті – на певний період часу життєвого циклу судна знову підвищуються прибуток і рентабельність та відновлюється його конкурентна здатність. Науково обґрунтована методологія реалізація цієї гіпотези сприятиме зняттю наголошеного наукового протиріччя та підвищенню ефективності експлуатації круїзних лайнерів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дана робота виконана відповідно до Морської доктрини України на період до 2035 року, Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року, Концепції розвитку транспортно-дорожнього комплексу України до 2020 року, переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок, затвердженого Постановою Кабінет Міністрів України від 30 квітня 2024 р. № 476, відповідно до визначених у Законах України пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки та пріоритетних напрямів інноваційної діяльності в Україні. Матеріали дисертаційного дослідження використані в розробці:

– держбюджетної науково-дослідної теми: «Інформаційні системи управління та підтримки прийняття рішень щодо розвитку інфраструктури морських перевезень в умовах воєнного стану» (Державний реєстраційний номер: 0124U001164, затверджена наказом МОНУ від 27.12.2023 за № 1572);

– науково-дослідних тем Одеського національного морського університету: «Підвищення ефективності суднового електрообладнання та засобів автоматики» (номер державної реєстрації 0122U201391, 2021-2023 р.р.); «Підвищення ефективності експлуатації суднової енергетичної установки» (номер державної реєстрації 0122U001539, 2021-2023 р.р.).

Мета та завдання дослідження. Метою роботи є підвищення ефективності експлуатації суден за допомогою розробки науково-обґрунтованої стратегії та методології розмірної модернізації, з урахуванням допустимості відповідних конструктивних змін, та можливостей пропульсивної електроенергетичної установки. Досягнення поставленої мети обумовлює постановку та розв'язання наступних взаємопов'язаних задач:

- встановлення можливих шляхів підвищення ефективності експлуатації круїзних суден з аналізом їх суперечностей, та побудова науково-обґрунтованої стратегії модернізації для підвищення їх ефективності за допомогою розмірної модернізації;
- техніко-економічне обґрунтування доцільності, вибору часу у життєвому циклі, й кількісних параметрів розмірної модернізації, та розробка науково-обґрунтованої методології модернізації корпусу судна;
- розробка методів оцінки допустимості подовження корпусу у доцільних межах за критерієм загальної подовжньої міцності корпусу суден, і їх місцевої міцності за критерієм забезпечення необхідного рівня характеристик опору втомі їх відповідальних елементів;
- побудова методів оцінки впливу подовження корпусу на морехідні якості суден, ефективність роботи пристроїв управління та на енергоефективність судна;
- розробка математичної моделі та методів дослідження перехідних режимів роботи пропульсивних комплексів електроходів круїзного флоту на маневрах;
- розробка методів розрахунку режимних показників та показників якості маневрування електроходів з класичною компоновкою електроенергетичної

гребної установки у складі пропульсивного комплексу – для оцінки показників якості маневрування електроходів та навантажень на електроенергетичну установку;

- розробка методів розрахунку режимних показників та показників якості маневрування електроходів з системами активного управління рухом судна та рушійно-кермовими комплексами Azipod у складі пропульсивного комплексу – для оцінки показників якості маневрування електроходів та навантажень на електроенергетичну установку;
- експериментальне підтвердження достовірності розробленої методології модернізації, методів дослідження та доцільності своєчасного подовження корпусу електроходу для підвищення ефективності його експлуатації.

Об’єкт дослідження є процеси управління розмірною модернізацією пасажирських суден з електрорухом з метою підвищення ефективності їх експлуатації.

Предмет дослідження методологічні основи модернізації суден з науково-технічним обґрунтуванням доцільних змін їх конструктивних параметрів, та вивченням закономірностей впливу цих змін на технічний стан суден, що створює умови для високоефективної їх експлуатації.

Методи дослідження. У дисертаційній роботі в процесі вирішення поставлених задач використовуються в поєднанні теоретичні, чисельні та експериментальні методи дослідження:

системного аналізу – для техніко-економічного обґрунтування доцільності, вибору часу у життєвому циклі, й кількісних параметрів розмірної модернізації, створення інтегральної моделі обґрунтування розмірної модернізації пасажирського судна;

теорій міцності (в застосуванні до корпусу судна) – для визначення граничного розміру судна і довжини циліндричної вставки (за критерієм загальної міцності) та оцінки опору втомі елементів судових конструкцій (за критерієм місцевої міцності);

теорії корабля – для визначення впливу морехідних якостей судна на максимальне значення, до якого можливо здійснювати подовження судна;

кореляційного-регресійного аналізу – для визначення параметрів кривої втоми суднових конструкцій при оцінці впливу на подовження судна на місцеву міцність його корпусу;

числового (чисельного) аналізу – для вирішення диференціальних рівнянь в методі дослідження перехідних режимів пропульсивних комплексів, перерахунку параметрів кривих втоми на базі інтегрального підходу в прискореному методі визначення характеристик опору втомі елементів суднових корпусних конструкцій;

індуктивного і дедуктивного методу, системного підходу та положення теорії динамічної подоби – для побудови математичної моделі перехідних процесів в пропульсивних комплексах електроходів;

імітаційного моделювання – для опису перехідних процесів в пропульсивних комплексах електроходів, яке було розроблено автором на мові JAVA, при аналізі маневрених характеристик електроходів та візуалізації результатів маневрування.

Наукова новизна полягає в одержанні теоретичних положень, наукових і практичних результатів, що використовуються при вирішенні актуальної науково-прикладної проблеми підвищення ефективності експлуатації пасажирських лайнерів з застосуванням розмірної модернізації, що здійснюється шляхом додавання додаткової секції до існуючої конструкції корпусу, з одночасним забезпеченням вимог економічності, екологічності, безпеки, функціональності судна.

Наукова новизна отриманих результатів.

Вперше розроблено (отримано):

1. Науково-обґрунтована стратегія та методологія розмірної модернізації пасажирських суден, в основу якої, на відміну від існуючих окремих процедур модернізації, покладено сукупність методів інтегральної оцінки критеріїв економічної ефективності судна, його функціональності, безпеки судна та судноплавства. Відповідно до системного підходу до процесу модернізації, методи

об'єднані у єдину логічну послідовність, що формує ідеологічний базис розмірної модернізації, та дозволяють оцінювати її доцільність, своєчасність, об'єм та ефективність експлуатації модернізованого судна на протязі всього його життєвого циклу.

2. Метод визначення граничної довжини додаткової вставки, який, на відміну від відомих способів, побудовано на базі інтегральної моделі конструктивної модернізації. Особливість методу в тому, що основними критеріями якості обрано економічні показники, та показники, які регламентуються Міжнародною конвенцією (SOLAS-74/78), Кодексом забезпечення остійності суден і вимогами Класифікаційних товариств. Метод дає можливість техніко-економічного обґрунтування довжини додаткової вставки з урахуванням необхідності змін у функціональності, безпеці, відповідності критерію енергоефективності *EEDI* на протязі життєвого циклу, пропульсивній установці, впливу подовження судна на його технічні характеристики.

3. Науково обґрунтовані закономірності впливу подовження судна на його основні технічні показники в умовах експлуатації – розрахункові моменти та перерізуючі сили, ходовість, маневреність, відмінною особливістю яких є врахування додаткових навантажень з боку морського середовища в умовах експлуатації, що дозволяє вже на стадії прийняття рішення щодо доцільності модернізації, поряд з економічними показниками, оцінювати можливі зміни у функціональності суден.

4. Метод оптимізації довжини додаткової вставки, особливістю якого є те, що в процесі пошуку найкращого економічного рішення, враховуються, як обмеження показники функціональності та безпеки експлуатації суден. Метод дозволяє відшуковувати розмір додаткової вставки, якій забезпечує найліпші економічні показники подальшої експлуатації пасажирських суден, з урахуванням технічних та екологічних аспектів.

5. Методи оцінки впливу конструктивної модернізації суден на показники якості виконання маневрених операцій. Особливість методів у тому, що показники якості судна та показники роботи всіх складових суднової електроенергетичної

установки, включаючи ПП та РКК Azipod, оцінюються з урахуванням сумісної їх роботи з корпусом судна, та з урахуванням ефектів їх взаємодії між собою. Методи дають можливість оцінювати здатність електроенергетичної установки щодо забезпечення в умовах експлуатації ефективного та безпечного функціонування модернізованих суден.

Отримало подальший розвиток:

1. Метод прискореного визначення на втомну міцність відповідальних суднових конструкцій, який забезпечує прискорену оцінку характеристик опору втомі елементів конструкції корпусу судна при його реконструкції і модернізації, який відрізняється від традиційних методів високою економічністю і точністю, низькою тривалістю.

2. Математичні моделі перехідних режимів пропульсивних комплексів пасажирських суден, особливою відмінністю яких є те, що вони: включають всі варіанти компоновки електроенергетичної установки; враховують гідродинамічні процеси взаємодії рушіїв з корпусом судна; побудовані з використанням критеріїв динамічної подібності та узагальнених безрозмірних параметрів пропульсивних комплексів. Це дозволяє охоплювати результатами досліджень великий клас суден, проводити широкі узагальнення та прогнозувати поведінку суден на маневрах.

3. Методи оцінки впливу вітрового навантаження на маневрені властивості суден, відмінною особливістю яких є можливість врахування здатності гребної електроенергетичної установки забезпечити виконання основних маневрів з урахуванням вимог Стандарту маневреності щодо керованості суден.

4. Методи імітаційного моделювання перехідних режимів пропульсивних комплексів суден з електрорухом на основних експлуатаційних режимах роботи, особливою яких є можливість кількісної оцінки режимних показників та показників якості маневрування всіх складових частин комплексів з візуалізацією процесу маневрування. Моделі забезпечують можливість дослідження маневрених режимів роботи суден з одночасним контролем показників їх електроенергетичних установок.

Удосконалено:

1. Сукупність критеріїв оцінки якості експлуатації пасажирських суден, яка суттєво розширена за рахунок включення крім економічних, також й показників технічної ефективності, функціональності та безпеки експлуатації, що забезпечує комплексний підхід до оцінки доцільності та технічної можливості реалізації модернізації.

2. Методи розрахунку гідродинамічних процесів взаємодії рушіїв ПП та РКК Azipod з зовнішньою середою та з корпусом судна, з урахуванням змін при маневруванні і параметрів управління, і основних розрахункових коефіцієнтів, що дозволяє оцінювати показники маневреності суден на перехідних режимах.

Практичне значення отриманих результатів. Наукові результати, що були отримані в ході проведених досліджень, покладено в основу побудови низки практичних результатів, які формують систему підтримки прийняття рішень при організації та управлінні модернізацією пасажирських суден. Основні з них:

1. Методологічні основи модернізації, що розроблені в роботі формують послідовний ланцюжок розрахункових процедур, якій слід покласти в основу організації, управління та контролю технічної реалізації процесу модернізації пасажирських суден. Вони дозволяють оцінювати доцільність, своєчасність та об'єм модернізації. Головними критеріями є економічні показники. Показники функціональності, безпеки судна виконують функції обмежень.

2. Методи розрахунку загальної міцності корпусу дозволяють розраховувати ступінь впливу подовження судна на його загальну поздовжню міцність, враховуючи умови експлуатації та обов'язкові норми забезпечення міцності (при прогині й перегині), мінімального моменту опору, моменту інерції перетину корпусу.

3. Метод прискореного визначення характеристик опору втомі елементів корпусних конструкцій (їх граничних напружень) при проведенні відповідних робіт з їх реконструкції створює умови для забезпечення локальної міцності корпусу.

4. Методи оцінки впливу подовження корпусу на буксирувальний опір та пропульсивний коефіцієнт дають можливість розраховувати основний

експлуатаційний показник судна – ходовість. Рекомендації з розрахунку остійності та ефективності стернових пристроїв забезпечують оцінку можливих змін в безпеці судна.

5. Застосування рішення щодо визначення граничної довжини судна за критерієм забезпечення енергоефективності дозволить визначати в процесі модернізації або побудови нових суден мінімальну довжину (розміри) суден у відповідності до нормативно-правових документів Міжнародної морської організації (які регламентують процедури і правила, пов'язані з захистом та ліквідацією забруднення морського середовища). Процедура розрахунку враховує етапи та темпи зменшення граничних значення [*EEDI*] на протязі життєвого циклу судна.

6. Розроблено комплект прикладних програм розрахунку режимів роботи суднових пропульсивних комплексів на основних маневрах. Це дає можливість заздалегідь, при визначенні доцільного ступеню подовження, розраховувати маневрені властивості суден та прогнозувати їх зміни, оцінювати можливості енергетичної установки судна щодо забезпечення його функціональності.

7. Основні практичні результати досліджень впроваджені у практичну діяльність суднобудівних, судноремонтних підприємств, проектно-конструкторських установ та в навчальний процес.

Особистий внесок здобувача. Дисертаційну роботу виконано здобувачем власноручно, без залучення співавторів. Теоретичні визначення, наукові результати і положення, наукові й практичні рекомендації, які викладені у роботі та виносяться на захист, отримані автором особисто. Автором отримано самостійно такі результати: а) розроблено науково-обґрунтована стратегія та методологія розмірної модернізації пасажирських суден; б) створено інтегральну модель розмірної модернізації, яка базується на критеріях економічності, безпеки і функціональності судна; в) досліджено закономірності зміни і особливі зв'язки між характеристиками поздовжньої міцності корпусу, морехідними якостями судна (ходовістю, остійністю, маневреністю) і величиною подовження судна; г) удосконалено структуру основних напрямків, за якими проводиться модернізація

пасажирських суден; д) досліджено динаміку основних показників життєвого циклу судна, зокрема тих, що відображають процес модернізації і капітального ремонту (час проведення, ризику, прибуток, чисту приведену вартість); е) проведено оптимізацію процесу визначення довжини циліндричної вставки з виконанням вимог до економічної ефективності, безпеки судноплавства і технічної експлуатації; з) проведено аналіз впливу подовження судна на закономірність зміни геометричних характеристик його корпусу; к) визначено залежність граничної довжини судна від допустимих значень проєктного коефіцієнту енергоефективності суден у відповідності до вимог ІМО; л) розроблено методи оцінки впливу конструктивної модернізації суден на показники якості виконання маневрених операцій; м) створено математичні моделі перехідних режимів пропульсивних комплексів пасажирських суден; н) метод прискореного визначення на втомну міцність відповідальних судових конструкцій при модернізації; о) запропоновано нову класифікацію чинників, що формулюють прийняття рішень щодо проведення модернізації.

Дисертантом без співавторів створені і запропоновані нові методи та моделі: а) збільшення пасажиромісткості пасажирського судна шляхом збільшення довжини судна за рахунок встановлення циліндричної вставки його корпусу; б) оцінки змінювання загальної та місцевої міцності корпусу при збільшенні загальної довжини суден; в) оцінки змінювання морехідних якостей суден при проведенні їх розмірній модернізації; г) дослідження перехідних режимів пропульсивних комплексів пасажирських суден при маневруванні; д) оцінки змінювання маневрених характеристик суден з класичною пропульсивною установкою при розмірній модернізації; е) оцінки впливу конструктивної модернізації на маневрені характеристики суден з САУ рухом судна та з РКК Azipod.

У наукових роботах, які опубліковані у співавторстві, в даній дисертації було використано виключно ті результати, що належать особисто автору.

У спільних працях дисертанту належить: [1] – виконано ідентифікацію вразливостей у системах інформаційної безпеки судна в процесі експлуатації та розроблено практичні підходи до їх мінімізації; [2] – досліджено сучасні методи

управління баластними водами на судах щодо забезпечення умов їх екологічності із врахуванням інтеграції до міжнародних стандартів; [3] – виконано оцінку впливу геометрії корпусу модернізованих суден на маневрові характеристики, що дозволило оптимізувати конструкцію для підвищення ефективності пропульсивної системи, розроблено математичну її модель; [4] – досліджено процес застосування альтернативних палив і технологій на морському транспорті, враховуючи інноваційні рішення щодо зменшення парникових газів (вуглецевого сліду), їх вплив на енергоефективність судна; [5] – проведено аналіз попередніх досліджень та запропоновано модульну схему обробки запитів при завантаженні судна, виконано оцінку його економічної ефективності використання за показниками NPV і EAC; [6] – здійснено аналіз різних варіантів моделей управління судновими головними електродвигунами; проведено дослідження режимних показників при виконанні маневру «розгін і вихід судна на циркуляцію», показників якості маневрування при різних законах управління, виконані оптимізаційні розрахунки параметрів сигналів керування, розроблено метод розрахунку перехідних режимів пропульсивних комплексів при маневруванні на криволінійній траєкторії; [7] – проведено статистичний аналіз морських аварій і інцидентів за останні десятиріччя, досліджено ключові фактори, що впливають на безпеку судна й судноплавства; [8] – розроблено методи розрахунку маневрових характеристик пропульсивних комплексів електроходів на основі теорії динамічної подібності, визначені критерії динамічної подібності, запропоновано метод розрахунку перехідних режимів цих комплексів; [9] – розроблено метод оцінки довговічності суднових валів з застосуванням ймовірнісним підходів; [16] – запропоновано спосіб розрахунку та побудови діаграми керованості на основі математичної моделі перехідних режимів пропульсивних комплексів суден з електрорухом. Розроблено метод побудови діаграми керованості з можливістю аналізу впливу параметрів пропульсивного комплексу на маневреність; [17] – розроблено математичну модель і методику розрахунку перехідних режимів рухових комплексів електросуден з підрулюючими установками, виконано розрахунок русійних

гвинтів з урахуванням гідродинамічних процесів їх взаємодії з корпусом судна, в'язкісних втрат і в'язкої взаємодії. Виявлено критерії динамічної подібності та узагальнені безрозмірні параметри комплексу, що впливають на показники маневреності; [24] – розроблено метод оцінки характеристик опору втомі суднових корпусних конструкцій, що ґрунтується на інтегральному підході перерахунку параметрів різних кривих втоми; [25], [68] – запропоновано модель визначення вартості життєвого циклу судна за рахунок впровадження методів аналізу ризиків; [26] – досліджено ефективність застосування роторних вітрил на борту судна в різних районах і умовах плавання, їх вплив за критеріями економічності і екологічності роботи суднової енергетичної установки; [27] – проведено аналіз попередніх досліджень та запропоновано критерії ідентифікації потенційних загроз експлуатаційній безпеці судна при виконанні маневрів; [28] – запропоновано метод визначення границь витривалості відповідальних суднових машин і елементів конструкцій з застосуванням рівнянь подібності руйнування від втоми; [29] – виконано рекомендації щодо сертифікації суднових дизелів, впливу виду палива на токсичність випускних газів, досліджено основних напрямків подолання екологічних проблем від забруднення морського середовища зі сторони судна, сформовано критерії щодо екологічної безпеки судна; [31] – проведено експериментальні дослідження ефективності магнітних гідроциклонів та розроблено рекомендації щодо підвищення їх ефективності в умовах експлуатації; [32] – проведено аналіз попередніх досліджень, проведено моделювання нестабільної роботи системи наддуву суднових ДВЗ; [33] – досліджено сучасні методи математичного моделювання для пошуку несправностей суднових дизельних двигунів; [34] – проведено дослідження щодо підвищення ефективності використання механічної енергії в процесі регазифікації зрідженого природнього газу з метою покращення екологічних і економічних показників морських суден; [35] – виконано розділ, присвячений розробці рекомендацій щодо координації зусиль Класифікаційних товариств і спеціалізованих проєктних організацій, спрямованих на підвищення ефективності і якості, швидкості на етапі

проектування суден і кораблів; [36] – отримано залежність між необхідним запасом міцності деталі і функціями розподілу її втомних властивостей та зовнішніх навантажень, досліджено характеристики розсіювання границь витривалості деталей на основі рівнянь подібності втомного руйнування; [38] – розроблено алгоритм проведення технічної експертизи суднового валу, зроблені висновки щодо причин такого руйнування; [39] – здійснено загальну постановку проблеми щодо оцінки впливу вартості нафти на економічну ефективність судна; [40], [47] – запропоновано підхід для визначення систематичної, випадкової та загальної похибок методу визначення границі витривалості відповідальних конструкцій; [41] – розроблено математичну модель і методику розрахунку перехідних режимів рушійних установок електричних суден, запропоновано узагальнені безрозмірні параметри комплексу, визначено методику проведення досліджень з використанням положень теорії динамічної подібності; [42] – обґрунтовано методичний підхід до визначення обсягів шкідливих забруднень від суден, проведено аналіз попередніх досліджень та сформульовано постановку проблеми; [43] – проведено контрольні досліди з вимірів ізобарної теплоємності робочих речовин, що застосовуються в суднових енергетичних установках і зроблено висновки; [44] – запропоновано вдосконалення процедур підвищення рівня захисту екіпажу, пасажирів і охорони судна від сучасних загроз; [46] – виконано аналіз методів оцінки фізичного зношування морських суден, надані рекомендації щодо їх практичного застосування; [48] – запропоновано використання в розрахунках на втомну міцність криву втоми нової форми, що складається з двох ділянок - правої, підпорядкованої рівнянню Вейбулла, і лівої - степеневому рівнянню; [49], [51] – проведено оцінку загальної похибки прискореного методу випробувань на опір втомі з урахуванням двох складових: систематичної і випадкової; [50] – запропоновано застосувати аналітичні методи розрахунку суднових конструкцій з застосуванням теорії подібності втомного руйнування; [52] – запропоновано вдосконалення процедур підвищення рівня захисту екіпажу, пасажирів і охорони судна від сучасних загроз; [53] – запропоновано вдосконалення процедур

підвищення рівня захисту екіпажу, пасажирів і охорони судна від сучасних загроз; [54] – розроблено концепцію проведення розмірної модернізації пасажирських суден, що ґрунтується на комплексних критеріях, безпеки, функціональності і економічності судна; [55] – виконано верифікацію прискореного методу визначення границь витривалості нових і відновлених колінчастих валів і зроблено висновки щодо точності цього методу; [56] – запропоновано узагальнений математичний опис перехідних режимів роботи гребних електродвигунів (ГЕД); [57] – виконано аналіз залежності вартості життєвого циклу морського судна від традиційних і альтернативних палив, їх вплив на екологічні показники; [58] – розроблено моделі економічної ефективності, функціональності і безпеки пасажирського судна, які утворюють інтегральну модель розмірної модернізації пасажирського судна; [59] – запропоновано математичну модель перехідних режимів суднових пропульсивних комплексів, виконано порівняльний аналіз впливу подовження корпусу електрохода на основні показники якості маневрування; [60] – запропоновано метод оцінки ходовості пасажирського суден, досліджено характер змін пропульсивних характеристик при проведенні їх розмірної модернізації; [61] – проаналізовано застосування поширених моделей кривих втоми - згідно степеневому, показниковому рівнянню і рівнянню Вейбулла на точність оцінки циклічної довговічності; [63] – запропоновано технічні та експлуатаційні заходи оцінювання ефективності моніторингу стану судна в умовах інтелектуальних транспортних систем; [65] – запропоновано враховувати в моделі енергоефективності судна рівнянь: енергетичного балансу СЕУ, балансу витрат енергоносіїв, гідродинамічного балансу, зміни ентальпії енергетичного обладнання; [66] – встановлено фактори, що формують вибраний критерій оптимальності, визначено їх вплив на оптимальний термін експлуатації; [67] – виконані рекомендації щодо формування на основі системного підходу переліку ризиків, які впливають на безпеку судна. [68] – запропоновано модель визначення вартості життєвого циклу за рахунок впровадження методів аналізу ризиків.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати роботи доповідалися і обговорювалися на міжнародних і всеукраїнських науково-практичних конференціях і симпозіумах: International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES), Kremenchuk, Ukraine, 2019; Technology transfer: fundamental principles and innovative technical solutions 2021: PROCEEDINGS OF THE 5TH ANNUAL CONFERENCE, Tallinn, Harju maakond, Estonia; CONFERENCE IEEE 4th KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek), Харків 2023; III науково-практична конференції Проєктний та логістичний менеджмент: нові знання на базі двох методологій, 2023, Одеса; 15-а Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (СЕУТТОО-2024 Херсонська державна морська академія, Херсон, 2024; International scientific-practical conference current issues of science, education and technology in modern conditions. March 12, Aarhus, Denmark; Міжнародна науково-практична конференція, присвячена пам'яті професорів Фоміна Ю.Я. і Семенова В.С. Одеса, Одеський національний морський університет 2019; III Міжнародна науково-практична морська конференція кафедри «СЕУ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту Одеського національного морського університету MP&O-2021; 10 Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», Херсонська державна морська академія 2019; Міжнародна науково-практична конференція «Дніпровські читання-2020», Київ, Державний університет інфраструктури і технологій; 12 Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування», Херсон, Херсонська державна морська академія, 2021; Міжнародна науково-практична конференція Сучасні тенденції в бізнесі та менеджменті: теорія і практика, Одеса, Одеський національний морський університет, 2021; International scientific conference «Maritime security of the Baltic-Black sea region: challenges and threats» Odessa December 23, 2021; IV міжнародна науково-практична морська конференція Одеського національного морського університету MPP&O-2022, Одеса, ОНМУ

2022; Proceedings of the 8th International Scientific and Practical Conference «Science, Education, Innovation: Topical Issues and Modern Aspects» (February 16-18, 2023). (С. 457-460). Tallinn, Estonia. General Engineering and Mechanics; 14-ї Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування»(СЕУТТОО-2023), Херсон, ХДМА; V Міжнародна науково-практичної морської кафедри «СЕУ і ТЕ» Одеського національного морського університету MPP&O-2024, Одеса, ОНМУ; Міжнародна науково-технічна конференція «Суднова енергетика: стан та проблеми» 7-8 листопада 2019 року Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв; XI Міжнародна науково-технічна конференція(присвячується пам'яті професора Горбова Віктора Михайловича) «Суднова енергетика: стан та проблеми», НУК, 7-8 листопада 2023 року; I Міжнародна науково-практичної конференція «Навігація та керування судном: нові підходи, навчання та моделювання» (N&SH-2024), 23-24 вересня 2024 року Одеський національний морський університет; Міжнародного симпозіуму «Проблеми електроенергетики, електротехніки та електромеханіки» (SIEMA' 2021), НТУ «ХПІ», 22-23 жовтня 2021 року; Міжнародного симпозіуму «Проблеми електроенергетики, електротехніки та електромеханіки» (SIEMA' 2022), НТУ «ХПІ», 20-21 жовтня 2022 року; Міжнародного симпозіуму «Проблеми електроенергетики, електротехніки та електромеханіки» (SIEMA' 2023), НТУ «ХПІ», 26-27 жовтня 2023 року; Матеріали Міжнародного симпозіуму «Проблеми електроенергетики, електротехніки та електромеханіки» (SIEMA' 2024), НТУ «ХПІ», 24-25, жовтня 2024 року.

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 69 наукових праць серед них: основних 29 наукових праць, у тому числі 1 монографія; 20 публікацій, включених до Переліку наукових фахових видань України; 8 публікацій у закордонних виданнях, проіндексованих у базах даних Web of Science і Scopus, 27 праць апробаційного характеру; 13 праць, які додатково відображають наукові результати докторської дисертації.

Обсяг і структура роботи. Дисертація складається з анотації, переліку умовних скорочень, вступу, восьми розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний об'єм роботи становить 424 сторінки, де крім основного тексту, містяться 28 таблиць і 117 рисунків. Список використаних джерел містить 321 найменування. Додатки подано на 107 сторінках.

РОЗДІЛ 1.

АНАЛІЗ СТАНУ Й ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАСАЖИРСЬКИХ СУДЕН У ЇХ ЖИТТЄВОМУ ЦИКЛІ

1.1. Шляхи підвищення ефективності експлуатації суден на протязі життєвого циклу

Світовий пасажирський флот на сучасному етапі свого розвитку нараховує за різними оцінками понад чотириста пасажирських суден, що є авангардом міжнародної туристичної індустрії, які можуть розміщати на борту орієнтовно 650 тисяч пасажирів, залучаючи до цього майже 220 тисяч членів екіпажів. Протягом наступного десятиріччя 36 компаній, які займаються круїзним бізнесом, замовили суднобудівним компаніям ще 118 суден, включаючи океанські лайнери, загальною вартістю 65 млрд. дол. США, середній їх дедвейт складає 97726 тон, а пасажиромісткість – 2440 пасажирів [1-15].

За даними Всесвітньої круїзної асоціації (Cruise Lines International Association – CLIA) [1-11], видання «Port Economics, Management and Policy» [11], статистичного порталу [12], авторитетних інтернет-порталів [13-15] і досліджень [15-18] спостерігається стабільний розвиток круїзної галузі за останні 30 років. Як показано рис. 1.1, відслідковується стійкий тренд щодо збільшення пасажиропотоку, який спостерігався за останні до 2020-2021 років, що було повзано з розповсюдження епідемії COVID, але в 2022-2023 роках зростання відновилось. Після завершення пандемії в 2022-2023 роках кількість пасажирів досягла 32,182 млн., що перевищило докризові показники (Додаток А1, А3).

Щорічне збільшення кількості пасажирів у період з 1990 по 2019 (рис. 1.1) склало в середньому склало 4,4 млн. пасажирів або 29%. Пандемія COVID-19 хоча сповільнила зростання в круїзній галузі на короткий термін, але негативні наслідки були подолані і вона вийшла на шлях сталого розвитку, продовжуючи демонструвати підвищення пасажиропотоків(рис. 1.1).

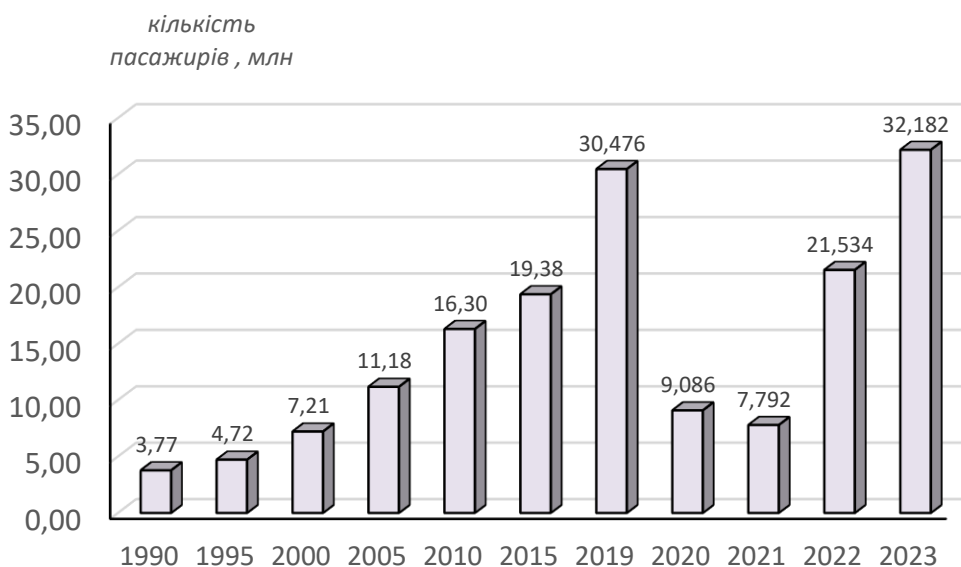


Рисунок. 1.1 - Кількість пасажирів, перевезених на круїзних судах в період з 1990-2023 рр.

Таким чином, для задоволення зростаючого попиту на круїзи судноплавні компанії, враховуючи досить високу конкуретність на ринку, повинні діяти в руслі відповідної стратегії, що спрямована на підвищення її ефективності і обумовлює їх подальший розвиток. Виділимо основні напрямки цих стратегій:

- а) побудова нових суден;
- б) придбання суден, які вже знаходять в експлуатації (бувших у використанні);
- в) оренда суден (фрахт) у інших компаній;
- г) модернізація власних суден компанії.

Вибір кожної стратегії потребує прискіпливого техніко-економічного аналізу, з урахуванням оцінки фінансових можливостей компанії і умов залучення кредитних ресурсів [16].

Прогноз на стійке зростання кількості пасажирів спонукало компанії розробляти і реалізовувати суднобудівну програму, спрямовану на побудову нових суден зі збільшенням водотоннажності і пасажиромісткості, що віддзеркалюється

в дослідженнях Всесвітньої круїзної асоціації (Cruise Lines International Association – CLIA) [13-14]. Зростання круїзної галузі спостерігається на всіх основних ринках – Північної Америки, Європи, Південно-східної Азії (насамперед Китаю і Японії). Ця тенденція з дуже високою ймовірністю буде спостерігатися і в майбутньому [16].

Побудова нових суден викликана головним чином критерієм збільшення економічної ефективності з урахуванням зростаючих вимог до рівня безпеки (судноплавства і пасажирів), комфорту, екологічності і енергоефективності, які зосереджуються на утриманні і збільшенні певної долі відповідного ринку.

Високий рівень конкуренції і зростаючий попит змушує судновласників, особливо крупних компаній, зосереджуватись на спорудженні нових лайнерів за індивідуальними проєктами, які ґрунтуються на передових технологіях в суднобудуванні і морської інженерії, та сфокусовані на задоволенні згаданого попиту на відповідний рівень комфорту, сервісу, безпеки, цінової політики. З іншого боку, для придбання нових суден характерно залучення значних фінансових ресурсів з достатньо ваговим рівнем передоплати, який досягає близько 60% від загальної вартості лайнера [16].

Разом з тим слід підкреслити, що круїзні лайнери є надзвичайно дорогими спорудами, орієнтовно їх усереднена вартість складає 250 млн. дол. для 500 пасажирів, 400 млн. дол., для 500...1000 пасажирів, 450 млн. дол., для 1000...2000 пасажирів, 500 млн. дол., для 2000...3000 пасажирів, 750 млн. дол., для 3000...4000 пасажирів, 950 млн. дол., для 4000...5000 пасажирів, 1,3 млрд. дол., для більше 5000 пасажирів [15]. Для підтвердження викладених даних наведемо п'ятірку самих дорогих суден: Allure of the Seas – 1,5 млрд. дол. США; Oasis of the Seas – 1,4 млрд. дол. США; Symphony of the Seas – 1,35 млрд. дол. США; Harmony of the Seas – 1,35 млрд. дол. США; Norwegian Epic – 1,2 млрд. дол. США [16].

Крім того, побудова нових лайнерів займає тривалий час – біля 40...48 місяців від етапу первинного аналізу до ходових випробувань і доставки судна клієнту, де безпосередньо виробничий цикл на верфі складає в середньому 18 місяців.

Викладені аргументи дозволяють відзначити основні переваги побудови нових суден:

- збільшена економічна ефективність (зростання дохідності від експлуатації судна, зменшення експлуатаційних витрат, зменшення страхових ставок);
- підвищена технічна ефективність (збільшення показників надійності, економічності, екологічності судна);
- відповідність сучасним і прогнозованим вимогам і стандартам, що в майбутньому зменшить затрати на модернізацію;
- збільшення рівня безпеки судна і екіпажу;
- запровадження новітніх морських технологій, досліджень і розробок;
- підвищення рівня комфорту, сервісу і добробуту пасажирів;

й виокремити основні недоліки:

- дуже високі першочергові інвестиції, які досягають сотні мільйонів доларів США;
- фінансові ризики від недозаповненості виробничих потужностей (недостатнім заповненням кают пасажирями), пов'язані з можливим коливаннями ринку, що може вплинути на прибутковість судна;
- доступність верфі, у світі дуже існує дуже обмежена кількість суднобудівних компаній, які можуть реалізовувати програму побудови круїзних суден, що уповільнює темпи спорудження нових суден;
- тривалий час виробничого циклу від початку проєктування, будівництва судна і доставки його від виробників до судновласника, може досягати три-чотири роки.

Таким чином, побудова нових суден розглядається як основний напрямок оновлення флоту компанії, направлений на подолання його морального і фізичного старіння.

Покупку суден, що знаходяться в експлуатації (second-hand ships), за звичай здобувають невеликі компанії завдяки відносно заниженій їх вартості (в порівнянні з новими). Ціна на ринку second-hand суден формується під впливом п'яти

факторів: віку судна; фрахових ставок; інфляції; прогнозів і очікувань власників круїзного бізнесу; ціни на металевий брухт при їх утилізації [16]. Крім того, слід зазначити, що вживані судна можуть приступити до експлуатації в найкоротший термін, на відміну від нових суден, період проєктування і побудови яких може тривати від трьох до чотирьох років. При зростанні попиту на круїзи (рис. 1.1) пропозиції щодо продажу суден або відсутні або їх буде небагато, що також вплине на завищення вартості судна. Отже, покупка вживаних суден лиш частково вирішить проблему збільшення пасажиромісткості суден компанії, але на короткий час, і не вирішить проблему морального і фізичного зношування.

Перевагами стратегії придбання бувших в експлуатації суден є збільшення пасажиромісткості суден компанії, невисока (в порівнянні з новими суднами) ціна на придбання, короткі терміни залучення до експлуатації. Недоліки полягають у наступному – збільшення витрат на технічну експлуатацію, зменшення надійності і зростання комерційних і технічних ризиків, збільшення страхових ставок, обмежений термін ефективної роботи судна і обмежені можливості щодо відповідності сучасним вимогам комфорту і сервісу.

Отримання суден в оренду (фрахт) доцільно використовувати при обмежених фінансових ресурсах, які не дозволяють придбати або побудувати нове судно. При зростаючому ринку круїзних перевезень, як і в попередньому випадку на ринку з'являються дуже обмежені пропозиції щодо фрахту, і фрахові ставки будуть підвищуватись, що певною мірою здійснить вплив на показники економічної ефективності, тобто оцінювати фрахтування як надійне джерело збільшення провізної спроможності компанії в довгостроковій перспективі не доводиться з позиції зменшення пропозицій. Крім того, для судна, що не перебуває у власності, судновласник не буде інвестувати в модернізацію і оновлення судна, окрім випадків щодо підтримання технічного стану і мінімальних вимог до безпеки судноплавства. Виключенням є особливі умови такого різновиду оренди як бербоут-чартер, який може включати умови переходу судна у власність протягом тривалого часу з можливістю проведення модернізації.

Серед перерахованих програм розвитку для судноплавних компаній модернізація заслуговує особливої уваги, оскільки вона здійснюється для їх суден декількома напрямками – збільшення пасажиромісткості, створення нових сервісів і зон відпочинку, підвищення комфорту, переобладнання і заміна застарілого суднового обладнання та інше, які спрямовані на підвищення ефективності використання суден і конкурентоспроможності цих компаній.

Далі необхідно акцентувати увагу щодо поняття модернізація, економічний словник дає наступне тлумачення: «Модернізація (анг. modernization) – удосконалення, поліпшення об'єкта, приведення у відповідність з новими вимогами ринку» [17-19]. Це визначення модернізації стосовно морських суден можна інтерпретувати у такому тлумаченні – системний процес удосконалення, підвищення ринкової конкурентоздатності круїзних суден шляхом застосування проектно-конструкторських, технологічних, фінансово-економічних заходів і процедур [16].

Слід зауважити, що однозначна трактовка щодо структури об'єму поняття «модернізація суден» є досить нечіткою, розмитою. Низка термінів, що характеризують це поняття мають подвійну інтерпретацію. Різні дослідники вкладали в нього окремий зміст і визначали модернізацію судна як: розмірну модернізацію і переобладнання (проф. Гундобін А.А., доц. Фінкель Г.Н.), конверсію корпусів (проф. Єгоров Г.О.), переобладнання, реновацію і модернізацію СЕУ (Національний університет кораблебудування). Разом з тим для життєвого циклу пасажирських суден, враховуючи їх високу вартість, характерно періодичне проведення модернізації різного об'єму і складності, що потребує додаткового аналізу структури таких робіт [3-13, 16]. Структурно етапи модернізації пасажирських суден пропонується подати у вигляді відповідної схеми (рис. 1.2), яка змістовно охоплює найбільші групи робіт.

Розглянемо кожний напрямок модернізації згідно рис. 1.2. Реновація (від лат. renovation – оновлення) в морській індустрії застосовується як процес реконструкції, покращення, оновлення корпусу без внесення змін в його структуру. Здійснювати даний процес було запропоновано на початку 90-х років минулого

сторіччя кваліфікаційними товариствами Норвежське Бюро Верітас (Det Norske Veritas) і англійський Регістр Ллойда (Lloyd's Register). Підсумковими результатами реновації є отримання відповідного сертифікату класифікаційного товариства – hull renovation, що засвідчує рівні реновації 1SS, 2SS і 3SS [20-21]. Ці рівні вказують на відповідність стану корпусу після п'яти, десяти та п'ятнадцяти років експлуатації відповідно. Враховуючи незначну ступінь пошкодження металоконструкцій корпусів пасажирських суден в результаті експлуатації, реновація для них проводиться обмежено на відміну від корпусів вантажних суден [16].

Конверсія (від лат. conversion – перетворення, заміна) в практиці суднобудування і судноремонту передбачає модифікацію (реконструкцію) конструкції корпусу, його елементів і структури, яка здійснюється з метою зміни призначення судна, збільшення розмірів судна, будівництва нових суден з залученням частини старих односерійних. В результаті конверсії отримуємо судно з новими техніко-експлуатаційними і техніко-економічними характеристиками. В технічній літературі конверсію, пов'язану зі збільшенням розміру суден називають розмірною модернізацією. Переобладнання (реконструкція) судових інженерних систем і комплексів, полягає в заміні морального і фізично застарілого обладнання, яке не відповідає сучасним економічним, екологічним, технічним критеріям [16].

Переобладнання (реконструкція) внутрішньо-судової архітектури – приміщень, зон відпочинку, розваг, сервісу, харчування, кают, здійснюється достатньо регулярно протягом життєвого циклу пасажирського судна, який складає 25 і більше років [16].

Основну увагу серед перехованих етапів заслуговує конверсія, що забезпечує збільшення розмірів судна, в літературі для такого виду конверсії розповсюджена назва розмірна модернізація [16], мета проведення якої полягає у збільшенні розмірів судна з побудовою додаткової секції і кают для розміщення збільшеної кількості пасажирів. Збільшення розмірів дозволяє розмістити додаткову кількість кают (рис. 1.3), що певним чином підвищить ефективність експлуатацію судна.

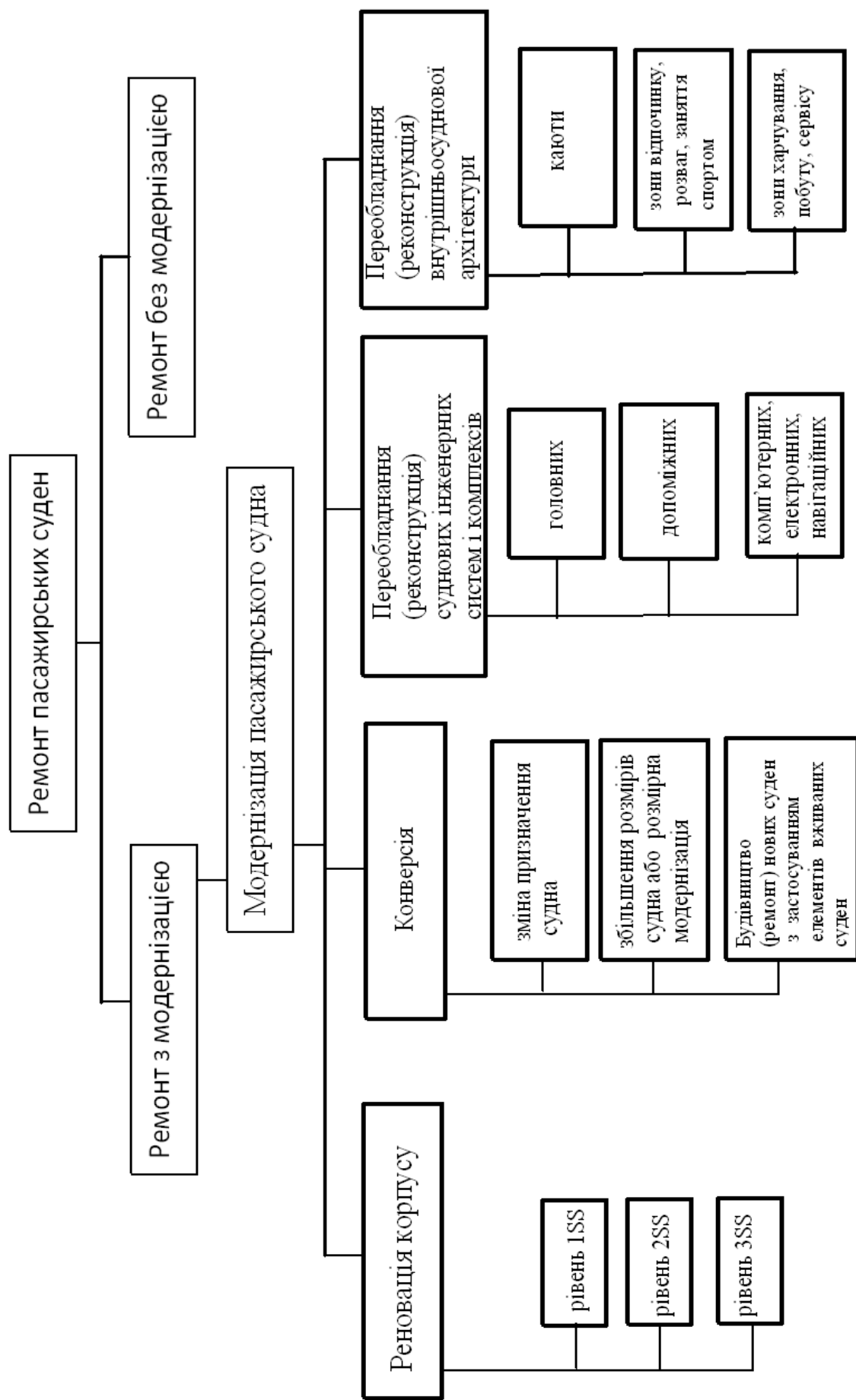


Рисунок. 1.2 - Структура основних напрямків проведення ремонту і модернізації пасажирського судна [16]

При підвищенні кількості пасажирів зменшується собівартість перевезень і збільшується дохідність, підвищується рівень комфортабельності і сервісу, надійності суднових технічних засобів і безпека мореплавання з наближенням комплексних характеристик бувшого в експлуатації судна до аналогічного нового – всі фактори, що підвищують конкурентоздатність бізнесу круїзної компанії [16]. В додатку А2 запропоновано чинники, які повинні бути враховані, при прийнятті рішення щодо проведення модернізації судна.

Модернізація круїзного флоту – напрямок, який є досить актуальним серед судновласників [6-10], оскільки з урахуванням вартості спорудження круїзних лайнерів (Додаток А1) вартість модернізації може досягати від 10% до 30% від початкової вартості судна [1]. При цьому буде отримано судно з оновленими, наближеними до нового судна, характеристиками, разом з тим – зі збільшеною кількістю пасажирів на 15%....25% , що підвищує ефективність експлуатації [16].

Як зазначалось вище, стає зростання попиту на морські круїзи, як це показано в Додатку А1, обумовлює для низки судноплавних компаній конкретні складнощі – кількість потенційних пасажирів перевищує кількості місць на лайнерах компанії, що обумовлює моральне зношування існуючих суден, яке також має назву економічне старіння [16, 22-27]. Для запобігання моральному зношуванню (економічному старінню) суден доцільно проводити такий вид модернізації, що призводить до збільшення головних розмірів корпусу і створення додаткової кількості кают пасажирів, що спричиняє проведення системних досліджень щодо визначення раціональної довжини подовженого судна (рис. 1.3).

Як переконливий приклад модернізації щодо збільшення пасажиромісткості можна привести роботи, проведені компанією MSC для її чотирьох лайнерів: «MSC Armonia» (58625 GT, 2001 року будівництва), «MSC Sinfonia» і «MSC Lyrica» (59058 GT, 2003 року будівництва), «MSC Opera» (59058 GT, 2004 року будівництва); три судна компанії «Star Cruises»: «Star Breeze», «Star legend», «Star pride», компанії «Royal Caribbean»: «Enchantment of the seas»; компанії «Costa Cruises»: «Costa Classica» (1994 року будівництва) [16].

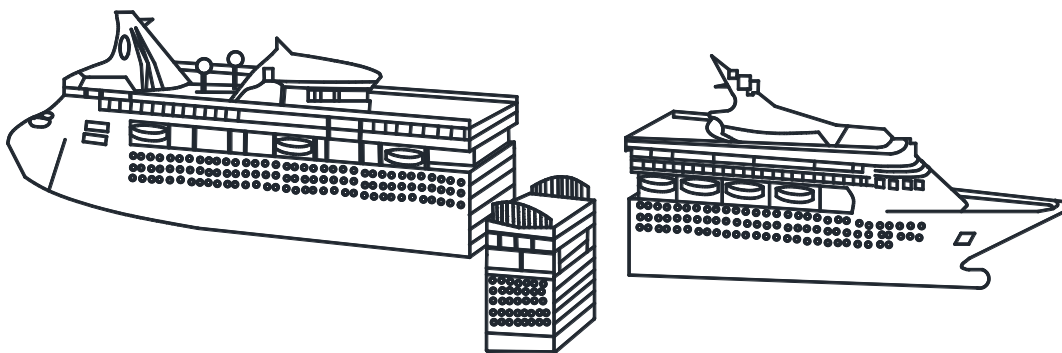


Рисунок 1.3 - Розмірна модернізація круїзного лайнера з вставкою додаткової секції.

Перевагами проведення модернізації (конверсії корпусу) як стратегії підвищення ефективності і конкурентоспроможності компанії є:

- економічність, фінансові витрати на модернізацію складають 10%...25% від вартості нового судна;
- підвищення конкурентоспроможності судна;
- зменшення економічного старіння;
- збільшення ефективності експлуатації;
- подовження життєвого циклу судна;
- приведення судна до діючих і майбутніх вимог класифікаційних товариств і міжнародних конвенцій з позицій надійності, безпеки пасажирів, судна і судноплавства.

До її недоліків необхідно віднести наступне:

- враховуючи те, що базисними є ненові судна, об'єми оновлення і покращення властивостей і ефективності носять обмежений характер;
- зниження рівня прибутків в порівнянні з новими суднами;
- фінансові втрати, що пов'язані з виведенням судна з експлуатації;
- покращені властивості оновленого судна залишаються дієвими в значно коротший термін експлуатації, чим аналогічні для нового судна.

Таким чином, проведений аналіз літературних джерел дозволяє зробити наступні висновки: найбільшу ефективність для забезпечення конкурентоспроможності судноплавної компанії має побудова нових суден, на реалізацію чого направлено більшість фінансових і організаційних зусиль компанії. Придбання бувших в експлуатації, оренду і модернізацію суден доцільно застосовувати при відповідних фінансово-кредитних обмеженнях. Серед них лише модернізація може зменшити рівень фізичного зношування, технічного і економічного старіння, що теж в певній мірі підвищить конкурентоспроможність суден компанії при залученні фінансових ресурсів в об'ємі 10%...25% від початкової вартості судна. Крім того, процеси модернізації проводяться і при оренді (такому її різновиді як бербоут-чартер) і при покупці ненового судна.

Отже, дослідження процесів щодо підвищення ефективності експлуатації морських пасажирських суден з отриманням найбільшого прибутку, повинно ґрунтуватися на застосуванні різноманітних науково-обґрунтованих методів, які вимагають рішень щодо:

- оцінки доцільності проведення розмірної модернізації, що базується на економічних і технічних розрахунках;
- визначення виду модернізації і об'єму модернізації (в застосуванні до корпусу, судових енергетичних установок, судових допоміжних механізмів);
- оцінки розмірності модернізації (обґрунтування довжини вставки корпусу);
- визначення періоду початку модернізації в життєвому циклі судна з урахуванням параметрів і характеристик цього циклу;
- оцінки зміни технічних характеристик судна (міцність, ходовість, остійність, екологічність і маневреність).

1.2 Модернізація, як спосіб підвищення ефективності експлуатації суден

Модернізація суден шляхом збільшення їх розмірів мала давню практику застосування в торговому суднопластві, оскільки враховуючи вагому вартість будівництва суден, вона виступає як ефективний інструмент підвищення

конкурентоспроможності судноплавної компанії. Не зважаючи на збільшення кількості нових суден, термінів їх окупності, в світовому масштабі зберігається сталий попит на їх модернізацію. Слід відмітити, що провідні українські суднобудівні і судноремонтні підприємства мають відповідний досвід у виконанні таких робіт, тільки за останні три роки було модернізовано: на суднобудівному заводі «Океан» (м. Миколаїв) суховантажне судно проекту 17620 типу «Буг»; на суднобудівному і судноремонтному підприємстві «Дунайсудноремонт» (м. Ізмаїл) балкери «Stavr», «St. Constantine», багатоцільові судна проекту RSD041 і «Dremora 3» за проектами Морського інженерного бюро (м. Одеса) [16].

Підвищення ефективності експлуатації, зменшення впливу морального зношення, що полягає у невідповідності пасажиромісткості суден даної судноплавної компанії збільшенню попиту на морські круїзи (рис. 1.1) як зазначалось в п. 1.1 раціонально здійснювати застосовуючи такий різновид модернізації як конверсія, яка проводиться зі збільшенням розміру корпусу, що отримала назву також як розмірна модернізація.

Розмірна модернізація (конверсія) корпусів суден здійснюється одномірним, двомірним, тримірним зростанням розмірів корпусу, згідно технологій представлений в роботах Гундобіна А.А. і Фінкеля Г.Н., [16] (рис. 1.4).

Одномірне збільшення корпусів здійснюються за наступними технічними рішеннями (додаток А8) [16]:

- додаванням циліндричної вставки в районі мідель-шпангоута, (наприклад круїзні лайнери: «MSC Armonia» (58625 GT, 2001 року будівництва), «MSC Sinfonia» і «MSC Lyrica» (59058 GT, 2003 року будівництва), «MSC Opera» (59058 GT, 2004 року будівництва);
- заміна кормової частини іншою зі збільшеним розміром (пасажирське судно «Astoria»-«Stockholm» 12165 GT, 1948 року будівництва);
- заміна носової частини.

При двомірному збільшенні корпусів технологія конверсії передбачає сукупність операцій зі збільшення довжини і висоти судна, що досягається шляхом додавання: циліндричної вставки в районі мідель-шпангоута, заміною носової

та/або кормової частини, палуби (декількох) палуб надбудови корпусу (круїзне судно «Costa neoRomantica 53049 GT, 1993 року будівництва). Двомірне збільшення здійснити теоретично також можливо, якщо, крім довжини збільшити і ширину корпусу, але, враховуючи складність конструкції пасажирських лайнерів, такі проекти дуже рідко реалізуються [15, 16].

Аналогічного висновку можна прийти, розглядаючи роботи по тримірному збільшенню судна – довжини, ширини, висоти.

Варіанти показані на рис. 1.4 мають відповідне обґрунтування у вигляді розроблених технологічних процесів з їх практичною реалізацією в відомих роботах Фінкеля Г.Н. і Гундобіна А.А.

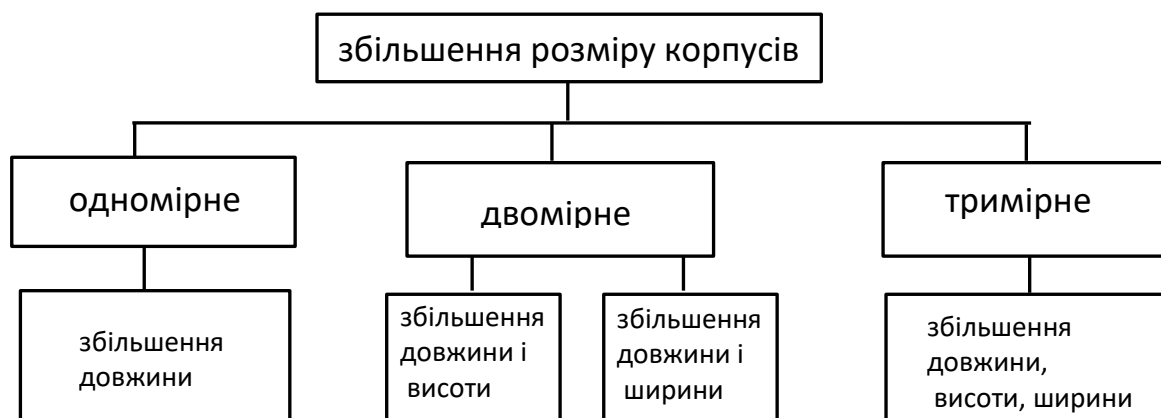


Рисунок 1.4 - Потенційні варіанти розмірної модернізації суден, включаючи пасажирські

Багаторічний досвід проведення модернізації пасажирських суден показує, що з проєктно-конструкторської, технологічної і економічної точок зору доцільно проводити одномірне, рідше двомірне збільшення розмірів судна, тобто основний варіант модернізації – збільшення довжини корпусу судна за рахунок додаткової вставки [15, 16].

Проведемо аналіз кількості пасажирських суден за гросс-тоннажем (GT), терміном експлуатації з метою визначення категорій потенційних кандидатів на проведення розмірної модернізації. Усереднена кількість пасажирів в залежності від гросс-тоннажу суден представлена в додатку В. Як показано рис. 1.5 найбільша

кількість суден валовою місткістю до 40,000 GT має середній вік 26 років, 40,000...69,000 GT – 19,7 років, 69,000...93,000 GT – 13,6 років, GT понад 143000 – 8 років відповідно.

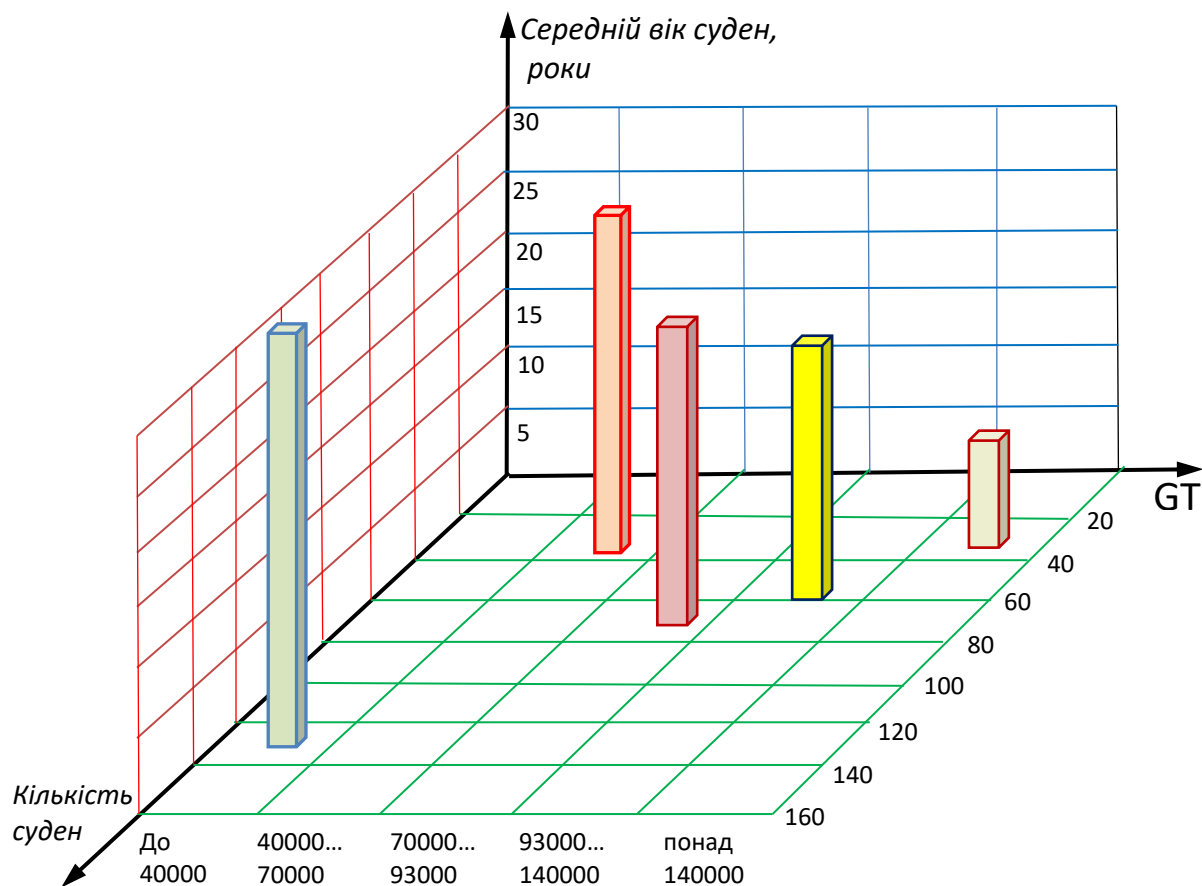


Рисунок 1.5 - Розподіл пасажирських суден з різною валовою місткістю GT за віком і кількістю

До того ж відстежується чітка тенденція спорудження нових суден більшої водотоннажності і пасажиромісткості (GT понад 143 000) [16], які мають максимальні довжини до 360 м, що викликається обмеженням, пов'язаними з довжиною причалів, розмірами акваторій портів, можливістю маневрування в них, логістичними спроможностями пасажирських терміналів. Отже, нові судна цієї категорії не доцільно розглядати як кандидати для проведення розмірної модернізації.

Група круїзних суден GT до 43 000 (рис. 1.5) має найбільшу чисельність. Для неї характерно: такі судна мають найбільший середній вік і невеликі розміри (в порівнянні з іншими групами), що спричинюється відсутністю фінансової

привабливості – термін, за який інвестиції окупляться буде збільшено за рахунок меншої пасажиромісткості. Це, певним чином, зменшує привабливість таких суден до проведення розмірної модернізації.

Однак, серед них є судна, що відносяться до преміального класу, сегменту люкс (luxury passenger ships), для яких доцільність збільшення пасажиромісткості може бути обґрунтована збільшенням вартості круїзів і додаткових сервісів.

Судна груп з GT від 43 000 до 69000, 69 000 до 93000, 93000 до 143000 (рис. 1.5) мають найбільшу потенційну привабливість щодо проведення розмірної модернізації з підвищенням ефективності експлуатації суден, оскільки суттєво збільшується додаткова кількість пасажирів. Крім того, ефект від проведення модернізації значно підвищиться, якщо до цього процесу залучити судна одної серії, наприклад як це здійснила компанія «Mediterranean Shipping Company» для суден типу «Lirica».

Враховуючи те, що кожне пасажирське судно має свою історію життєвого циклу – проєктування, будівництва, спорудження, експлуатації і модернізації, в результаті чого сформовані його унікальні характеристики, вибір судна (серії суден), які є найкращими кандидатами на розмірну модернізацію здійснюється в тісній співпраці з представниками судновласника, суднобудівної (судноремонтної) компанії, класифікаційного товариства і морської адміністрації держави, під прапором якої знаходиться судно.

Як зазначалось раніше, і це підтверджується досвідом конверсії корпусів [27-36] і роботами Гундобіна А.А. і Фінкеля Г.Н., провідним різновидом конверсії корпусів морських суден є їх подовження (рис. 1.3).

Це обумовлюється, по-перше, меншою вартістю модернізації, по-друге, більш простою технологією виготовлення і монтажу, по-третє, підвищенням метацентричної висоти, по-четверте, скороченням часу проведення модернізації, вп'яте, більшою надійністю.

Виконаємо аналіз граничних довжин суден різних типів, які були отримані в результаті проведеної розмірної модернізації. З цією метою використаємо

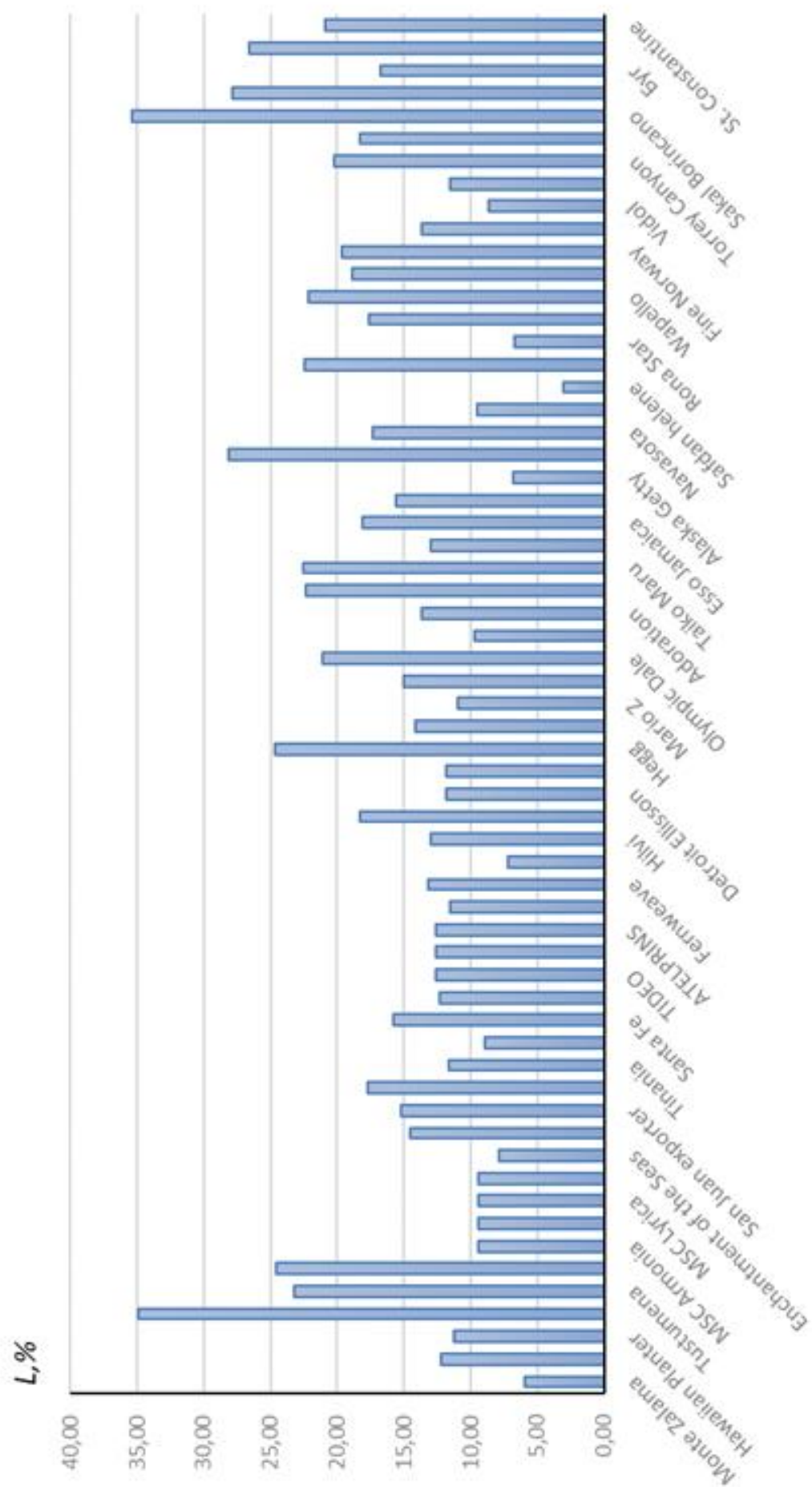


Рисунок 1.6 - Збільшення довжини суден в результаті проведення їх розмірної модернізації

відповідні практичні дані модернізації суден різних типів, довжини, водотоннажності, які отримані з різних джерел [15-16, 27-36], включаючи роботи Гундобіна А.А. і Фінкеля Г.Н. і досвід японської суднобудівної корпорації Mitsubishi heavy industries LTD. З наведених в додатку А5 даних випливає, що абсолютне збільшення ΔL суден складає від 7,7 м до 44,7 м, і відносне $\bar{L} = \Delta L/L$ – складає від 3,1% до 35% (рис. 1.6).

За табличними даними, наведеними в додатку А5, прослідковується очевидна тенденція, що для суден з більшою початковою довжиною характерно абсолютне збільшення довжини вставки (рис. 1.7 А) і відносне її зменшення (рис. 1.7 Б).

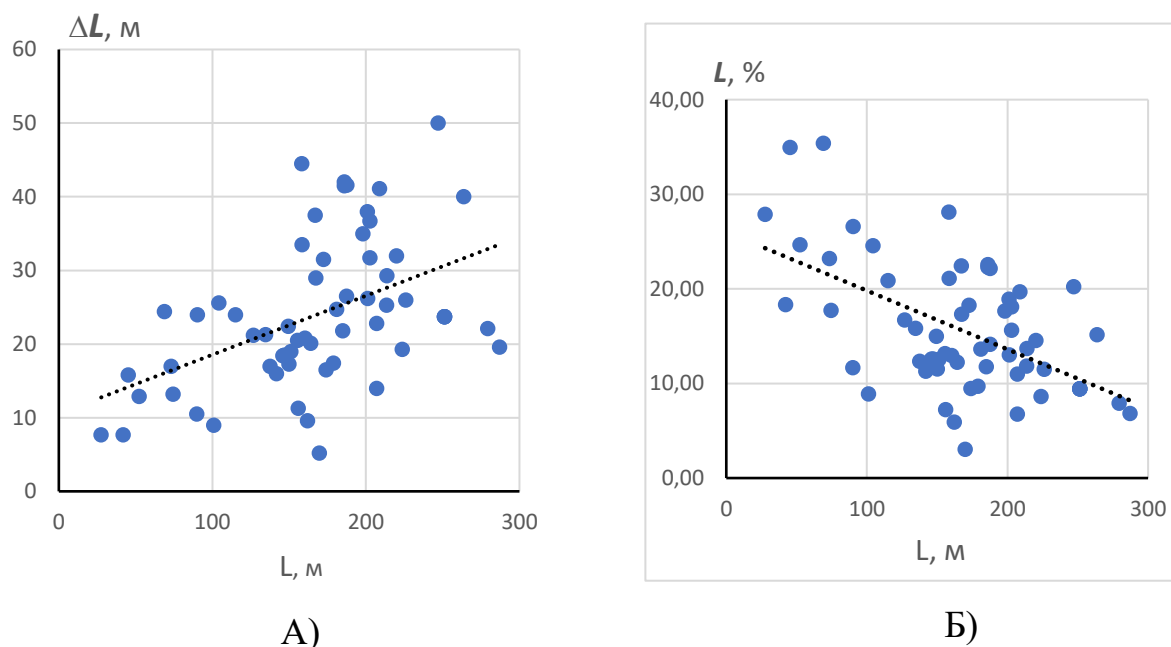


Рисунок 1.7 -Тенденції при збільшенні корпусів суден в залежності від початкової довжини – А) абсолютне зростання; Б) відносне зростання

Як зазначалось в роботах [26-44] величина подовження корпусу визначається покращенням техніко-економічних і техніко-експлуатаційних характеристик судна. Насамперед це стосується збільшення дедвейту, вантажопідйомності, водотоннажності, гросс-тоннажу, пасажиромісткості. Досягнення головної цілі пов'язано з забезпеченням міцності корпусу, морехідних якостей судна і технічних можливостей суднобудівної верфі.

В практичній діяльності подовження суден максимальне розповсюдження отримало, як зазначалося раніше, одномірне збільшення корпусів, яке здійснюється [26, 27]:

- додаванням циліндричної вставки в районі мідель-шпангоуту (додаток А9, а);
- заміною носової частини більш довгою (додаток А9, б);
- заміною кормової частини більш довгою (додаток А9, в);
- додаванням циліндричної вставки в районі мідель-шпангоуту і додаванням циліндричної вставки в районі мідель-шпангоуту (додаток А9, г).

Серед перерахованих способів найбільше використовується перший спосіб, оскільки для нього характерно мінімальна тривалість часу на модернізацію і мінімум матеріально-економічних ресурсів [15, 16, 27].

Теоретичні дослідження розмірної модернізації мають обмежений перелік. Найбільший внесок в ці дослідження щодо модернізації корпусів здійснено Гундобіним А.А., Фінкелем Г.Н. і Єгоровим Г.О. [16, 27, 37].

Запропонований Гундобіним А.А., Фінкелем Г.Н. метод визначення довжини додаткової (циліндричної) вставки ґрунтується на залежності висоти мінімального надводного борту від довжини судна [15, 16], що встановлюється вимогами Міжнародної конвенції про вантажну марку (International Convention on Load Lines), об'ємної водотоннажності судна, циліндричної вставки (додаткового плавучого об'єму і втраченого об'єму судна). Аналітичний виклад рівнянь цього методу показано в додатку А6. Наведемо підсумкове рівняння, яке визначає довжину додаткової циліндричної вставки корпусу ΔL

$$\Delta L^2 a B C_{M0} + \left(1,05 k A_{\text{екб}} \frac{\rho_{\text{ст}}}{\rho_{\text{мв}}} + t b_t C_{M0} \frac{\rho_{\text{пл}}}{\rho_{\text{мв}}} + C_{WL0} L_0 B d - C_{M0} B d \right) \Delta L + \frac{\Delta m_{\text{вж}}}{\rho_{\text{мв}}} = 0, \quad (1.1)$$

де a – збільшення висоти борту при збільшенні довжини судна на 1 м, визначається вимогами Міжнародної конвенції про вантажну марку;

де C_M – коефіцієнт повноти мідель-шпангоута при осадці d ;

B – ширина судна;

A_0 – початкова площа конструктивної ватерлінії при початковій осадці d_0 ,

C_{WL0} – коефіцієнт площі ватерлінії;

L_0 – початкова довжина судна, м.

$\Delta m_{вж}$ – додаткова вантажопідємність, т;

Δm_k – маса вставки корпусу, т;

$\Delta m_{пл}$ – маса палива, т.

k – коефіцієнт підкріплень,

$A_{екб}$ – площа еквівалентного бруса, м²;

$\rho_{мв}$ – щільність матеріалу вставки (сталі), т/м³.

t – висота міждонного простору, м;

b_t – ширина цистерни, м;

$\rho_{пл}$ – густина палива, т/м³.

Квадратичне рівняння (1.1) записується у більш зручному вигляді

$$A\Delta L^2 + E\Delta L + D = 0 \quad (1.2)$$

де A, E, D – коефіцієнти рівняння.

$$A = aBC_{M0}, E = 1,05k A_{екб} \frac{\rho_{ст}}{\rho_{мв}} + tb_t C_{M0} \frac{\rho_{пл}}{\rho_{мв}} + C_{WL0} L_0 B d - C_{M0} B d,$$

$$D = \frac{\Delta m_{вж}}{\rho_{мв}}.$$

Коренями рівняння (1.2) є

$$\Delta L = \frac{-E \pm \sqrt{E^2 - 4AD}}{2A} \quad (1.3)$$

Для подальшого застосування у розрахунках використовуються тільки дійсні позитивні корні.

Викладена вище методика згаданих авторів стала першою спробою визначення раціональної довжини циліндричної вставки, не зважаючи на очевидність і простоту має суттєві недоліки, що значно обмежило її подальше застосування:

– по-перше, вона застосовується для суден висота, надводного борту яких близька до мінімальної висоти згідно Міжнародної конвенції про вантажну марку – здебільшого для суден класу «ріка-море», танкерів і балкерів невеликої

водотоннажності, і не може застосовуватись для морських пасажирських суден, які мають висоту надводного борту, що значно перевищує вимоги даної Конвенції;

- по-друге, при визначенні довжини вставки не враховувався вплив і системні вимоги за критеріями забезпечення безпеки судна і судноплавства, та функціональності судна, що спирається на техніко-експлуатаційні, техніко-економічні чинники;

- по-третє, розмір вставки і нової довжини судна не дозволяє стверджувати, що він є оптимальним з позицій економічної ефективності виготовлення і експлуатації;

- по-четверте, він не враховує сучасні вимоги класифікаційних товариств до міцності корпусу подовженого судна;

- по-п'яте, запропонований спосіб не пов'язаний з вимогами класифікаційних товариств до забезпечення ефективності стернового пристрою і маневрових характеристик;

- по-шосте, він не спирається на дотримання сучасних екологічних вимог, регламентованих конвенцією MARPOL-74/78 і резолюцій комітету з морської безпеки ІМО.

Технологія ремонту в процесі конверсії корпусів пасажирських суден також здійснює визначений вплив на максимальні розміри збільшення їх довжини і довжини додаткових циліндричних вставок, оскільки вона передбачає застосування доків (сухих або плавучих) з відповідними технічними характеристиками, які можуть прийняти судна обмеженої довжини. Характеристики і обладнання цих доків дозволяє використовувється два технологічні методи [33-37].

Для першого методу характерно, що після розділення судна на носову і кормову частини док заповнюється водою (сухий док) або занурюється (плавучих док), в результаті всі частини – старі і нові переміщуються на плаву. Головною умовою при використанні цього методу є можливість забезпечення достатньої плавучості окремих частин, які, крім цього впливають над опорними елементами в доці без недопустимого крену і диференту та втрати остійності (додаток А7).

Сутність другого методу полягає в тому, що переміщення частин корпусу виконується з застосуванням тягових або вантажопідйомних механізмів з використанням спеціальних візків (додаток А8).

Аналізуючи обидва методи технології подовження суден, приходимо до наступного висновку: ваговим фактором, що обмежує максимальну довжину судна є технічні і технологічні можливості доку, насамперед його довжина і ширина, вантажопідйомність кранів і візків.

Будь-яка зміна конструкції корпусу потребує оцінки його міцності, що вимагається класифікаційними товариствами. Сучасні методики розрахунку міцності корпусів обов'язково враховують такі силові фактори як згинальні моменти і поперечні сили, що виникають в різних умовах плавання, в яких враховано вплив довжини судна, тобто за його геометричними розмірами і параметрами еквівалентного бруса здійснюється перевірка корпусу на міцність. Разом з тим, при проведенні розмірної модернізації виникає гостра необхідність в оцінці впливу довжини на розрахункові навантаження (хвильового коефіцієнту, розрахункового хвильового і повного тиску на корпус з боку моря), аналізу закономірностей подовження на ключові силові фактори (згинальні моменти на тихій воді і при хвилюванні з прогином і перегином корпусу), що діють на корпус. Такі дослідження не проводились і враховувались в сучасних методиках розрахунку, тому потребують широкого вивчення і аналізу.

Поряд з розрахунками на міцність збільшення довжини має відповідний вплив на морехідні якості – ходовість, остійність, маневреність. Ці морехідні якості достатньо повно вивчені, результатом чого стала розробка сучасних аналітичних, експериментальних, експериментально-аналітичних методів.

Дослідження ходовості знайшло відображення в чисельних роботах Ногіда Л.М., Ашіка В.В., Броннікова А.В., Холтропа Д. Меннена, Фанга, Вімена, Кулібанова Ю.М., що засвідчено прийнятним співпадінням теоретичних і експериментальних результатів. В той же час в них не розглядається можливість здійснення порівняльної оцінки пропульсивних характеристик судна (буксирувального опору і потужності, коефіцієнту впливу корпусу,

пропульсивного коефіцієнту) в залежності від зростання довжини судна, що впливає на можливість оцінки суднової енергетичної установки забезпечити рух судна з проектними показниками швидкості.

Сучасні методи оцінки маневреності зосереджуються на оцінці виконання обов'язкових маневрів судна – дослідження усталеної циркуляції при різних кутах перекладки руля, маневр «спіраль», вихід з усталеної циркуляції після відключення головних двигунів, рух заднім ходом, маневр «зигзаг», вихід з усталеної циркуляції, гальмування судна. Всі ці методи оцінюють лише характеристики маневрів і не враховують їх вплив (на окремих ділянках траєкторії руху він суттєвий) на навантаження пропульсивної енергетичної установки. При подовженні судна цей вплив тільки зростає, оскільки змінюються масо-габаритні характеристики, і енергетична установка може бути перевантажена з наступним спрацюванням автоматичного захисту – це зробить маневр дуже небезчинним, аварійним.

Підводячи підсумок аналізу розглянутих методів забезпечення працездатності і функціональності судна при проведенні його розмірної модернізації необхідно зауважити: незважаючи на те, що вони задовільно узгоджуються з експериментальними даними і широко застосовуються при проектуванні, залишається низка важливих невирішених завдань при проведенні модернізації. Вирішення цих завдань дозволить визначати раціональну довжину додаткової секції і судна в цілому.

Незважаючи на величезний практичний досвід робіт з проведення розмірної модернізації, який накопичено майже за 100-річний термін в світовій і вітчизняній практиці проектування суден, слід зазначити, що єдиної теоретичної бази проведення розмірної модернізації суден не розроблено, окремі теоретичні положення відстають від запроваджених практичних розробок. У зв'язку з чим актуальною встає проблема створення єдиної методології проведення розмірної модернізації суден, що підвищить якість загального рівня теоретичних розробок, створить теоретичну основу для модернізації морських пасажирських суден.

1.3 Технічні та економічні показники ефективності модернізації у життєвому циклі пасажирського судна

1.3.1 Модернізація, як складовий етап життєвого циклу судна

Модернізація пасажирського судна, при забезпеченні ефективності їх реалізації та з урахуванням вимог безпеки [45-47] та екологічності [48,49], сприяє продовженню життєвого циклу судна та підвищенню ефективності його експлуатації. Прийняття рішення щодо доцільності продовження експлуатації судна, або його модернізації повинне ґрунтуватися на основних технічних та економічних показниках, які оцінюються за результатами їх моніторингу як після модернізації, так і на протязі всього життєвого циклу. Інтегральна оцінка сукупності показників життєвого циклу – основа прийняття обґрунтованого рішення. Рішення приймаються з урахуванням також вимог сучасної системи судноплавства, а також економічних інтересів компаній-судновласників.

Моніторинг основних технічних та економічних показників суден здійснюється протягом усього життєвого циклу. Тому, в основу розробки моделей та методів обґрунтування виду та варіанта модернізації, визначення сутності, етапів, складу та динаміки основних показників – технічних та економічних – покладено життєвий цикл судна [50-52].

Концепція життєвого циклу судна [50, 53] (додаток А10) відбиває ідею переробки старих суден (recycling) як старту нового судна – «кругообіг» суден. Технічне обслуговування суден є важливою складовою їх життєвого циклу, що відображено на схемі (додаток А10-А12), який представлений у [52, 54]. При цьому конверсія сприймається як процес, що впливає на етап експлуатації судна. На цій же схемі є етап «Life extension» – розширення життя судна – при цьому автори [54] не конкретизують сутність даного етапу. Очевидно, мається на увазі, що запланований етап «експлуатація та обслуговування» збільшується за рахунок саме конверсії, модифікацій та обслуговування. Аналогічно в [54] автори підкреслюють «переобладнання» і «ремонт» як важливі складові технічного обслуговування суден на експлуатаційній фазі. Таким чином, можна стверджувати, що сутність

основних етапів життєвого циклу судна, в принципі, досить добре охарактеризована у сучасній літературі.

Проте, щодо основних технічних та економічних показників життєвого циклу судна – тут слід зазначити практичну відсутність інтегрального підходу до розгляду відповідних «індикаторів». Як правило, автори розглядають лише один аспект життєвого циклу, пропонуючи рішення щодо оптимізації. Так, наприклад, у [55] увага зосереджена на вартості життєвого циклу. Також слід зазначити, що сучасні концепції LCA (Life cycle assessment) [101] та LCM (Life cycle management) [56, 57] орієнтовані на те, що судно з моменту початку його будівництва і до його утилізації розглядається з точки зору однієї особи, яка приймає рішення, що не відповідає практиці судноплавного бізнесу (можлива зміна кількох власників судна протягом його життєвого циклу) і потребують певної інтерпретації.

З урахуванням вищезазначеного, проведемо дослідження складу та динаміки системи технічних та економічних показників для моніторингу життєвого циклу судна.

1.3.2 Технічні та комерційні показники експлуатації суден

Технічні показники

Поряд із терміном «життєвий цикл» для судна в [56] використовується також термін «life hope», зміст якого – це, по суті, очікуваний термін експлуатації (дослівний переклад цього поняття не є доцільним). І досить часто, коли йдеться про продовження життєвого циклу судна, саме період експлуатації мають на увазі. Коли оцінюють життєвий цикл суден (для різних типів суден у діапазоні 25 до 40 років [56], але у більшості – 25-30 років), також мають на увазі саме експлуатаційний період (operation). Очевидно, що слово «hope» (надія) у терміні «life hope» використовується з тієї причини, що тривалість терміну служби судна може лише передбачатися, оскільки фактичне значення визначається дуже багатьма факторами. Зазначимо, що «звуження» життєвого циклу судна до експлуатаційного етапу («operation») та використання цих термінів як синонімів – «життєвий цикл» та «термін експлуатації (експлуатаційний етап)», коли йдеться

про різні заходи, у тому числі які пов'язані з ремонтом і обслуговуванням суден, обумовлюється ще й з тим, що значна кількість судновласників стають, власне, судновласниками вже в процесі експлуатаційного періоду життєвого циклу судна, і лише частина судновласників контролюють усі етапи життєвого циклу судна.

Тому те, що у [52, 55, 56] (охарактеризовано вище) сприймається як «життєвий цикл судна з позиції судновласника», є переважно концепцією, якщо розуміти «судновласника» як узагальнене поняття – судновласники у принципі. Таким чином, фактично життєвий цикл судна з позиції конкретного судновласника може бути представлений схематично наступним чином (рис. 1.8). А весь «шлях» судна від проектування до утилізації – це життєвий цикл судна в принципі.

Таким чином, приймаємо, що саме експлуатаційна фаза життєвого циклу судна з позиції конкретного судновласника мається на увазі при розгляді питань, пов'язаних із модернізацією, технічним обслуговуванням та іншими заходами з управлінням життєвим циклом судна.

Як вище було зазначено, у сучасній літературі, в тому числі і пов'язаної з морським транспортом і судноплавством, використовується термін «Life cycle management» – управління життєвим циклом [57] – діяльність з управління життєвим циклом (LCM), яка пов'язана з проектуванням, будівництвом, експлуатацією та обслуговуванням суден. Таким чином, це передбачає прийняття рішень щодо частоти та обсягів перевірок, технічного обслуговування, ремонтів суден. З урахуванням вищесказаного, управління життєвим циклом у зазначеному контексті відбувається на експлуатаційному етапі життєвого циклу судна, оскільки фактично управлінням на етапі проектування та будівництва судна займається дуже незначна частина судновласників.

Таким чином, під управлінням життєвим циклом судна будимо розуміти процес прийняття та реалізації рішень, пов'язаних з технічною та комерційною експлуатацією.

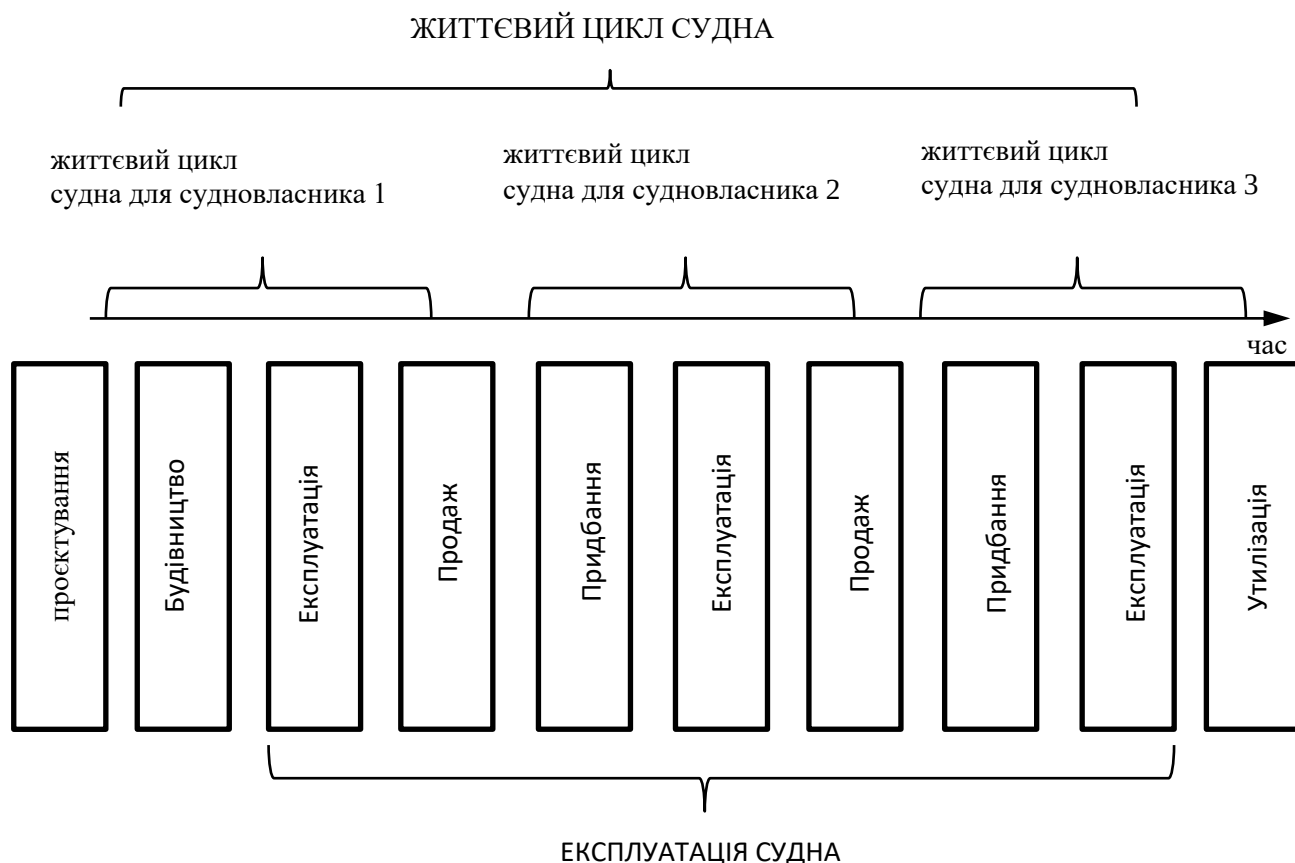


Рисунок 1.8 - Фактичний життєвий цикл судна з позиції судновласника

Технічна експлуатація передбачає прийняття та реалізацію рішень з технічного обслуговування, ремонтів та модернізації для забезпечення певних умов для комерційної експлуатації. У рамках технічної експлуатації разом із вирішенням завдань технічного обслуговування судна та забезпечення його безпечної та безвідмовної роботи, розглядаються й завдання, пов'язані із впливом конкретного судна на довкілля – це сучасні вимоги судноплавства. Поширена за останні роки, у тому числі, в судноплавстві, методологія LCA – Life cycle assessment – «оцінка життєвого циклу» в контексті впливу будь-якого промислового об'єкта на навколишнє середовище – у застосуванні до судноплавства, судна на навколишнє середовище передбачає врахування всього негативного впливу судна на довкілля накопиченим результатом. Так, в [56] наводиться схема, яка демонструє для судна ідею поведінки накопиченого результату викидів та витраченої енергії. Цей підхід є відображенням сучасного погляду на будь-які комерційні об'єкти, починаючи з

їхнього «народження» – будівництва, до утилізації чи переробки у контексті важливості екологічних проблем сучасного суспільства.

Комерційні показники

Пасажирське судно – це комерційний об'єкт – джерело отримання прибутку для власників та операторів. З погляду комерції, коли оцінюється прибуток за весь життєвий цикл, використовують методологію LCC – Life cycle cost [58]. Вона передбачає врахування всіх витрат, пов'язаних із судном, включаючи і операційні витрати, і витрати на ремонти, і менеджмент і т.і., причому витрати розглядаються кумулятивно – тобто накопиченим результатом. Відповідно до джерел [56, 58], вартість життєвого циклу (LCC) = капітальні витрати + експлуатаційні витрати за весь термін служби + витрати на технічне обслуговування протягом усього терміну служби + витрати на утилізацію – залишкова вартість.

Як правило, оцінку LCC використовують у порівнянні кількох об'єктів [58]. Вважаємо, що в судноплавстві LCC може також використовуватися для співвіднесення з LCA, наприклад, для прийняття рішень щодо подальшої експлуатації судна, що, безумовно, має бути доповнено економічним аналізом «вигід», що отримується від експлуатації судна.

Такою економічною оцінкою «вигід» життєвого циклу судна можна вважати чисту наведену вартість (NPV – net present value) – показник ефективності інвестицій, який враховує всі витрати та доходи, пов'язані з судном з урахуванням зміни вартості грошей у часі – тобто дисконтування. Тут слід зазначити, деякі варіанти модернізацій вимагають значних інвестицій й у деяких випадках банківського кредитування, що має бути відповідним чином враховано. Крім того, найважливішим аспектом будь-якого виду діяльності є ризики, які для судноплавства можуть бути ідентифіковані як технічні [58] та комерційні [59], причому ці ризики взаємопов'язані. Технічні ризики пов'язані з проблемами судна як технічної системи, наслідками яких є порушення безпеки у всіх її аспектах для судноплавства. Комерційні ризики пов'язані з недоотриманням (втратами) прибутку за рахунок збільшення витрат [60] (у тому числі під впливом прояву

технічних ризиків) або зменшення доходів (у тому числі за рахунок перебування судна на ремонті та втрат «корисних» днів експлуатації судна).

На відміну від LCC, LCA технічні ризики не доцільно оцінювати як накопичувальну величину – саме їх абсолютне значення в конкретний момент часу є сигналом для оцінки необхідних рішень з управління життєвим циклом судна. Комерційні ризики можна оцінювати кумулятивно, але не за весь життєвий цикл, а за певний період часу – наприклад, за рік, у тому числі, з урахуванням технічних ризиків та термінів виведення судна з експлуатації, але в конкретний момент часу. Наприклад, оцінка можливих комерційних ризиків протягом року становить певну величину, але у конкретний час.

Отже, тільки інтегральний розгляд технічних та комерційних аспектів експлуатації судна має бути основою для прийняття рішень щодо його обслуговування, ремонтів, модернізації – або як альтернативи продажу судна, або його утилізації – тобто управлінню його життєвим циклом. Основні чинники, що визначають управління життєвим циклом судна під час експлуатації, представлені на рис. 1.9.

Зазначимо, що стан судна визначає практично всі техніко-експлуатаційні та економічні показники: його вартість, а також вартість обслуговування, ремонтів та модернізації. Крім того, стан судна впливає на експлуатаційні витрати – страхові платежі, витрати на паливо (з урахуванням, як правило, збільшення споживання палива під час старіння судна), вартості ремонтів, модернізації, технічного обслуговування.

При цьому стан судна визначає технічні ризики (відмова систем, поломки головного двигуна тощо), які, своєю чергою, впливають на комерційні ризики. Старе судно в гіршому стані при тайм-чартерній оренді отримує менший фрахт (залежність ставок тайм-чартера від віку, зокрема, досліджувалося в [59]), за низького попиту на фрахтовому ринку старим судам доводиться пропонувати нижчі фрахтові ставки при рейсовому чартері [59-63]. Зрештою, судно у неналежному технічному стані потребує більш тривалого обслуговування, а це виведення судна з експлуатації та недоотримання прибутку.

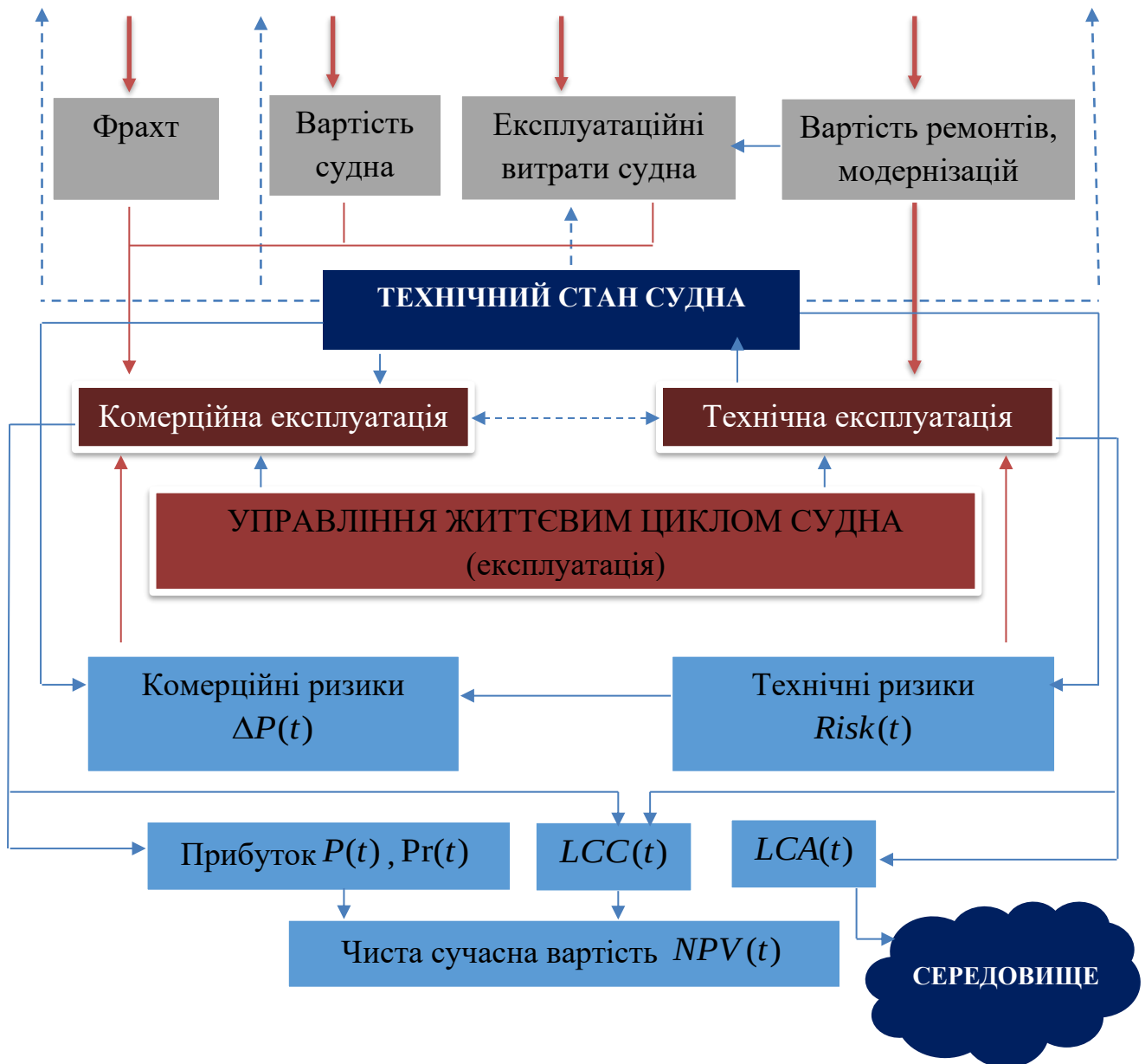


Рисунок 1.9 - Основні фактори, які впливають на управління життєвим циклом судна та його результати

1.3.3 Динаміка зміни показників експлуатації судна на протязі життєвого циклу

Під час експлуатації судно старіє, й основні показники технічної та комерційної експлуатації змінюються. Тенденції їх змін показані на рис. 1.10.

Аналіз кривих на рис. 1.10 показує наступне:

- Експлуатаційні витрати по судну $R^{op}(t)$ зазвичай поступово зростають (або можуть залишатися протягом якогось періоду часу на одному рівні) і можуть знижуватися тільки в періоди після капітальних ремонтів за рахунок поліпшення технічного стану судна;
- $LCC(t)$ – накопичені витрати, природно, зростають, але швидкість їхнього зростання залежить від витрат на технічне обслуговування, ремонти та модернізацію, в момент часу $t = 0$ $LCC(0) > 0$, з урахуванням витрат на придбання судна;
- $LCA(t)$ – зростає з урахуванням прийнятих тенденцій, як і $LCC(t)$, швидкість зростання залежить від проведених робіт по судну, в момент часу $t = 0$ $LCA(t) > 0$, так як у період будівництва, витрати енергії вже мали місце (якщо прийняти $LCA(t) > 0$ як витрати енергії, як і відповідні шкідливі викиди в атмосферу);
- Прибуток накопичений $P_r(t)$ починається з 0 на момент часу $t=0$, і поступово зростає, природною вимогою до динаміки $P_r(t) \in P_r(t) > LCC(t)$ починаючи з певного, який може трактуватися як термін окупності. Зазначимо, що прибуток не передбачає облік інвестиційних витрат, а розглядається саме як прибуток від експлуатації суден;
- Технічні ризики $Risk(t)$ – як оцінка може виступати ймовірність технічних проблем з судном (буде розглянуто нижче) – цей показник може мати загальну тенденцію зростання або відсутність тенденції, але при цьому розвиватися за синусоїдою з урахуванням того, що судно старішає – ризик зростає, Проте періодичні заходи, створені для зміни технічного стану судна, знижують цей ризик [64, 65-68] (Додаток А11);
- Комерційний ризик $\Delta P(t)$ – це можлива втрата прибутку за річний відрізок часу з урахуванням технічного ризику та ринкових тенденцій, оскільки цей показник більшою мірою залежить від ринкової кон'юнктури, то можна сказати, що за умовної відсутності значних ринкових коливань, цей показник веде себе аналогічно;
- Чиста приведена вартість $NPV(t)$ починається в момент часу $t=0$ з урахуванням інвестиційних витрат (будівництво або придбання) $NPV(t) < 0$ і поступово зростає

за аналогією з $P_r(t)$, але з урахуванням дисконтування зростання повільніше, ніж зростання $P_r(t)$. Таким чином, технічний стан судна у певних ринкових умовах визначає економічну ефективність експлуатації судна, індикатором якої є $(P_r(t))$ фактичний прибуток, а показником ефективності життєвого циклу судна є $NPV(t)$. Зауважимо, що вид кривих (рис. 1.10) носить узагальнений характер і відбиває принципову динаміку аналізованих показників.

Так, представлена у всіх джерелах крива $LCC(t)$ фактично не має таку гладку форму, як уявляється, якщо протягом життєвого циклу судна здійснюються значні капіталовкладення в капітальні ремонти або ще значніші в модернізацію. І тут важливий вид кривої $LCC(t)$ як на рис. 1.11. Відповідно змінюється і форма кривої $NPV(t)$. Але дані зауваження лише підкреслюють розбіжність фактичних кривих аналізованих показників від «ідеалізованих» теоретичних.

Таким чином, представлена та охарактеризована система основних технічних та економічних показників життєвого циклу судна є інтегральною основою для його модернізації.

Виходячи з запропонованих суджень, треба наголосити на таких висновках і результатах: проаналізовані існуючі концепції оцінки життєвого циклу виробничих об'єктів у застосуванні до суден – LCC (Life cycle cost), LCA (Life cycle assessment), сформовано систему факторів, які впливають на фактичний термін експлуатації суден та можливості його продовження; запропоновано інтегральну систему показників, які відображають результати технічної та комерційної експлуатації суден; встановлено загальну динаміку даних показників протягом життєвого циклу судна, яка охоплює, у тому числі технічні та комерційні ризики, а також у відповідності до сучасних трендів, накопичену «шкоду» навколишньому середовищу в рамках застосування LCA (Life cycle assessment). Крім того, слід додати, що перераховані результати складають базу для моніторингу життєвого циклу та подальшого дослідження питань з управління життєвим циклом судна ґрунтуючись на врахуванні як технічних, так й економічних його аспектів.

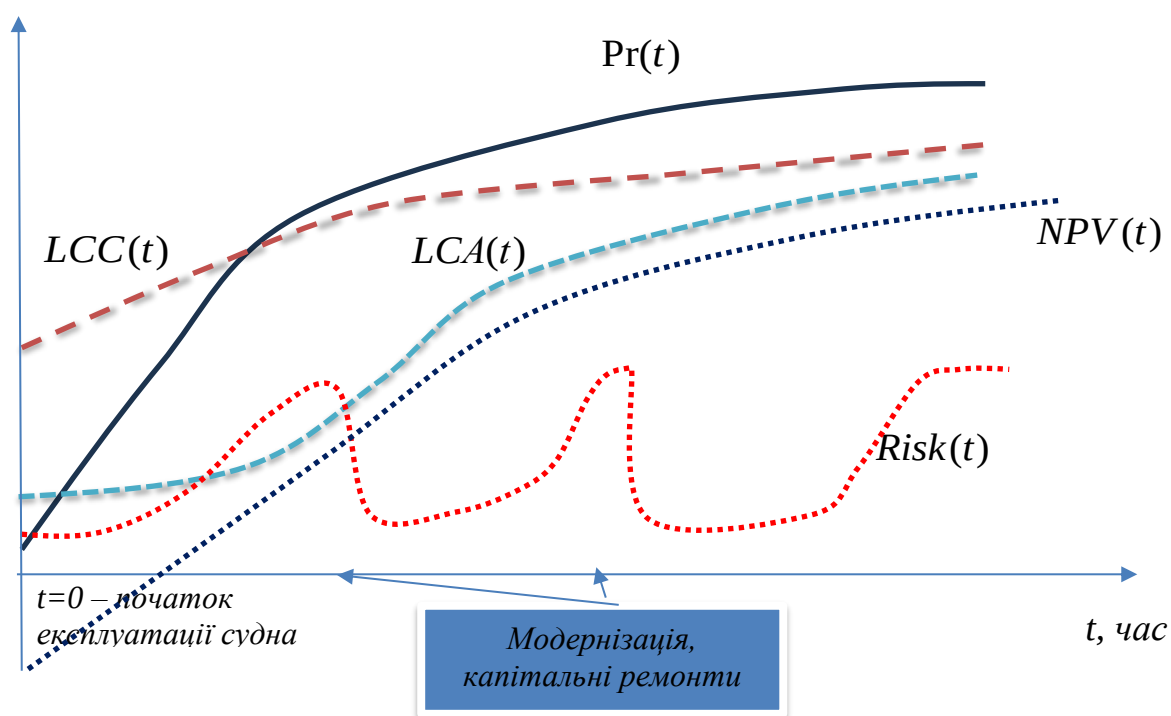


Рисунок 1.10 - Динаміка основних показників життєвого циклу судна

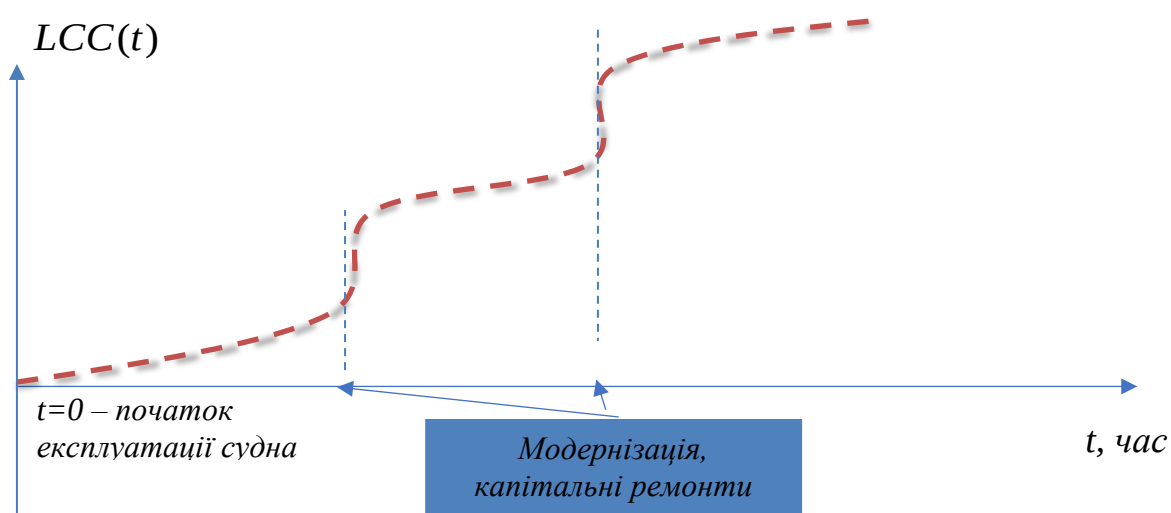


Рисунок 1.11 - Вид кривої LCC з урахуванням витрат на капітальні ремонти та модернізацію, моніторингу життєвого циклу та розробки рішень, пов'язаних із доцільністю та необхідністю його продовження

1.4 Моделювання оптимального варіанта модернізації морського судна

Періодичній оцінці технічного стану судна присвячено значну кількість досліджень, більшість із них пов'язана з інспекцією та оцінкою конкретних суднових систем. Спеціалізовані компанії пропонують перевірку за Condition assessment scheme (CAS), а сучасний ринок пропонує і варіанти програмного забезпечення для оцінки стану корпусу судна та суднових систем [69-71] (наприклад, Condition Assessment Programme (CAP)). При незадовільному стані судна (корпусу чи його систем) вживаються відповідні заходи. Але дані заходи носять періодичний характер і, як правило, не пов'язані зі значними капіталовкладеннями та виведенням судна з експлуатації на досить тривалий термін.

Цілком інша ситуація виникає, коли приймаються рішення про продовження терміну експлуатації судна та/або розширення використання судна, що обґрунтовується суто комерційними інтересами. Термін експлуатації різних типів суден представлено на рис. 1.12.

На цьому рисунку наочно представлено, що різниця між «нормативним», «life here» та максимальним терміном становить від 5 до 10 років, останнє визначається умовою експлуатації судна та його технічним обслуговуванням, а також проведеними своєчасно модернізаціями. Більше того, за рахунок модернізацій «максимальний» термін може бути збільшений, і в деяких випадках фактичний термін експлуатації суден становить навіть 40-50 років.

«Розширення» використання судна може бути пов'язане із збільшенням його вантажопідйомності або пасажиромісткості відповідно для вантажних та пасажирських суден. Крім того, модернізація пасажирського судна може бути спрямована на підвищення його комфортності – створення додаткових територій для відпочинку тощо. Отже, система факторів (передумови) та цілей модернізації може бути представлена в такий спосіб (рис. 1.13).

З урахуванням двох основних аспектів експлуатації суден, необхідність модернізації обумовлюється або технічними чи комерційними факторами.

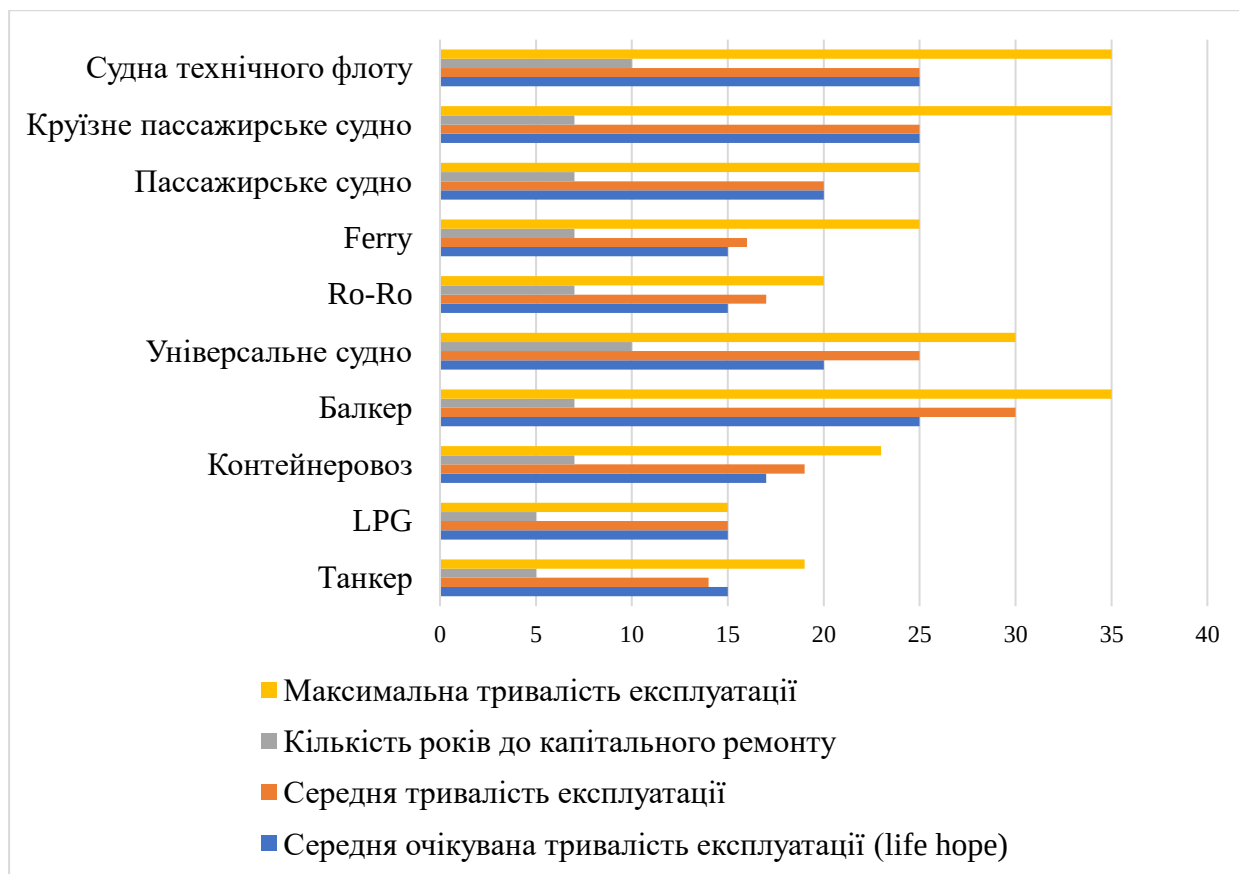


Рисунок 1.12 - Очікувані, фактичні та максимальні тривалості експлуатації суден за типами – побудовано за даними [72]



Рисунок 1.13 - Передумови та цілі модернізації суден

До технічних факторів належать зміна стану судна або нові вимоги ІМО щодо стану суден. Основними комерційними факторами є: зміни стану фрахтового ринку та нові комерційні можливості. Так, в умовах низького рівня попиту на фрахтовому ринку у деяких судновласників виникає необхідність прийняти рішення або про продаж судна (на злам) або модернізацію, перш за все, з метою підвищення конкурентоспроможності. Нові комерційні можливості можуть зумовлювати зміну комфортабельності та пасажиромісткості пасажирського судна або збільшення вантажопідйомності вантажного судна.

Важливою задачею при проведенні модернізації є розробка критеріїв, за якими буде прийматися рішення і визначатися час проведення модернізації. Ефективність роботи судна (суден компанії) буде визначатись спроможністю перевести кількість пасажирів, що бажають здійснювати круїзи цією компанією.

Ефективність може обмежитися кількістю пасажирських місць, які здатні забезпечити судна компанії (рис. 1.14), тобто коли кількість пасажирів наближається до кількості пасажиромісць $N_{пас} > [N_{пас}]$ (рис. 1.14) ініціюється рішення щодо необхідності проведенні розмірної модернізації зі збільшенням кількості кают з урахуванням рекомендацій наданих у додатку А2. Після ретельного аналізу приймається рішення щодо доцільності модернізації, далі проводяться проектно-конструкторські розробки, які завершуються виготовленням додаткової секції судна. Для судноремонтних (суднобудівних) робіт необхідно вивести судно з експлуатації на тривалий час біля 11...13 тижнів [15, 16], що призведе до визначених економічних втрат.

Таким чином, для їх зменшення такі роботи слід проводити в терміни, коли судно виводиться з експлуатації для найближчого капітального ремонту судна (рис. 1.14), завдяки чому підвищиться загальна його надійність як складної технічної системи.

Зазначимо, як окремий фактор, що впливає на модернізацію є «екологічна відповідальність судновласника», яка визначається політикою компанії в галузі збереження навколишнього середовища і пов'язана з виконанням більших вимог,

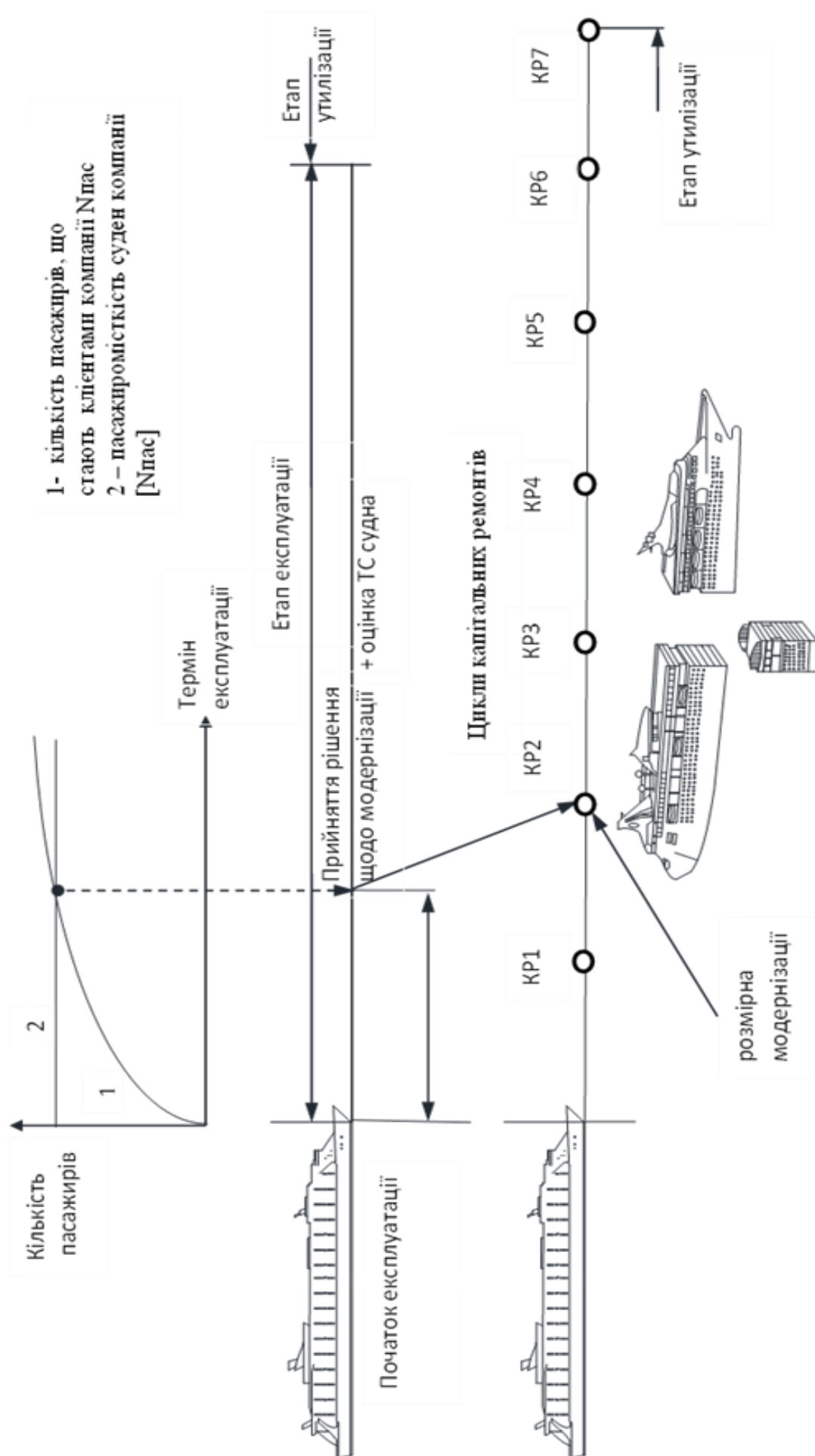


Рисунок 1.14 - Визначення часу початку модернізації в життєвому циклі судна

ніж навіть вимоги ІМО. Основна мета такої політики – зменшення LCA у всіх його аспектах.

Отже, основними цілями модернізації є:

- забезпечення безпеки експлуатації судна / мінімізація ризиків (технічний аспект);
- максимізація терміну експлуатації судна (збільшення його життєвого циклу);
- підвищення конкурентоспроможності судна;
- максимізація прибутку / накопиченого прибутку;
- мінімізація витрат / мінімізація LCC,
- мінімізація LCA тощо.

Зазначимо, що кожен вид модернізації судна може бути реалізований у різний спосіб – наприклад, на різних судноремонтних підприємствах (різних країнах) і, як наслідок, забезпечувати різні зміни стану судна не тільки з технічної точки зору, а й з комерційної. Крім того, той самий вид модернізації може бути реалізований не тільки на різних підприємствах, але і з різними параметрами. Наприклад, можлива оптимізація розміру вставки під час модернізації пасажирського судна – у цьому випадку «довжина вставки» є параметром цього виду модернізації. Також, наприклад, можливе збільшення вантажопідйомності судна на різні величини, або заміна головного двигуна на двигуни різних виробників і різної потужності, що також формує різні варіанти модернізації, а параметрами відповідно виступають «вантажопідйомність» в першому випадку і «потужність головного двигуна», "виробник" – у другому. Введемо позначення:

$i = \overline{1, n}$ - індекс виду модернізації, n - загальна кількість варіантів модернізації, що розглядаються;

$j = \overline{1, m_i}$ - індекс постачальника послуг з модернізації, m_i – загальна кількість аналізованих постачальників, які виконують вид модернізації) i .

Набір параметрів модернізації визначається її видом, тому вважатимемо, що

$P_i = \langle p_k, k = \overline{1, K_i} \rangle, i = \overline{1, n}$ визначає набір параметрів конкретного виду

модернізації, K_i - кількість параметрів модернізації, властивих i -му виду. Отже, надалі під варіантом модернізації судна розумітимемо сукупність

$$M_{ij} = \langle A_i, P_i, B_j \rangle:$$

вид модернізації $A_i, i = \overline{1, n}$;

– параметри модернізації $P_i = \langle p_k, k = \overline{1, K_i} \rangle, i = \overline{1, n}$;

– постачальник послуг з проведення модернізації

Основні питання, пов'язані з модернізацією, які трансформуються у відповідні завдання управління життєвим циклом судна, можуть бути наступними (рис. 1.15.). На даній схемі представлено, що в певні часові рамки (рис.1.14) виникає необхідність вибору того чи іншого варіанту модернізації (або капітального ремонту - як альтернативи в деяких випадках). При цьому зазвичай за весь термін експлуатації судна проводиться не одна модернізація, і, по суті, формується поетапна модернізація протягом життєвого циклу судна. Наприклад (рис. 1.15), якщо в першому часовому проміжку проводиться модернізація A1, то в наступному часовому відрізку проводиться модернізація A2 тощо. А якщо, наприклад, замість модернізації надається перевага капітальному ремонту без подальшої модернізації, то на певному часовому проміжку це судно вже підлягає утилізації. Зазначимо, що на даній схемі не представлені параметри та постачальники для варіантів модернізації, оскільки основний акцент даної схеми продемонструвати вибір часу, варіанта та формування послідовності прийняття рішень щодо модернізації.

Таким чином, до проблеми обґрунтування варіантів та термінів модернізації в управлінні життєвим циклом можливі два підходи:

- перший, локального характеру, що передбачає оптимізацію варіанту та термінів модернізації в рамках конкретного часового проміжку (наприклад, t_1 на рис. 1.15);
- другий, глобального характеру, передбачає оптимізацію всієї послідовності модернізацій в межах кількох часових проміжків (наприклад, t_1, t_2, t_3 на рис.1.15).

Слід зазначити, що другий підхід значно рідше реалізується на практиці і більшою мірою носить теоретичний характер, оскільки практична більшість судновласників в умовах динамічної зміни фрахтового ринку та глобального світового товарного ринку не можуть бути впевнені в тому, що будуть власниками даного судна в період часу, на

$$B_j, j = \overline{1, m_i}$$

приклад, t_2 якщо володіють цим судном в період часу t_1 .

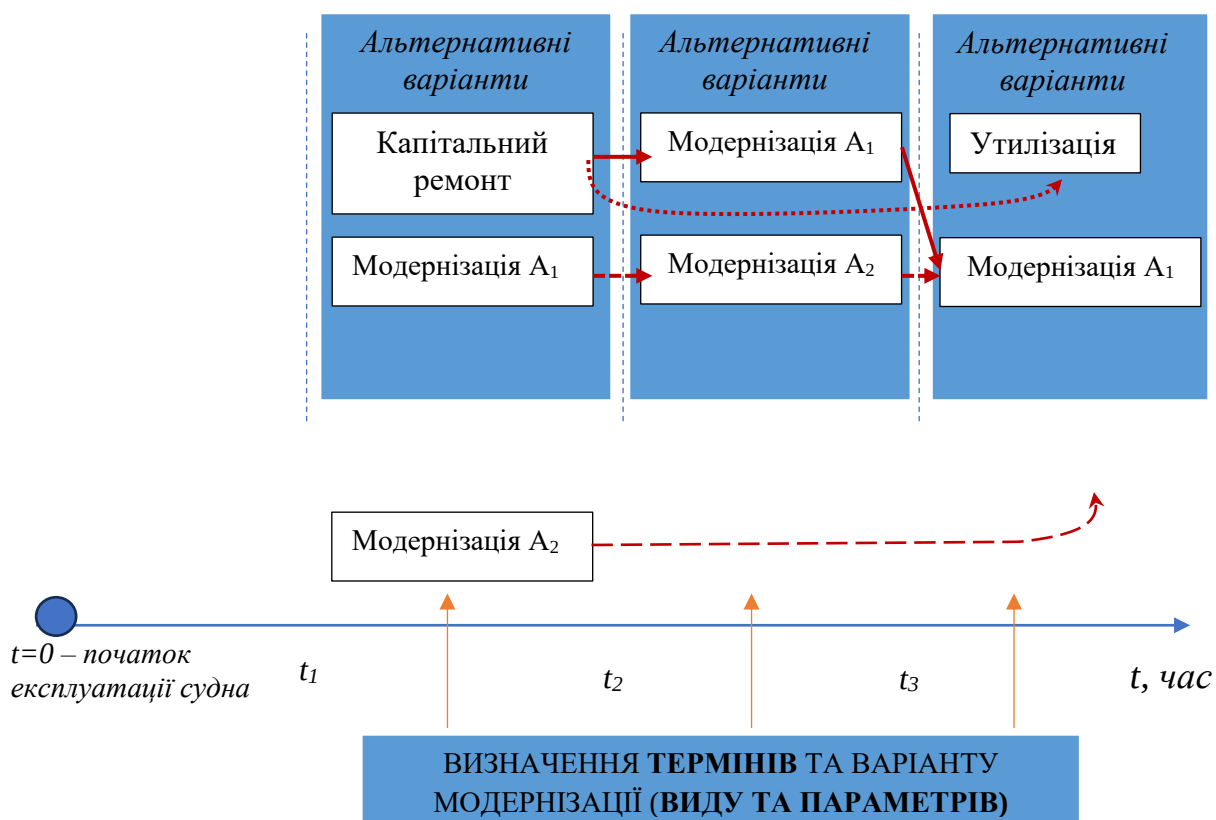


Рисунок 1.15 - Вибір виду, параметрів та термінів модернізації в управлінні життєвим циклом судна

Крім того, при динамічному змінюванні ринку, рішення, які оптимальні з точки зору комерційних інтересів в умовах ринку в період t_1 , можуть бути абсолютно недоцільними в період t_2 .

Отже, як альтернативні варіанти модернізації в конкретний проміжок часу можуть розглядатися різні види модернізацій, зумовлені технічними або комерційними факторами. У окремих випадках альтернативними варіантами модернізації можуть розглядатися послідовності модернізацій (за аналогією з прикладом на рис. 1.15).

Таким чином, під час вирішення питань модернізації судна необхідно оцінити альтернативні варіанти і вибрати той, який забезпечить досягнення поставленої мети у межах встановлених умов (обмежень). Цілі модернізації сформульовані вище.

Будь-яка модернізація здійснюється в рамках обмежень:

- фінансових – витрат на модернізацію;
- якості модернізації (оцінкою може бути термін експлуатації до наступного капітального ремонту/модернізації чи ризику безпеки (технічний аспект);
- а також сукупності/комбінації частини критеріїв, які відображають безліч можливих цілей модернізації, представлених вище та використовуються як обмеження. Наприклад, як обмеження може виступати певний максимально допустимий рівень ризиків або мінімально допустимий прибуток.

Для розв'язання задачі встановлення варіанта модернізації відповідно до заданого критерію та системи обмежень пропонується модель, концепція якої для найпростішого варіанта – тобто вибору варіанта без встановлення оптимального терміну представлена на рис. 1.16.

Від виду модернізації, її параметрів та постачальника послуг модернізації залежать усі показники – технічні, комерційні та економічні (ефективність інвестицій).

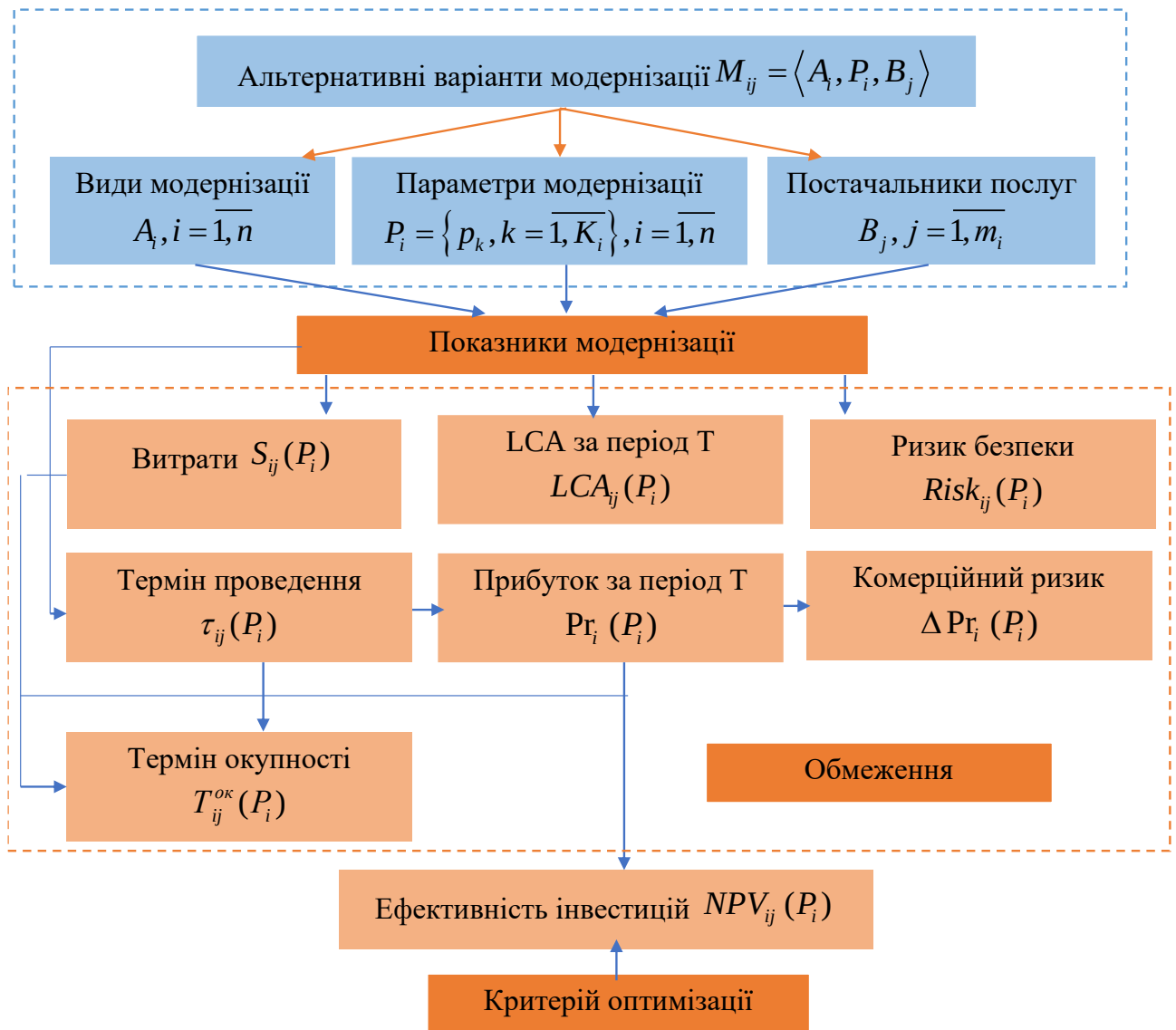


Рисунок 1.16 - Концепція моделі встановлення оптимального варіанта модернізації

Так, кожен вибраний варіант модернізації з певними параметрами у певного постачальника характеризується витратами $S_{ij}, i = \overline{1, n}, j = \overline{1, m_i}$ та часом проведення модернізації $\tau_{ij}, i = \overline{1, n}, j = \overline{1, m_i}$.

Зазначимо, що результати модернізації розглядаються з погляду певного періоду експлуатації T, тому всі показники модернізації мають бути оцінені в межах цього терміну.

Результатом модернізації, як було сказано вище, з технічної точки зору є забезпечення певного рівня безпеки, оцінкою якої може бути оцінка технічного стану судна $TS_{ij}(P_i)$, або ризик безпеки; а також значення $LCA_{ij}(P_i)$ за аналізований період T [69-71].

Результатом модернізації з комерційної точки зору є забезпечення певного рівня накопиченого прибутку $Pr_i(P_i)$, ризиком зменшення якого є комерційний ризик $\Delta Pr_i(P_i)$. Слід зазначити, що дані показники не залежать від верфі, яка виконує роботи з модернізації, а залежить виключно від параметрів модернізації, які обґрунтовують майбутні доходи та витрати від експлуатації судна.

З урахуванням того, що модернізація пов'язана з капітальними витратами необхідна оцінка ефективності інвестицій, показниками якої пропонується використовувати чисту сучасну вартість $NPV_{ij}(P_i)$, а також термін окупності $T_{ij}^{ок}(P_i)$. Вибір критерія оптимальності обумовлюється характером пріоритетних цілей – технічних (безпеки) чи комерційних (економічних).

Враховуючи, що основною метою модернізації, як правило, є комерційні інтереси, як критерій оптимальності логічним є використання $NPV_{ij}(P_i)$, максимізація якого при заданих обмеженнях і визначає «оптимальну» модернізацію.

Тим не менш, у деяких ситуаціях, пріоритетною метою є поліпшення технічного стану судна і забезпечення певних показників безпеки, тому як критерій оптимальності в цьому випадку слід використовувати мінімізацію $Risk_{ij}(P_i)$ або максимізацію $TS_{ij}(P_i)$

Всі розглянуті вище показники можуть використовуватися як обмеження, навіть ті, які обрані як критерій моделі. Наприклад, максимізація $NPV_{ij}(P_i)$ має забезпечувати певний мінімальний рівень NPV^* , або мінімізація витрат $S_{ij}(P_i)$ має забезпечувати не перевищення заданої величини S^* і т.і.

Слід також зазначити, що в даному випадку розглядається той самий термін обліку результатів модернізації T (наприклад, 10 років), хоча фактично серед альтернативних варіантів модернізації, з точки зору її видів $A_i, i = \overline{1, n}$ можуть бути різні за термінами «дії», у цьому випадку слід використовувати відповідні методи коригування показників ефективності задля забезпечення коректності порівнюваних варіантів.

Введемо параметри управління моделі $x_{ij} = \{0; 1\}, i = \overline{1, n}, j = \overline{1, m_i}$, які відображають вибір варіанта модернізації та постачальника послуг.

Як ще одна група параметрів управління $P_i = \langle p_k, k = \overline{1, K_i} \rangle, i = \overline{1, n}$ виступають власне параметри модернізації.

Оптимальні значення параметрів управління $x_{ij}^*, i = \overline{1, n}, j = \overline{1, m_i}$ і $P_i^* = \langle p_k^*, k = \overline{1, K_i} \rangle, i = \overline{1, n}$ формують оптимальний варіант модернізації.

Сформулюємо цільову функцію та обмеження оптимізаційної моделі. У даному випадку віддаємо перевагу економічному критерію, тому цільова функція – це максимізація чистого приведенного прибутку:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j \in \Omega_i} NPV_{ij}(P_i) \cdot x_{ij} \rightarrow \max, \quad (1.20)$$

Ω_i – множина постачальників послуг з модернізації, які спроможні виконувати певний вид модернізації, або розглядаються як потенційні з урахуванням, наприклад, специфіки постачальника, його досвіду у певних видах модернізації, якості виконання певного виду модернізації, тощо.

Слід зазначити, що $NPV_{ij}(P_i)$ має складну структуру та залежить від річного прибутку від експлуатації судна, обсягу інвестицій, умов фінансування; терміну кредиту, якщо він використовується; від терміну T , протягом якого передбачається експлуатація судна після модернізації. Отже:

$$NPV_{ij}(P_i) = \sum_{t=1}^{\tau_{ij} + T_i} PV \left(Pr_i^t(P_i) - R_{ij}^{inv-t}(P_i) \right) - \lambda \cdot S_{ij}(P_i), \quad (1.21)$$

де $\tau_{ij} + T_i$ – це загальний термін проєкту модернізації, який складається з терміну виконання робіт з модернізації τ_{ij} (залежить від виду модернізації та обраного постачальника послуг) та терміну експлуатації судна T_i після обраного варіанту модернізації (даний термін залежить від виду модернізації);

$PV\left(\text{Pr}_i^t(P_i) - R_{ij}^{inv-t}(P_i)\right)$ – це сучасне значення потоків грошових коштів за роками проєкту, визначення сучасного значення пов'язано з дисконтуванням [119] з урахуванням умов кредиту (відсоткової ставки);

$\text{Pr}_i^t(P_i)$ – річний прибуток за роками проєкту з урахуванням експлуатаційних затрат;

$R_{ij}^{inv-t}(\lambda, P_i)$ – інвестиційні витрати за роками проєкту, які залежать від обраного варіанту фінансування, у тому числі, $0 \leq \lambda \leq 1$ – частина власних коштів при змішаному фінансуванні.

Подальша деталізація вказаних показників не аналізується з урахуванням напрямку дослідження. Обмеження враховують:

Витрати на модернізацію:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j \in \Omega_i} S_{ij}(P_i) \cdot x_{ij} \leq S^*, \quad (1.22)$$

де S^* – фінансові ресурси, які є доступними для модернізації;

Час проведення модернізації:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j \in \Omega_i} \tau_{ij}(P_i) \cdot x_{ij} \leq \tau^*, \quad (1.23)$$

де τ^* – встановлене обмеження за часом проведення модернізації.

З урахуванням того, що максимізація NPV не обов'язково забезпечує певний рівень бажаного прибутку від експлуатації судна, важливим обмеженням є досягнення принаймні мінімально припустимого рівня накопиченого прибутку Pr

$$\sum_{i=1}^n \text{Pr}_i(P_i) \geq \text{Pr}^*. \quad (1.24)$$

До системи обмежень можна додати обмеження за іншими показниками (рис. 1.16), але ж наведений набір обмежень (1.22)-(1.24) є основний, тому що відображає основні економічні показники модернізації. Усі інші – мають значення, але не головні для прийняття рішення щодо варіанту модернізації. З урахуванням додаткових вимог до модернізації наведений набір показників, задіяних у моделі, може бути розширений.

Наступні обмеження враховують необхідність обов'язкового вибору одного варіанту модернізації та обмеження на значення параметрів управління (змінних) з урахуванням певного виду модернізації:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j \in \Omega_i} x_{ij} = 1, \quad (1.25)$$

$$P_i^{\min} \leq P_i \leq P_i^{\max}, i = \overline{1, n}, \quad (1.26)$$

де $P_i^{\min}, P_i^{\max}, i = \overline{1, n}$, відповідно, мінімально та максимально припустимі значення параметрів модернізації. Слід зазначити, що вище була охарактеризована сутність параметрів $P_i = \langle p_k, k = \overline{1, K_i} \rangle, i = \overline{1, n}$ кожного виду модернізації та було встановлено, що кількість таких параметрів залежить від певного виду модернізації, тому P_i є множина параметрів. Відповідно $P_i^{\min}, P_i^{\max}, i = \overline{1, n}$ також описуються множиною параметрів

$$P_i^{\min} = \langle p_k^{i-\min}, k = \overline{1, K_i} \rangle, i = \overline{1, n}, P_i^{\max} = \langle p_k^{i-\max}, k = \overline{1, K_i} \rangle, i = \overline{1, n}, \quad (1.26)$$

тобто трансформується у наступний вигляд:

$$p_k^{i-\min} \leq p_k^i \leq p_k^{i-\max}, k = \overline{1, K_i}, i = \overline{1, n}. \quad (1.27)$$

Таким чином, запропонована оптимізаційна модель (1.20), (1.22)-(1.26), яка надає можливість встановити оптимальний, з економічної точки зору, варіант модернізації з урахуванням прогнозів ринку, вартості різних варіантів модернізації, їх диференційованого впливу на термін експлуатації судна та прибутків від експлуатації, можливостей постачальників (верфей). Варіант характеризується

видом модернізації, її параметрами, виконавцем робіт з модернізації. Модель відноситься до класу нелінійних моделей – цільова функція та більшість обмежень є нелінійними функціями від параметрів модернізації $P_i = \langle p_k, k = \overline{1, K_i} \rangle, i = \overline{1, n}$, також в моделі використовуються булеві змінні $x_{ij} = \{0; 1\}, i = \overline{1, n}, j = \overline{1, m_i}$.

Таким чином, в рамках моделі здійснюється системна оптимізація вибору виду модернізації та встановлення її параметрів. Використання даної моделі на практиці дозволяє оцінити для різних умов, які пов'язані з кон'юктурою ринків, перспективні варіанти проведення модернізації, та визначити оптимальний за заданих умов для подальшої його деталізації та технологічної оцінки.

1.5 Висновки за розділом 1

1. Аналіз сучасного стану пасажирського флоту показав, що прибутки від експлуатації пасажирських суден, на протязі їх життєвого циклу незмінно падають. У певний час життєвого циклу суден встає питання щодо необхідності підвищення ефективності їх експлуатації для поновлення конкурентної спроможності.

Відсутність, з одного боку, науково-обґрунтованих способів істотного зниження в процесі експлуатації темпів падіння конкурентної здатності, та відсутність, з другого боку, науково-обґрунтованих способів істотного зниження темпів економічного старіння при експлуатації – складають наукове протиріччя, яке необхідно розв'язати для забезпечення продовження вискоєфективної, надійної експлуатації суден.

2. Сформульовано гіпотезу – своєчасна, техніко-економічно обґрунтована розмірна модернізація корпусу судна дозволить на певний період часу життєвого циклу знов підвищити доходи від його експлуатації. Для підтвердження цієї гіпотези, та створення умов щодо забезпечення підвищення ефективності експлуатації пасажирських суден за рахунок їх розмірної модернізації розроблено науково-обґрунтована стратегія та методології розмірної модернізації.

3. Визначено основні тренди при зростанні попиту на морські круїзи і зростання пасажиропотоку. Сформовано систему факторів, які впливають на фактичний термін експлуатації суден та можливості його продовження. За результатами аналізу кількісного складу пасажирського флоту світових компаній, його розподілу за пасажирською та валовою місткістю, окреслено перспективні групи суден для проведення модернізації. Встановлено загальну динаміку даних показників протягом життєвого циклу судна. Сформульовані цілі модернізації.

4. Сформовано технічні та економічні показники ефективності модернізації. Відмінною особливістю є те, що процедура модернізації розглядається на протязі всього життєвого циклу судна (а не на окремому його етапі), а як показники її якості запропоновано інтегральну систему показників, які відображають результати технічної та комерційної експлуатації суден й показники безпеки. Дана система показників охоплює, у тому числі технічні та комерційні ризики, а також, у відповідності до сучасних трендів, накопичену «шкоду» навколишньому середовищу в рамках застосування LCA (Life cycle assessment).

5. Сформовано систему основних видів модернізації пасажирських суден. Визначено фактори, що впливають на прийняття рішень щодо доцільності її проведення. Обґрунтовано, що серед відомих видів розмірної модернізації найбільш раціональним є – збільшення довжини судна за рахунок виготовлення циліндричної вставки. Встановлено, що ступінь подовжування суден необґрунтована і змінюється у досить великих межах від 3% до 35% від початкової довжини. Розглянуто фактори, що впливають на визначення граничної довжини судна та встановлено максимально допустимі значення довжин при розмірній модернізації. Поставлена задача в розробці методики пошуку найліпших варіантів подовження корпусу, відповідно до інтегральної системи показників.

Результати даного розділу опубліковано у [16, 22, 23, 40, 45, 46, 47, 50, 51, 64, 69, 70].

РОЗДІЛ 2.

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ РОЗМІРНОЇ
МОДЕРНІЗАЦІЇ ПАСАЖИРСЬКИХ СУДЕН ТА ЇЇ МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ2.1 Комплексна оцінка ефективності забезпечення експлуатаційних
властивостей судна під впливом розмірної модернізації

Досвід проектування і експлуатації суден, накопичений судноплавними компаніями, кваліфікаційними товариствами, суднобудівними і судноремонтними підприємствами, дозволив сформулювати системні вимоги до якостей суден, які включають ергономічність, комфортабельність, екологічність, економічність, якість функціонування (пасажиромісткість, ходовість, маневреність, морехідність), безпеку функціонування (живучість, безпеку пасажирів, надійність). В роботах Краєва В.І. і частково Насрубаєва А.А. Стопфорда М., Малафориса Д., Льюїса Е.В. [73-81] запропоновані узагальнені підходи щодо визначення потреб до якості і економічної ефективності суден, які вирішувались на різних етапах проектування, які зводили всі ці вимоги щодо якості до чотирьох блоків – експлуатаційно-технічні, виробничо-технічні, виробничо-економічні і експлуатаційно економічні. Користуватись ними для оцінки ефективності функціонування пасажирських суден при проведенні їх розмірної модернізації досить складно, оскільки вони не дають можливості порівнювати різні варіанти і обирати найкращий.

Альтернативний метод розроблено у роботі Новосельцева Є.М. (Додаток Б1), де запропоновано оцінку впливу розглянутих властивостей проводити з позицій системного підходу, розглядаючи судно як складну технічну систему, в якій такі властивості створюють розгалужену структуру. Цей метод ґрунтується на кваліметричному підході, що передбачає розробку дерева властивостей судна, яке дозволяє кількісно врахувати показники якості проекту вантажного судна, тобто віднайти інтегральний показник якості [74].

Кваліметричні комплексні показники для конкретних властивостей, які встановлюються для низки суден-кандидатів, формують цей інтегральний

показник якості, що визначає вибір найбільш прийняттого проекту судна для реалізації поставлених задач. Дані показники дерева властивостей відображають вимоги судновласника і класифікаційних товариств до якості судна: ергономічності, естетичності, функціональності, економічності (вартості його побудови і вартості експлуатації) (Додаток Б1).

В свою чергу функціональність включає в себе надійність функціонування (живучість – непотоплюваність, пожежну безпеку, міцність корпусу; безвідмовність, довговічність і ремонтпридатність); якість функціонування (морехідність – слемінг, заливність, оголення гвинта, остійність; місткість; придатність до вантажної обробки, ходовість, маневреність – стійкість на курсі, Поворотність).

Кваліметричні комплексні показники для конкретних властивостей формують інтегральний показник якості, що визначає вибір найбільш придатного (для реалізації поставлених задач) технічного рішення. Таким чином, кваліметричний підхід – ефективна стратегія при пошуках найліпших варіантів конструкторських рішень. Але він задовільно працює при проектуванні нових суден з визначеною архітектурою та габаритними характеристиками. При проведенні розмірної модернізації пасажирських суден, дерево цілей не може бути безпосередньо застосовано, оскільки воно не враховує особливі умови щодо життєвого циклу, безпеки судноплавства пасажирських суден, сучасні вимоги нормативних документів та політики міжнародної морської організації.

Кваліметричний підхід дозволяє в цілому підвищити технічний рівень проекту і якість судна, але не дає можливість оцінювати довжину судна, яка визначається при розмірній модернізації, як таку, що найкращим чином узгоджується з морехідними якостями й інженерними характеристиками судна як складної технічної системи.

Для розв’язання подібних задач, пропонується удосконалити дерево якостей (Додаток Б1), що сформовано з найбільш важливих властивостей морських суден [26, 74, 75, 77-81], які є базисними на етапі проектування.

Для пасажирського судна доцільно удосконалити дану структуру і включити зміни (рис. 2.1), які доповнюються якостями, характерних для цих типів суден:

для цілей другого порядку залучено:

- безпеку функціонування (безпеку мореплавання), як фундаментальну властивість, що відповідає сучасним вимогам судноплавства,
- пасажиромісткість,
- вартість життєвого циклу судна,
- комфортабельність,

для цілей третього порядку:

- придатність до проживання (жилість, habitability),
- безпека пасажирів і екіпажу,
- автономність,
- дальність плавання,
- живучість і надійність не як підпорядковані, а рівнозначні якості.

Виконаємо аналіз впливу якостей пасажирського судна, що будуть різносторонньо впливати на процес його розмірної модернізації у відповідності до запропонованого удосконалення дерева його властивостей (рис. 2.1).

Переходячи до розгляду *комфортабельності*, слід зазначити, що до цієї якості відносять рівень відповідності очікувань пасажирів до організованої судновою компанією факторів комфорту, впровадженого на пасажирському судні [82].

Рівень *комфортабельності* судна при його подовженні буде забезпечено на попередньому рівні, отже, ця властивість на дані цілей модернізації не впливає.

Ергономічність характеризується пристосованістю обладнання, виробу, товару, пристрою до взаємодії з пасажиром (користувачем, споживачем) з урахуванням його фізичних і біологічних особливостей, тобто для комфортного функціонування в системі «людина-техніка-середовище» [75-81].

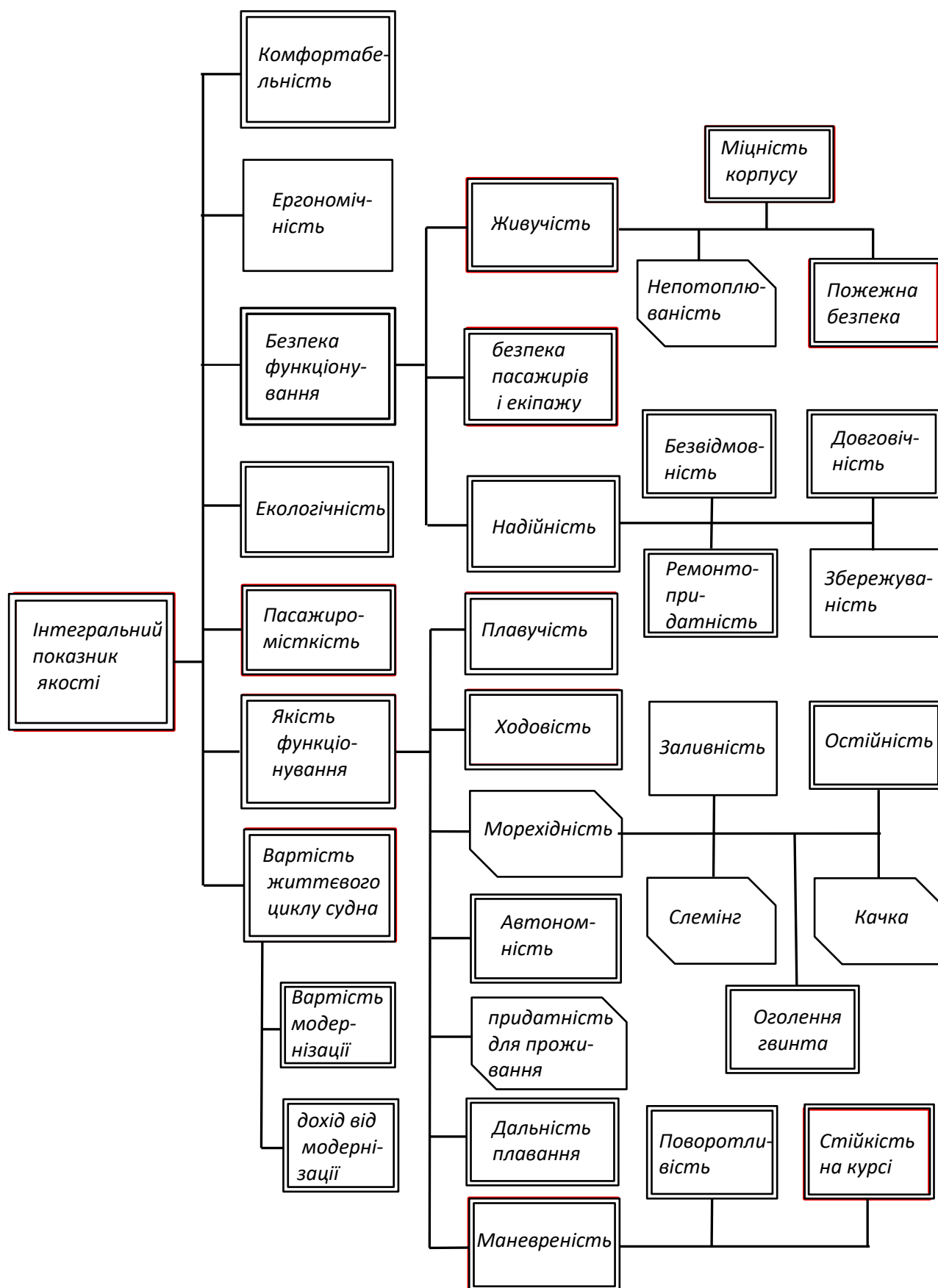


Рисунок.2.1 - Удосконалена схема дерева якостей пасажирського судна при його розмірній модернізації: – властивості, на які не впливає подовження, –

властивості, на які значно впливає подовження, □ – властивості, на які несуттєво впливає подовження.

Підвищення рівня ергономічності є важливим завданням, що приводиться при модернізації суднового обладнання, але воно не впливає на властивості судна при збільшенні розмірів його корпусу.

Безпека функціонування (безпека судноплавства) є найважливішою властивістю сучасного судна і пасажирського судна зокрема, яка включає живучість, безпека пасажирів і екіпажу і надійність як складної інженерної системи. Живучість судна традиційно визначається міцністю корпусу, непотоплюваністю і пожежною безпекою.

Міцність корпусу, що характеризується як здатність протидіяти його руйнуванню і зміні форми під дією сил морського середовища [77-81], яка безпосередньо залежить від його довжини, через дію силових факторів, що виникають в корпусі судна – згинних моментів і перерізуючих сил, які визначаються за встановленими нормами класифікаційних товариств.

Непотоплюваність морських (океанських) пасажирських суден забезпечується трьохвідсіковим стандартом непотоплюваності – числом затоплених відсіків при якому судно залишається на плаву [26], додавання додаткової вставки (відсіку) не погіршує умов до забезпечення непотоплюваності.

Безпека пасажирів і екіпажу на судні направлена на збереження їх життя і здоров'я при виникненні аварійних ситуацій, які спричинені внутрішніми і зовнішніми факторами, регламентується нормами Міжнародної конвенції з охорони людського життя на морі СОЛАС-74 з поправками [84]. Збільшення числа кают потребує додаткового забезпечення рятувальними засобами пасажирів і членів екіпажу і організованими заходами на випадок виникнення аварійної ситуації.

Системна організація пожежної безпеки на борту судна повинна враховувати всі ризики виникнення пожежної ситуації і потребувати додаткових

заходів при збільшенні кількості кают і пасажирів в додатковій секції циліндричної вставки як це унормовується конвекцією СОЛАС-74 з поправками [84].

Надійність є важливою властивістю якості будь-якого технічного об'єкту або виробу. У відповідності до ДСТУ 2860-94 «Надійність техніки. Терміни та визначення» надійність – властивість технічних об'єктів зберігати протягом встановленого часу значення всіх параметрів, які характеризують здатність виконувати подібні функції в заданих режимах та умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання та транспортування [85-87].

Надійність судна як складної інженерної системи характеризується наступними властивостями: безвідмовністю, довговічністю, ремонтпридатністю і зберіжувальністю [85-87]. Вона повинна оцінюватись на основних етапах життєвого циклу судна – проектування, виготовлення, експлуатації і модернізації. За вимогою судновласника при проведенні розмірної модернізації передбачається забезпечити показники, що характеризують надійність судна на рівні ненижчому за показники надійності судна до модернізації. До таких показників відносять: ймовірність безвідмовної роботи; показники довговічності – середній, повний, гама-процентний ресурс, строк служби; показники ремонтпридатності і зберіганості – коефіцієнт технічного використання, коефіцієнт готовності, ймовірність відновлення роботоздатного стану.

Крім того, модернізацію судна доцільно планувати у терміни, які збігаються з проведенням середнього або капітального ремонту судна (рис. 1.14), що забезпечить підвищення значень вказаних показників надійності і покращення технічного стану його корпусу, обладнання, установок, систем і пристроїв.

До *екологічності* як системи заходів щодо зменшення шкідливого впливу від діяльності судноплавства на навколишнє середовище, поділяється значна увага зі сторони Міжнародної морської організації, національних морських адміністрацій, судновласників, суднобудівних компаній і фірм-виробників судового обладнання. Збільшення розмірів судна, кількості кают і пасажирів спричиняє споживання додаткової енергії, робочих речовин, матеріалів і продуктів, що призводить до

зростання кількості різноманітних викидів, в тому числі тих, що наносять шкоду оточуючому середовищу. Таким чином, розмір модернізованого судна буде здійснювати вплив на показники його екологічності.

Якість *функціонування* пасажирського лайнера визначається комплексом властивостей: плавучістю, ходовістю, морехідністю, автономністю, придатністю до проживання пасажирів і екіпажу (*habitability*), маневреності, дальності та автономності плавання. Вплив збільшення його довжини має очевидний наслідок на вказану якість і буде потребувати подальшого дослідження.

Плавучість (запас плавучості) судна буде підвищуватись за результати його подовження і додавання циліндричної вставки, оскільки вона створює додатковий об'єм між конструктивною ватерлінією і верхньою неперервною водонепроникною палубою.

На *ходовість* судна, як здатність розвивати проєктну швидкість за визначеною потужністю головних двигунів, впливає буксирований опір, пропульсивні потужність і коефіцієнт, коефіцієнти гідродинамічної ефективності корпусу головні розміри і геометричні характеристики корпусу.

Морехідність оцінюється зменшенням (втратою) швидкості судна при хвилюванні моря, параметрами його качки, а також *остійністю*, оголенням гвинта, *заливаністю*, ударною дією хвиль на корпусні конструкції (*слемінг*). Морехідність залишається залежною від збільшення довжини судна через її вище перераховані складові.

Автономність і дальність плавання, що визначають тривалість круїзу і максимальну відстань, яку воно здатне пройти без поповнення запасів (палива, води, провізії). Збільшення довжини судна дозволяє розмістити додаткові паливні танки як раз у днищі додатковій секції корпусу, що позитивно вплине на конкурентні переваги компанії на ринку морських круїзів.

Придатність до проживання пасажирів і екіпажу зводиться до забезпечення плавності періодів качки, на які подовження корпусу істотно не впливають при забезпеченні в необхідному інтервалі метацентричної висоти.

Маневреність судна характеризується через її складові Поворотність і стійкість на курсі: збільшення довжини погіршує параметри поворотливості і покращує параметри остійності [78-81, 82-83].

Використання дерева властивостей пасажирського судна при його розмірній модернізації характерно для застосування кваліметричного методу, який має широке розповсюдження на початкових етапах оцінки якості проєкту. Цей метод характеризується простотою, зрозумілістю, чіткістю, однозначністю процесу, що впливають на інтегральну оцінку якості [88, 89]. Як суттєвий недолік необхідно відмітити, що такий метод має відповідні труднощі при побудові адекватної математичної моделі визначення раціональної довжини додаткової циліндричної вставки, оскільки не встановлює функціональні, кореляційні зв'язки між окремими властивостями на різних рівнях, оскільки базується на відносних, неоднозначних відносних показниках оцінки якості [73].

Структуровані властивості запропонованого дерева (рис.2.1), що використовуються при проєктуванні і експлуатації суден, слугують підґрунтям для проєктування системи проведення розмірної модернізації пасажирського судна, першим кроком якої є формулювання сукупності цілей – дерева цілей і задач, що ними породжується.

Таким чином, відповідно до поставлених цілей, вони охоплюють основні економічні показники експлуатації суден, критерії функціональності та критерії безпеки технічної експлуатації. Така сукупність критеріїв (у виді дерева цілей) надана на рис. 2.2. Вона не тільки встановлює інтегровану сукупність критеріїв якості, а й формує ту множину завдань, які пов'язані з обґрунтуванням доцільності, часу, об'єму розмірної модернізації судна та переліком обов'язкових технічних розрахунків, підтверджуючих непогіршення (у допустимих межах) технічних та технологічних властивостей модернізованих суден.

Агрегований погляд на основні критерії та умови ефективної розмірної модернізації, з урахуванням основного впливу змін у розмірі та геометрії судна після модернізації, дозволяє сформулювати наступну схему, яка, власне,

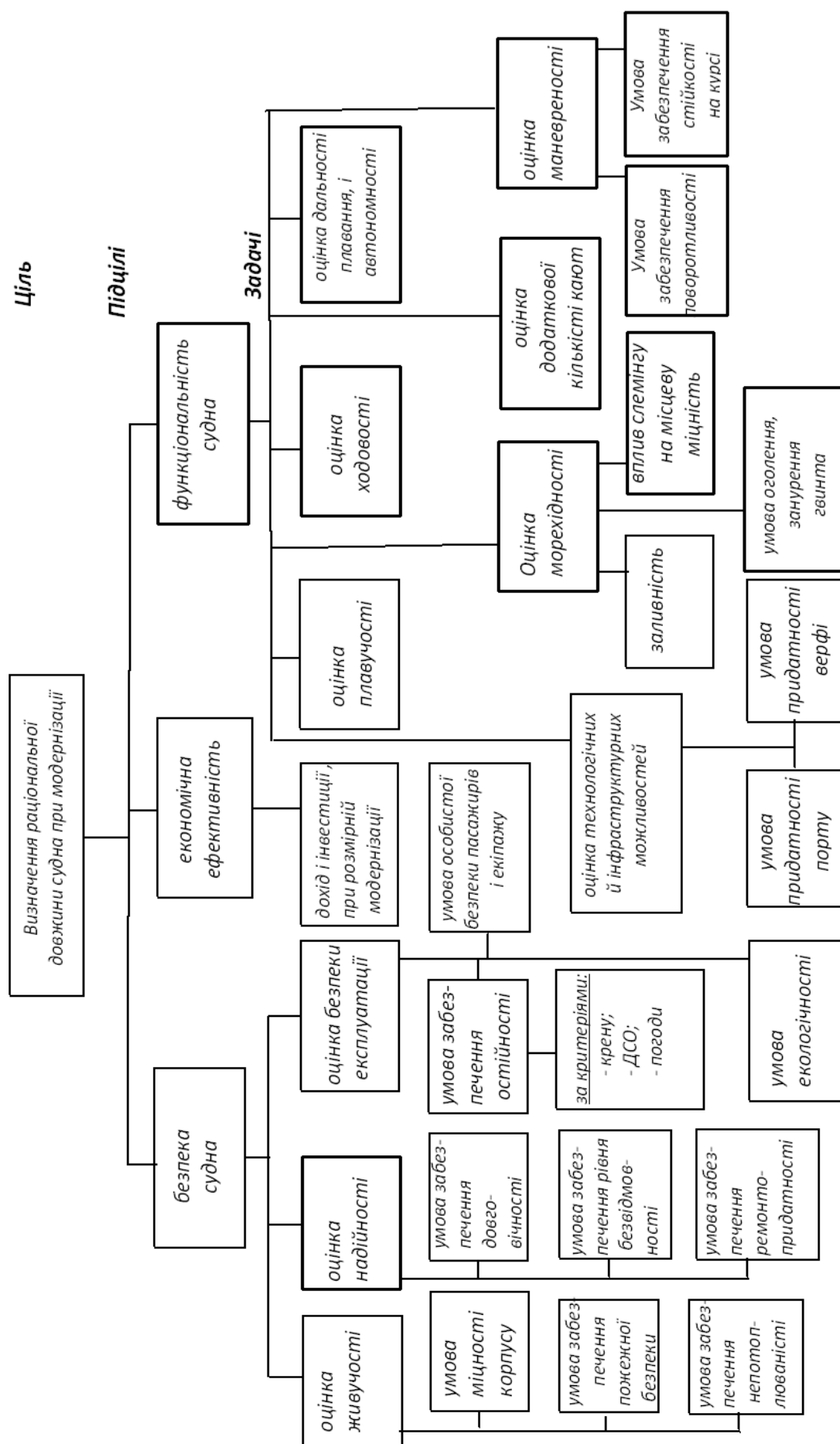


Рисунок 2.2 - Дерево цілей при модернізації пасажирського судна шляхом збільшення його довжини

схематично характеризує методологію обґрунтування розмірної модернізації морського пасажирського судна (рис.2.3).

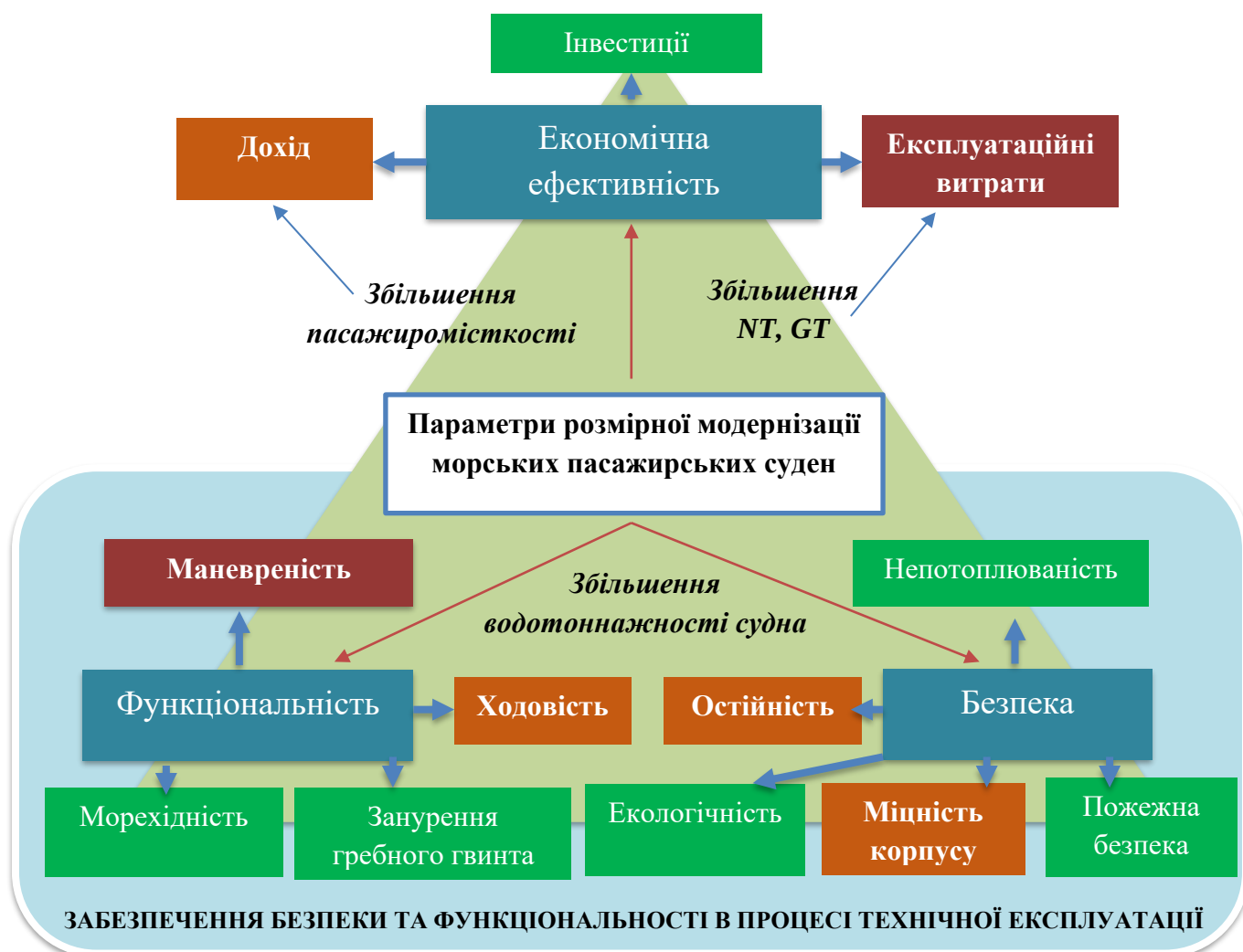


Рисунок 2.3 – Основна ідея методології обґрунтування розмірної модернізації морського пасажирського судна

2.2. Моделі економічної ефективності при розмірній модернізації

Обґрунтованість прийняття рішення щодо доцільності проведення розмірної модернізації базується на розробці адекватності моделі визначення вартості життєвого циклу судна [22, 46, 51, 64, 89, 92-94]. Вартість життєвого циклу судна LCC (life cycle cost) традиційно формується на підставі витрат на проектування,

побудову, експлуатацію і утилізацію [22, 46, 51, 64, 65, 89, 95-100]. Ця вартість повинна бути відкоригована на величину інвестицій на здійснення модернізації.

Прибуток за життєвий цикл судна складає [16, 100]:

для лайнеру з початковою довжиною

$$P_0 = I_0 - LCC_0,$$

з подовженням на величину додаткової секції

$$P = I - LCC,$$

де P, P_0 – прибуток судна за життєвий цикл з його модернізацією і без модернізації;

I, I_0 – дохід судна за життєвий цикл з його модернізацією і без модернізації судна відповідно;

LCC, LCC_0 – вартість життєвого циклу з модернізацією і без модернізації судна.

Збільшення прибутку компанії від модернізації конкретного судна можна представити у вигляді

$$\begin{aligned} \Delta P &= P - P_0 = (I - LCC) - (I_0 - LCC_0) = \\ &= ((I_0 + \Delta I) - (LCC_0 + \Delta LCC)) - (I_0 - LCC_0) = \Delta I - \Delta LCC, \end{aligned} \quad (2.1)$$

тобто прибуток визначається як різниця додаткового доходу ΔI і додаткової вартості життєвого циклу ΔLCC від модернізації, яка формується відповідними витратами ΔC від її проведення.

З урахуванням викладеного, пропонується рівняння щодо визначення прибутку (ефект) від проведення модернізації [16, 100]

$$\Delta P = \Delta I - \Delta C, \quad (2.2)$$

ΔC – додаткові витрати на модернізацію, що визначають додаткову вартість ΔLCC .

Довжину додаткової секції ΔL корпусу судна (рис. 1.3) буде визначати додаткова кількість кают $n_{\text{КТ}}^{\text{Д}}$, що розміщуються вздовж діаметральної площини судна (Додаток Б2)

$$\Delta L = b_{\text{КТ}} n_{\text{КТ}}^{\text{Д}}, \quad (2.3)$$

де $b_{\text{к}}$ – ширина додаткової каюти;

$n_{\text{КТ}}^{\text{Д}}$ – додаткова кількість кают в секції на одній палубі. Розробка математичної моделі економічної ефективності ставить за мету створення опису процесу адекватного прогнозування економічних характеристик і параметрів пасажирського судна при збільшенні довжини його корпусу за рахунок виготовлення і монтажу циліндричної вставки, завдяки чому розміщається додаткова кількість пасажирів, що дозволяє судновласнику отримати додатковий прибуток від експлуатації такого судна.

Запропоновано блок-схему математичної моделі економічної ефективності модернізації пасажирського судна показана на рис. 2.4. Ця модель розробляється як модель нижчого рівня у відповідності до дерева цілей (рис. 2.2) і інтегрується в модель вищого рівня. Вона включає наступні розрахункові блоки:

– в блоці 1 визначається найбільша кількість пасажирів, що може розміститися в додатковій секції за запропонованою залежністю [16, 100]

$$\Delta N_{\text{пас}}^{\text{Д}} = q_{\text{КТ}}^{\text{Д}} n_{\text{КТ}}^{\text{Д}} k_{\text{р}}^{\text{Д}} z_{\text{п}} \quad (2.4)$$

де $q_{\text{КТ}}^{\text{Д}}$ – прогнозована кількість пасажирів в одній каюті додаткової секції;

$k_{\text{р}}^{\text{Д}}$ – кількість рядів кают на одній палубі (Додаток Б1);

$z_{\text{п}}$ – кількість палуб на судні, на яких розміщені каюти.

– в блоці 2 розраховується додатковий дохід, що здобуває судновласник внаслідок модернізації ΔI , його визначають за розробленою методикою [16]

$$\Delta I = \sum_{i=1}^k (m_{\text{КТ}i}^{\text{Д}} \Delta N_{\text{пас}}^{\text{Д}} (C_{\text{КВ}i} + C_{\text{СРВ}i})) \quad (2.5)$$

де $m_{\text{КТ}i}^{\text{Д}}$ – кількість кают i -го класу, які виготовлені в додатковій секції судна;

$C_{\text{КВ}i}$ – базова вартість круїзу в каюті i -го класу (вартість квитка);

$C_{\text{СРВ}i}$ – вартість витрат на додаткові сервіси і послуг, який отримує пасажир каюти;

Рівняння (2.5) з урахуванням (2.4) перетвориться до виду

i -го класу – ресторани, екскурсії, магазини, кінотеатри, SPA-салони та інше [16].

$$\Delta I = \sum_{i=1}^k (m_{\text{КТ}i}^{\text{Д}} \Delta N_{\text{пас}}^{\text{Д}} (C_{\text{КВ}i} + C_{\text{СРВ}i})) = \sum_{i=1}^k (m_{\text{КТ}i}^{\text{Д}} q_{\text{КТ}}^{\text{Д}} n_{\text{КТ}}^{\text{Д}} k_{\text{р}}^{\text{Д}} z_{\text{п}} (C_{\text{КВ}i} + C_{\text{СРВ}i})) \quad (2.6)$$

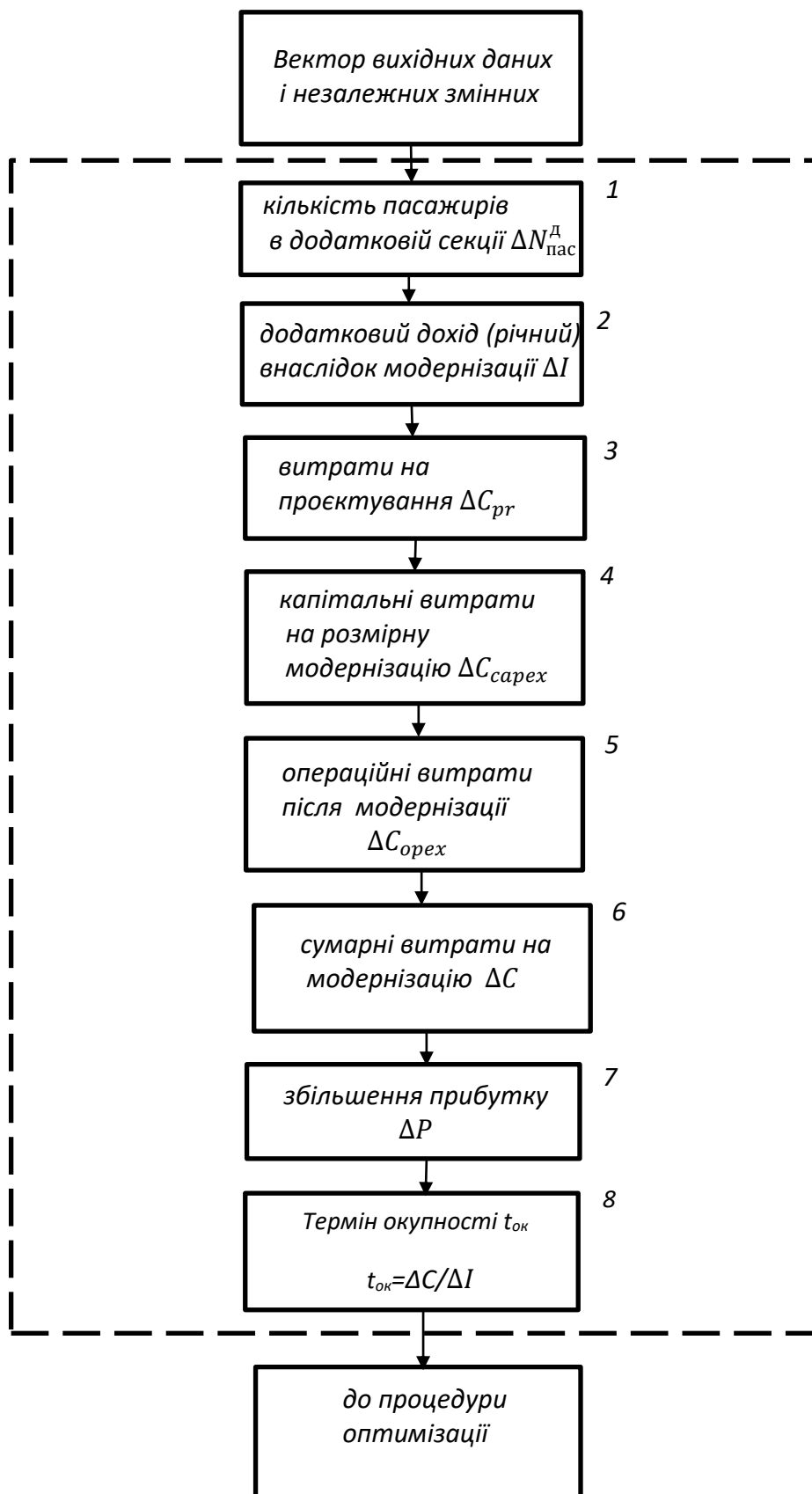


Рисунок 2.4 - Блок-схема моделі (підмоделі) економічної ефективності при розмірній модернізації

- в блоці 3 обчислюються витрати на науково-дослідні та дослідно-конструкторські роботи з модернізації судна ΔC_{pr} , які включають витрати, пов'язані з технологією подовження його корпусу;
- в блоці 4 визначаються капітальні витрати на розмірну модернізацію ΔC_{carex} відповідно до методики [100] (додаток К);
- в блоці 5 здійснюється розрахунок операційних витрат судна після проведеної модернізації ΔC_{orex} згідно методики (додаток Б2);
- в блоці 6 підраховуються сумарні витрати на модернізацію ΔC за рівністю

$$\Delta C = \Delta C_{pr} + \Delta C_{carex} + \Delta C_{orex}.$$
- в блоках 7, 8 підраховується зростання прибутку ΔP за рівнянням (2.2), шуканими будуть такі значення числа кают і відповідної довжини вставки, при яких прибуток буде максимальним.

Таким чином, розроблена підмодель (модель) економічної ефективності дозволяє визначати показники економічної діяльності, що досягаються за результатами розмірної модернізації корпусу судна – виготовлення і монтажу додаткової циліндричної вставки, в результаті чого з'являється відповідна кількість додаткових кают і пасажирів, здійснює аналіз додаткового доходу і додаткових оперативних і капітальних витрат на модернізацію.

2.3 Модель безпеки пасажирського судна і судноплавства при конверсії його корпусу

Безпека пасажирів, екіпажу і судна в цілому як системна властивість відіграє провідну роль в якісному функціонуванні судноплавства, яка забезпечується на всіх етапах його життєвого циклу [70, 73-74, 100-102]. Модернізація не є виключенням – будь-які зміни в конструкції корпусу зі збільшенням пасажиромісткості потребують оцінки живучості, надійності і безпечної експлуатації з застосуванням методології системного підходу. Ці оцінки диференціюються з забезпеченням відповідних умов, які встановлюються

нормативними документами ІМО і класифікаційних товариств (Додаток БЗ). Ключовими вимогами, які визначають безпеку судна при розмірній модернізації є забезпечення умов міцності корпусу, що регламентується кваліфікаційними товариствами, пожежної безпеки, що визначається нормами Міжнародної конвенції SOLAS-74/78 [104, 150], екологічності, що унормовуються правилами Міжнародної конвенції MARPOL–73/78 [106-108].

Забезпечення міцності корпусу відіграє провідну роль при проведенні проектно-конструкторських, технологічних робіт при проведенні подовження корпусу судна. Практикою проведення таких робіт розроблено процедури розрахунку поздовжньої, поперечної і місцевої міцності. Головний вплив на допустимі значення довжини здійснює саме поздовжня міцність. Детальний аналіз впливу подовження буде проведено в розділі 3.

Пожежна безпека безпосередньо впливає на розмір додаткової секції судна. Границі подовження пасажирських суден пов'язані з розмірами довжини зони загоряння. Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі SOLAS-74 зі змінами станом на 24.05.2018 р. у відповідності до Глави II-2 «Конструкція протипожежний захист, виявлення і гасіння пожежі» і правила 3 встановлює: «Головні вертикальні зони, на які корпус, надбудова і рубки судна розділені покриттям класу А, середня довжина й ширина такої зони налюбій палубі, як правило не перевищує 40 м», «...вогнестійкі конструкції або конструкції класу А, що утворюється переборками і палубами, вимагають, виготовлятися зі сталі або іншого матеріалу...» [104, 105]. Правило 9 – локалізація пожежу: « ... Довжина і ширина головних вертикальних зон може плануватися до максимальної величини в 48 м, за умови, що площа вертикальної зони складає не більше ніж 1600 м² на будь-якій палубі» [104, 105]. Таким чином, максимальна довжина, на яку може збільшитися судно згідно вимогам конвенції SOLAS-74 становить від 40 м до 48 м [16].

Безпечна експлуатація модернізованого судна безпосередньо пов'язана з [45, 69, 70, 117,118, 110, 111-114]:

– поперечною остійністю,

- кутом крену від знаходження пасажирів на верхній палубі біля одного з бортів,
- кутом крену, який виникає від небезпечної комбінації моментів крену – при входженні судна в циркуляцію і при розміщенні пасажирів біля борту,
- з параметрами діаграми статичної остійності,
- вітровим навантаженням (критерієм погоди).

Умова забезпечення непотоплюваності пасажирських суден регламентується міжнародною конвенцією SOLAS-74/78, яка встановлює стандарт непотоплюваності судна, що проєктується або модернізується. Цим стандартом визначається кількість відсіків судна, затоплення яких прогнозовано залишають його на плаву. В залежності від граничної лінії затоплення приймається одинвідсіковий, двовідсіковий і тривідсіковий стандарт непотоплюваності [109, 110, 111-113]. Правилами кваліфікаційних товариств розроблені обов'язкові методи щодо оцінки непотоплюваності і поділу на відсіки [39-43, 73, 77-82, 115-116].

Подовження пасажирського судна з розміщенням додаткових кают і збільшенням числа пасажирів призведе до зростання споживання енергії (для забезпечення руху судна, потреб пасажирів і допоміжних механізмів і пристроїв), робочих речовин (палива, води, мастил), провізії, як наслідок – збільшення додаткових відходів і в тому числі забруднюючих речовин. Ці обставини підпадають під додаткове регулювання Міжнародної конвенції про запобігання забруднення моря МАРПОЛ 73/78 [106-108], а саме:

- ДОДАТКУ IV – правила запобігання забрудненню стічними водами;
- ДОДАТКУ V – правила запобігання забрудненню сміттям з суден;
- ДОДАТКУ VI – правила запобігання забрудненню атмосфери з суден;

що поглиблює вимоги до технічних характеристик очисного обладнання (продуктивності, місткості, фільтруючої здатності та інше).

Якщо спричинене збільшенням генерації енергії, споживання палива призводить до збільшення викидів в атмосферу забруднюючих речовин, то модернізація очисного обладнання дозволить забезпечити неперевищення існуючих норм для таких викидів – головним чином це торкається оксидів сірки,

азоту, сажі, вуглеводню. Разом з тим слід наголосити, що на відміну від згаданих викидів, проблема нейтралізації парникових газів (діоксидів вуглецю) застосуванням аналогічного очисного обладнання не вирішується. До її вирішення проводиться оцінка енергоефективності судна, термін і процедуру визначення запропоновано Комітетом з морської безпеки по захисту морського середовища ІМО (MEPC – The Marine Environment Protection Committee), яке оформлене у вигляді резолюції MEPC.203 (63). Ця оцінка встановлює співвідношення між кількістю спожитого палива і умовно корисною роботою судна [117], на яку безпосередньо впливає розміри і пасажиромісткість судна (зокрема гросс-тоннаж і довжина). Аналітичне дослідження умови забезпечення екологічності судна при модернізації – енергоефективності судна проведено у наступному розділі дисертації.

Схема моделі забезпечення безпеки судна в процесі модернізації показана на рис. 2.5, розроблена модель включає наступні блоки:

- виконання умов міцності корпусу (блок 1), де розраховуються граничні значення довжини судна і циліндричної вставки за умовами забезпечення поздовжньої міцності при прогині і перегині корпусу, мінімального моменту опору і моменту інерції перетину по його мідель-шпангоуту;

- виконання умови забезпечення пожежної безпеки (блок 2), де відбувається аналіз дотримання вимог щодо допустимої довжини, ширини і площі зон корпусу, які розділенні покриттям класу А, з позицій пожежного захисту і локалізації пожежу, регламентованих Міжнародною конвенцією з охорони людського життя на морі SOLAS-74/78,

- виконання умови забезпечення остійності (блок 3), де проводиться аналіз забезпечення остійності модернізованого пасажирського судна, за вимогою конвенції SOLAS-74/78, з урахуванням безпечної експлуатації такого судна з додатковою перевіркою: поперечної остійності, кута крену від розміщення пасажирів на верхній палубі впритул до бортів (правого або лівого), кута крену, що з'являється від небезпечної комбінації моментів крену: при циркуляції і при

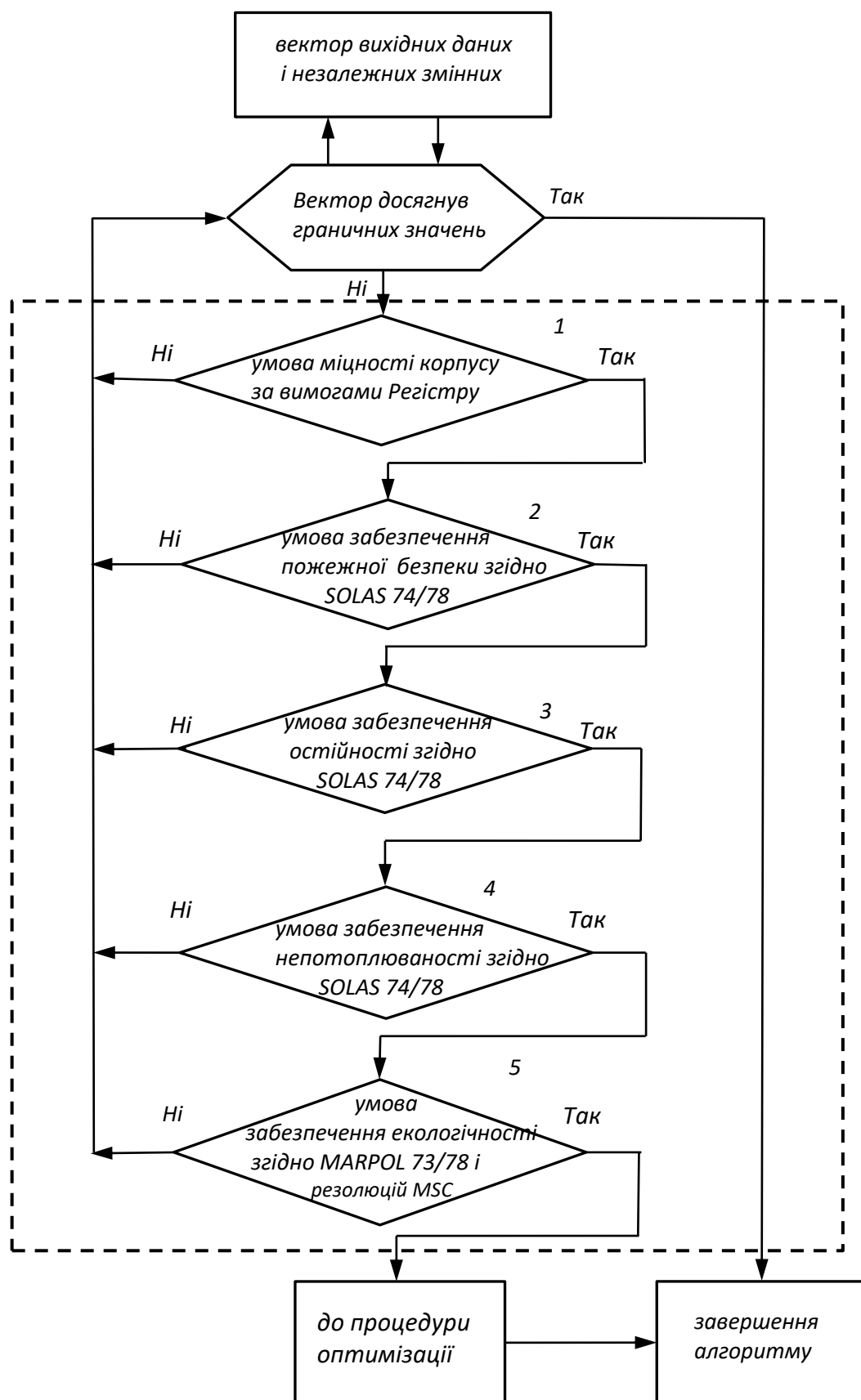


Рисунок 2.5 - Блок-схема моделі (підмоделі) оцінки безпеки круїзного судна при збільшенні його корпусу

розміщенні пасажирів біля борту, за параметрами діаграми статичної остійності, за врахуванням додаткового вітрового навантажування (критерієм погоди);

– виконання умови забезпечення непотоплюваності (блок 4), де здійснюється забезпечення цієї умови: фактична довжина додаткового відсіку повинна на перевищувати допустимої довжини, яка визначається граничною довжиною затоплення і стандартом непотоплюваності судна, для морських суден застосовується тривідсіковий стандарт непотоплюваності;

– виконання умови забезпечення екологічності (блок 5), де відбувається визначення довжини судна або довжини циліндричної вставки, які визначають енергоефективність судна через розрахунок коефіцієнту енергоефективності і порівнянні його з допустимими значеннями;

– перевірки умов, де вектор незалежних змінних і параметрів вихідних даних, що задаються при розробці проєкту розмірної модернізації, перевіряється з граничними значеннями цих змінних і параметрів, у випадку коли граничні значення в наслідок технічних обмежень не можуть бути досягнуті.

Таким чином, модель (підмодель) безпеки судна і судноплавства дає можливість визначити граничні значення довжин для пасажирських суден за критеріями безпеки, що спираються на норми, правила, резолюції Міжнародної морської організації і вимоги Класифікаційних товариств, яка слугує для побудови моделі вищого рівня – інтегральної моделі розмірної модернізації пасажирського судна.

2.4 Модель функціональності круїзного лайнера при проведенні розмірної модернізації

Розмірна модернізація корпусу здійснює безпосередній вплив на функціональність пасажирського судна, і в свою чергу, його функціональність відбивається на границях проведення розмірної модернізації.

Під функціональністю (в трактуванні задачі, що вирішується) будемо розуміти сукупність техніко-експлуатаційних, техніко-виробничих вимог,

морехідних якостей, що здатне забезпечити судно в результаті проведення модернізації.

Враховуючи результати побудови дерева цілей (рис. 2.2) виділимо основні функції, що необхідно забезпечити при подовженні пасажирського судна:

- техніко-виробничі – придатність порту, придатність верфі;
- морехідні якості – ходовість, морехідність, маневреність, занурення гребного гвинта;
- техніко-експлуатаційні – дальність і автономність плавання, максимальна кількість пасажирів.

Техніко-виробничі характеристики мають суттєвий вплив на процес модернізації – придатність порту, здатність до прийому суден збільшеної довжини, придатність верфі – технічні і технологічні можливості верфі, плавучих або сухих доків, для проведення подовження корпусу.

Прийняття судновласником рішення щодо започаткування модернізації суден передуює аналіз географії маршрутів і районів плавання, де проводиться круїзи. Такий аналіз дозволив деталізувати обмеження порту, що необхідно враховувати при визначенні граничних довжин суден нових або з конверсією корпусів, до яких слід віднести:

- розміри портових причалів і акваторій;
- пропускна здатність порту, портових пасажирських терміналів, портової інфраструктури; портової логістики (забезпечення пасажирів транспортом);
- безпечну постановку судна до причалу, яка враховує глибини судна біля причалу й утримувальну здатність кнехт.

Технічні можливості суднобудівної верфі визначаються максимальними розмірами плавучих або сухих доків, які використовуються для збільшення довжини і далі для поточного, середнього і капітального ремонтів. Крім того, потрібно враховувати досвід і здатність суднобудівної компанії, що здійснює побудову або модернізацію [118-121]. В світі такими компаніями є – Fincantieri (Італія), Meyer Werft (Німеччина, Фінляндія), STX Europe (Фінляндія, Франція), Mitsubishi Heavy Industries (Японія). Найбільші сучасні океанські лайнери, що

мають найбільшу довжину – «Icon of the Seas» 364,75 м, «Symphony of the Seas» 362,1 м, «Allure of the Seas» 362 м, «Oasis of the Seas» 361,6 м, «Mardi Gras» 337 м, «Iona» 337 м, «AIDAnova» 337 м, «Costa Smeralda» 337 м, «MSC Grandiosa» 337 м.

Таким чином, максимально можливе граничне значення довжини судна, яке може бути досягнуто в результаті додавання циліндричної вставки регламентується технічними можливостями верфі і кваліфікацією її персоналу, яка обирається судновласником за пропозицією компанії, що здійснює проєктні роботи.

Збільшення довжини судна здійснює чіткий вплив на роботу його гідромеханічного комплексу через системну зміну факторів – площі змоченої поверхні, опору руху, коефіцієнту впливу корпусу, коефіцієнта корисної дії гвинта, пропульсивного коефіцієнту, пропульсивну потужність. Таким чином, ходовість здійснює очевидний вплив на межі, в яких буде здійснюватися подовження судна. У світлі цього розглядаються два варіанти забезпечення ходовості судна: перший – стосується підтримання у межах запасу потужності двигунів чи зменшення експлуатаційної швидкості у відповідності до фактичних технічних характеристик існуючих двигунів, другий – передбачає заміну пропульсивної установки більшої потужності, що забезпечить проєктні показники експлуатаційної швидкості. Враховуючи велику вартість пропульсивної установки в різних схемах компоновки (гребних гвинтів, редукторів, тягових двигунів, дизель-генераторів) другий варіант призводить до суттєвого подорожчання проєкту.

Розмірна модернізація безпосередньо впливає на маневреність судна, тому потребує обов'язкової оцінки через дослідження морехідних якостей, які і визначають маневреність, – керованість, стійкість на курсі, поворотливість й інерційні характеристики судна [122-125].

Нормативні документи Міжнародної морської організації регулюють вимоги до маневреності суден. Зокрема, резолюцією Комітету з морської безпеки MSC.137(76) "Стандарти маневрених якостей суден", встановлюється, що маневрені характеристики судна, ще на етапі проведення проєктних розробок, повинні відповідати цим «Стандартам». У випадку переобладнання, модернізації і

ремонту, коли це може вплинути на маневрені характеристики судна, за рішенням Морської адміністрації необхідно перевірити їхню відповідність «Стандартам».

Збільшення довжини судна закономірно вплине на зміну значень інших геометричних характеристик корпусу, насамперед, водотоннажності і осадку [110, 111, 126, 129]. Осадка d впливає на глибину занурення гребного гвинта, величина якої впливає на якість роботи гребного гвинта: зменшення осадки до граничних значень глибини занурення зменшує його гідродинамічну ефективність, що обумовлюється засмоктуванням повітря або виходом лопатей при хитах [126].

В роботах [126, 127, 128] на підставі чисельних дослідних даних надані рекомендації щодо визначення глибини h , на яку необхідно занурити гребний гвинт діаметром $D_{гр}$ (Додаток Б.4), – $h_{min} = 0,68 d \leq D_{гр} \leq h_{max} = 0,75 d$ [126, 127, 128].

Для визначення нового значення водотоннажності Δ і осадки судна d з розмірною модернізацією застосовується методика (Додаток Б4), складовою якої є рівняння мас [110, 111, 126, 127, 129, 130]. Ґрунтуючись на рівняннях мас, водотоннажності і умовах роботи гребного гвинта в залежності від осадки судна (Додаток Б4) було запропоновано залежності, що обмежують довжину циліндричної вставки ΔL за вимогою забезпечення глибини занурення гребного гвинта в допустимих межах.

$$\begin{cases} \Delta L \geq \frac{\Delta_0 + \Delta P_H + \Delta P_{PC} + \Delta P_b + \Delta P_F + \Delta P_W + \Delta P_{SE} + \Delta P_{DR}}{\rho(C_{b0} + \Delta C_b) k B \frac{D_{гр}}{0,68}} - L_0 \\ \Delta L \leq \frac{\Delta_0 + \Delta P_H + \Delta P_{PC} + \Delta P_b + \Delta P_F + \Delta P_W + \Delta P_{SE} + \Delta P_{DR}}{\rho(C_{b0} + \Delta C_b) k B \frac{D_{гр}}{0,68}} - L_0 \end{cases} \quad (2.7)$$

де Δ_0 – водотоннажність судна до модернізації, т;

ΔP_H – маса додаткової циліндричної вставки корпусу, т;

ΔP_{PC} – сума додаткових мас, пасажирів, екіпажу багажу, т;

ΔP_b – маса додаткового баласту, т;

ΔP_F – маса додаткових паливних танків, т (Додаток Б5);

ΔP_W – маса додаткових танків для води, т;

ΔP_{SE} – маса додаткового спорядження і обладнання, т;

ΔP_{DR} – запас водотоннажності, т;

де ρ – густина морської води, т/м³;

C_b – коефіцієнт загальної повноти модернізованого судна;

C_{b0} – коефіцієнт загальної повноти судна початкової довжини;

ΔC_b – приріст коефіцієнта загальної повноти судна за рахунок його подовження;

k – коефіцієнт виступаючих частин корпусу;

B – ширина судна, м.

Дальність і автономність плавання є важливими техніко-експлуатаційними характеристиками, які надають судновласнику додаткові ринкові переваги щодо розширення географії круїзних маршрутів, що збільшить додатковий прибуток насамперед за рахунок вартості круїзу.

В процесі модернізації корпусу відкривається технічна можливість розмістити додаткові паливні танки в просторі подвійного дна, що підвищить дальність і автономність плавання. Круїзна компанія може прийняти рішення, що, окрім збільшення кількості пасажирів, необхідно збільшити дальність плавання. В такому разі ми будемо розглядати автономність і дальність плавання як додаткові функції, які будуть здійснювати вплив на розмір циліндричної вставки, де потенційно зможуть розміщуватись паливні цистерни. Розробка методики щодо визначення додаткової дальності плавання в залежності від параметрів збільшення судна надана в Додатку Б5.

Придатність інженерного обладнання включає в себе розрахунки щодо відповідності встановленого на судні інженерного обладнання новим умовам експлуатації (збільшенням числа пасажирів) – збільшенням потужності електрогенераторів, продуктивності насосів, парових колів, інсинераторів, водо-опріснювальних установок, об'єму ємностей для сміття, «темної» і «сірої» води. Необхідно зазначити, що більшість лайнерів проєктуються для відповідного класу кают на розміщення чотирьох пасажирів в каюті, але фактично білети продаються на двох осіб. Таким чином, додаткове розміщення пасажирів не перевищить

максимальних показників пасажиромісткості і не буде потребувати заміни додаткового енергетичного обладнання.

Удар днищової обшивки об поверхню води при русі судна, спричинений хвилюванням моря високої бальності, в під час поздовжньої хитавиці (качки), викликає в корпусній конструкції, додаткові локальні ударні напруження, які позначаються на місцевій міцності корпусу судна, призводячи до недопустимих пластичних деформацій. В морській практиці такі процеси проявляються у вигляді слемінгу (днищового і бортового). Запобігання шкідливій дії слемінгу здійснюється на етапах проектування, модернізації і експлуатації судна. Слемінг обмежує морехідність судна і потребує додаткової оцінки при проведенні розмірної модернізації, методика якої показана в Додатку Б6 з урахуванням досліджень професора Ф.М. Кацмана.

В конструкції сучасних суден передбачається розбивка загальної їх довжини на три ділянки – носове загострення, циліндрична вставка, кормове загострення, як це показано в Додатку П. Концепція застосування циліндричної вставки передбачає виготовлення центральної частини судна з незмінними за довжиною формами поперечних перерізів корпусу. Використання циліндричної вставки робить процес побудови або модернізації суден мінімальної собівартості і високим рівнем технологічності.

Таким чином, умова відповідності плавності обводів і безвідривного обтікання корпусу при розмірній модернізації має вигляд (Додаток Б7)

$$\begin{cases} L_{цк} \leq (L_0 + \Delta L)/2 - 4,1\sqrt{C_M B(d_0 + \Delta d)} \\ L_{ц} \leq k_{ц}(L_0 + \Delta L) \end{cases} \quad (2.8)$$

Збільшення довжини судна за рахунок встановлення додаткової секції призводить до збільшення водотоннажності, змін координат центру ваги судна, за рахунок установки додаткового обладнання і ємностей для робочих речовин – все це викликає необхідність проведення підсумкової баластировки судна з перевіркою необхідної ємності баластних танків. Для пасажирських лайнерів вага постійного баласту досягає до 10 % його водотоннажності [77-82].

Схема моделі функціональності круїзного судна при проведенні модернізації показана на рис. 2.6, запропонована модель включає наступні блоки:

- виконання умов придатності порту, де співвідносяться розміри модернізованого судна з техніко-експлуатаційними характеристиками портів, в яких передбачені суднозаходи;

- виконання умови придатності верфі, яке зводиться до оцінки технічних можливостей верфей для проведення подовження судна до встановленої величини;

- виконання умови забезпечення ходовості проводиться з використанням відповідного рівняння, за яким визначається здатність судна розвивати проектну швидкість при встановленій потужності пропульсивних установок, дослідження ходовості в залежності від впливу збільшення довжини судна проведено в розділі 4;

- виконання умови забезпечення маневреності, де здійснюється перевірка основних маневрів судна і відповідності до стандартів маневрених якостей суден, регламентованих ІМО, проводиться в розділі 6;

- виконання умови виконання рівняння мас передбачає перевірку нового значення водотоннажності модернізованого судна з урахуванням значень додаткових мас, розміщених в додатковій секції корпусу, визначається за методикою наданою в Додатку Б4;

- виконання умови занурення гвинта, де проводиться перевірка глибини його розміщення в залежності від нового значення осадки і водотоннажності, встановлюються граничні показники зміни осадки судна, граничні значення вставки визначаються нерівностями (2.7);

- виконання умови забезпечення автономності і дальності плавання передбачає проведення оцінки можливості збільшення географії круїзів за рахунок розміщення додаткових паливних цистерн, метод розрахунку довжини додаткової секції за вимогою збільшення дальності плавання, розрахунок збільшення ходового часу, додаткової кількості палива показано в Додатку Б5;

- умова запобігання слемінгу, де розраховуються швидкість і гідродинамічний тиск при ударі судна об воду при русі судна з хвилюванням

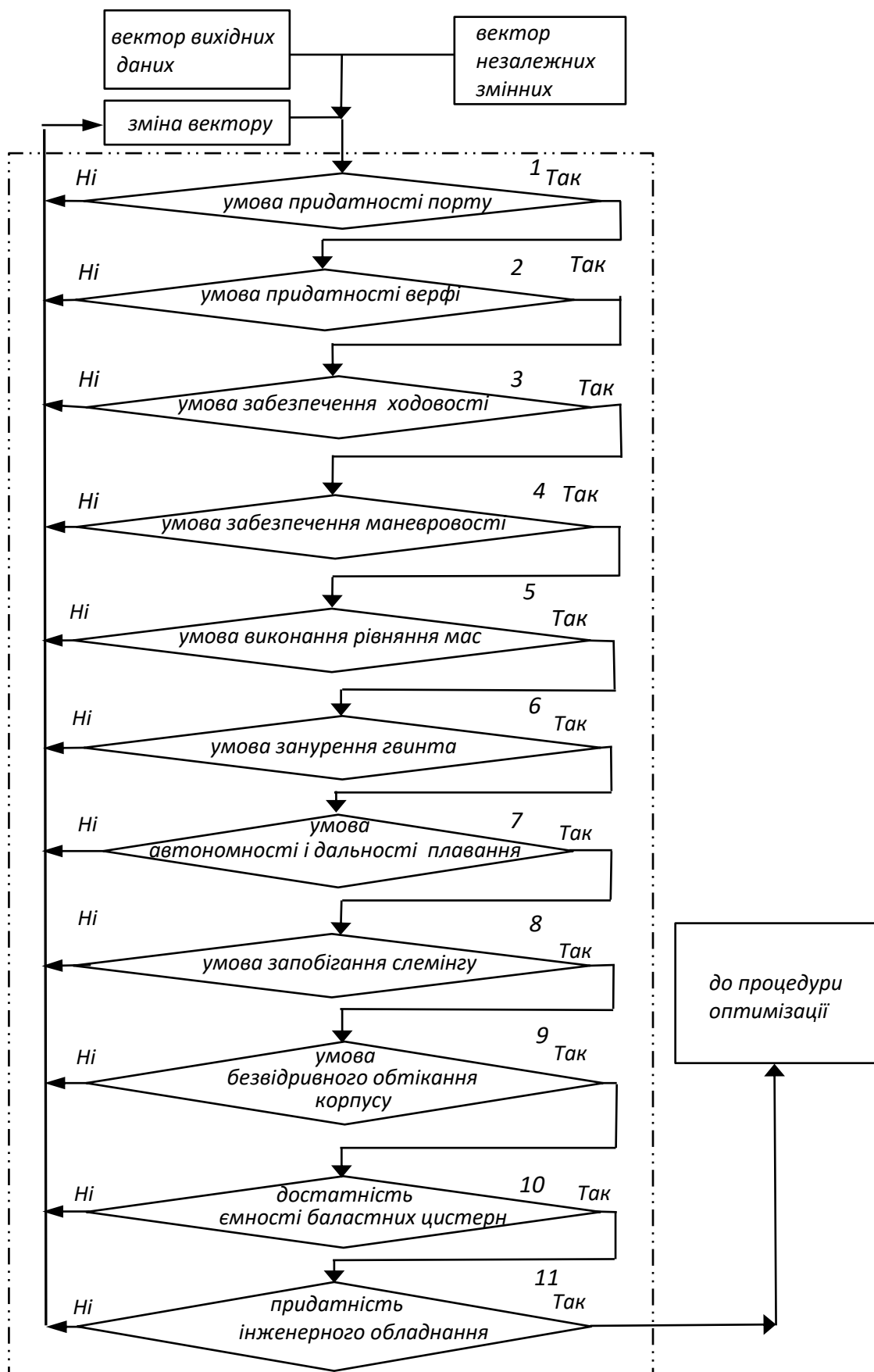


Рисунок 2.6 - Блок-схема моделі (підмоделі) функціональності круїзного судна при подовженні його корпусу

морської поверхні і визначається гранична довжина судна на стадії проєктування, при якій не проявляється слемінг, метод оцінки дії слемінгу на збільшення довжини корпусу (вставки) викладено в Додатку Б6;

– умова забезпечення безвідривного обтікання корпусу і непорушення плавності обводів корпусу, яка полягає в перевірці довжини циліндричної вставки з максимально допустимими її значеннями, довжини кормової частини цієї вставки з довжиною кормової ділянки з дотриманням рішення Бекера, ця умова перевіряється застосуванням рівняння (2.8) і відомих досліджень, приведених в Додатку Б7;

– умова забезпечення достатності ємності баластних цистерн полягає в проведенні баластування судна, перерахунку місткості й за необхідності розміщення додаткових балансних цистерн;

– умова придатності інженерного обладнання передбачає проведення оцінки технічних характеристик суднового обладнання, систем і пристроїв, що відповідають новому (модернізованому) проєкту зі збільшенням числа пасажирів і порівнянні їх з паспортними технічними характеристиками існуючого обладнання до проведення модернізації, що є підставою для його заміни на аналогічне з більш високими характеристиками.

2.5 Інтегральна модель обґрунтування розмірної модернізації пасажирського судна

Вирішення проблеми визначення оптимальних розмірів циліндричної вставки, на яку збільшується довжина пасажирського судна, викликає необхідність застосовувати широкий інструментарій математичного моделювання, що використовується на початкових етапах проєктних розробок при модернізації судна. В цьому понятті під математичною моделлю розмірної модернізації пасажирського судна будемо розуміти комплекс математичних виразів і умов, логічних операцій, що віддзеркалюють і описують процес модернізації такого судна.

Математичне моделювання отримало широке розповсюдження як важлива складова новітніх методів, підходів пошуку оптимальних рішень при проєктуванні нових суден. Вагомий внесок у розбудову сучасної методології їх проєктування внесли дослідження В.М. Пашина, А.В. Броннікова, В.О. Некрасова, В.П. Шостака, Г.О. Єгорова, К. Каваяші, К. Фагерхольда, Й. Ванга, К. Хагарі, Б. Клаусена та багато інших науковців, які запропонували алгоритм визначення головних розмірів судна, рушійно-рульового комплексу, пропульсивної і допоміжної енергетичних установок і обладнання. Слід відмітити праці В.О. Некрасова щодо методів створення імітаційних моделей при проєктуванні пасажирських швидкохідних суден глісируючого типу [96]. Незважаючи на те, що більшість запропонованих методів можуть слугувати підґрунтям до подальших досліджень при застосуванні математичного моделювання до вирішення проблеми оптимізації пасажирських суден при їх розмірній модернізації, в світлі вирішення цієї проблеми необхідно створити власну методологію, що викликано наступними позиціями [96, 125-128, 130-135]:

- при проєктуванні нового судна визначаються всі його характеристики: геометричні розміри (довжина, ширина, висота, осадка, водотоннажність), геометричні коефіцієнти корпусу, форми обводів, потужність і продуктивність енергетичних установок (головних і допоміжних) і допоміжного обладнання, модернізація передбачає збільшення довжини судна за рахунок вставки додаткової секції або збільшенням висоти або довжини і висоти, тобто оптимізації будуть підлягати тільки окрема група характеристик, всі інші після перевірних розрахунків і проведення технічної діагностики необхідно залишити без змін, що диктується вимогами забезпечення економічної ефективності функціонування судна;

- суднове головне, допоміжне енергетичне обладнання, устаткування варто модернізувати обмежено (частково), ґрунтуючись на аналізі забезпечення функціональних характеристик судна, технічних, експлуатаційних і економічних чинниках;

– міжнародні морські конвенції, резолюції комітетів Міжнародної морської організації, положення класифікаційних товариств встановлюють відповідні вимоги не тільки до проектування, побудови нових суден, але й до модернізації їх корпусів, обладнання і внутрішньої суднової архітектури.

Ґрунтуючись на дослідженнях, проведених в попередніх пунктах даного розділу, створено математичну модель розмірної модернізації круїзного судна, блок-схема алгоритму якої показана на рис. 2.7. Ця блок-схема складається з наступних функціональних блоків: вихідних даних на модернізацію, підмоделі безпеки судноплавства при конверсії його корпусу, підмоделі забезпечення функціональності судна і підмоделі економічної ефективності судна внаслідок проведення модернізації.

Вихідні дані на модернізацію включають технічні характеристики судна-кандидата на проведення розмірної модернізації, технічні умови, що передбачають опис району плавання, географії маршрутів, технічні характеристики портів, їх пропускну здатність для здійснення суднозаходу, характеристики верфей підприємств суднобудівної галузі, які мають технічну спроможність для проведення подовження корпусу, економічні умови, що враховують вартість матеріалів, робіт, прогнозований коефіцієнт інфляції, передбачувану вартість квитків і послуг на борту судна.

Підмодель безпеки пасажирського судна і судноплавства при конверсії його корпусу розроблено в п. 2.3. Ключовими умовами для її реалізації виступають умови міцності корпусу, пожежної безпеки, забезпечення остійності, непотоплюваності, рятувальними засобами пасажирів і членів екіпажу, екологічності. Всі ці умови характеризуються математичними рівняннями, нерівностями, логічним операторами.

Підмодель функціональності пасажирського судна при проведенні його розмірної модернізації розглянуто в п. 2.4, збільшення його довжини здійснює значний вплив на здатність виконувати експлуатаційні функції, тому важливими

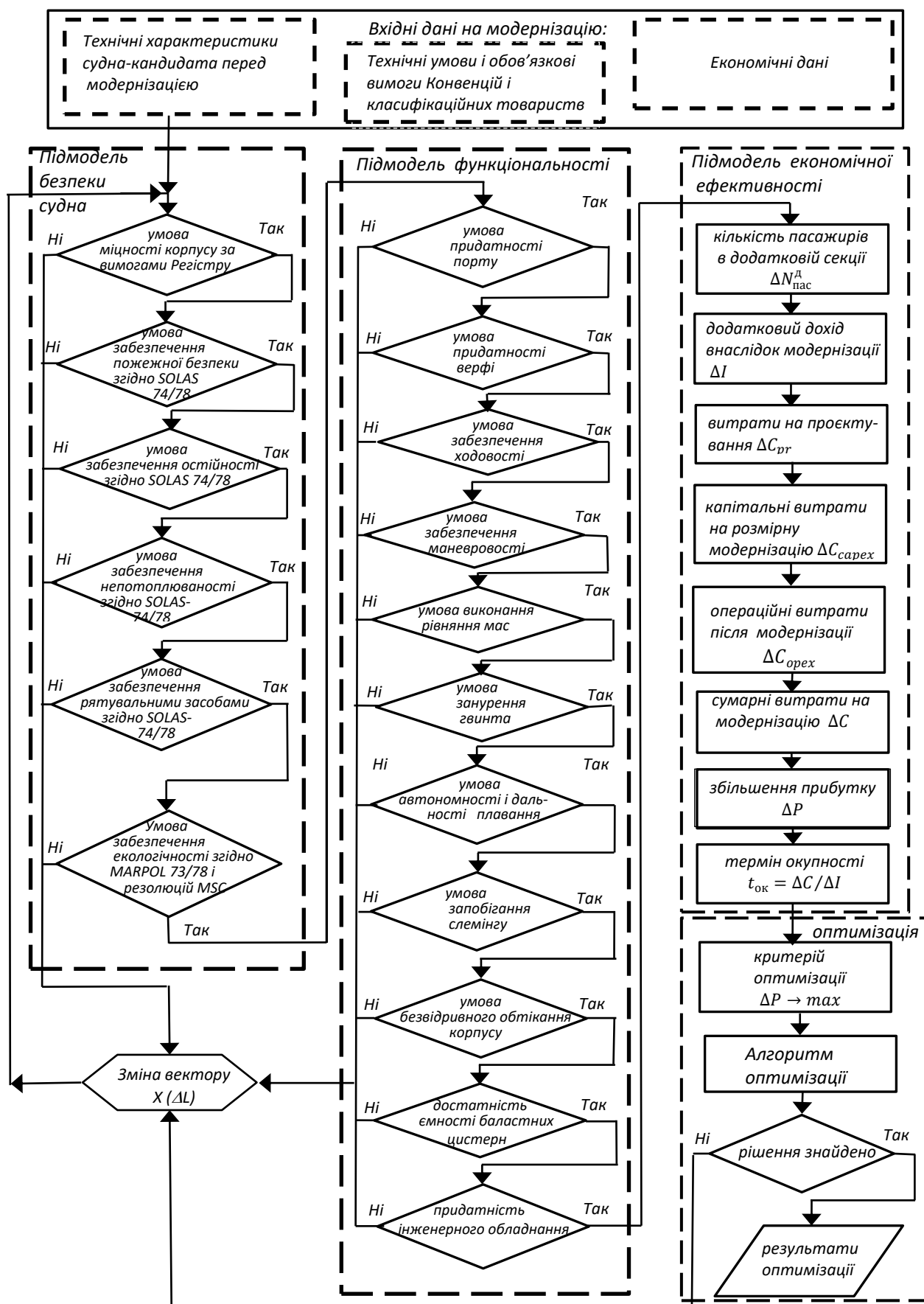


Рисунок 2.7 - Блок-схема алгоритму інтегральної моделі модернізації круїзного судна при подовженні його корпусу

вимогами для впровадження моделі є умови придатності портів заходу і верфі суднобудівної фірми, яка проводить модернізацію, забезпечення ходовості і маневреності судна, виконання рівняння мас, забезпечення допустимої глибини занурення гребного гвинта, автономності і дальності плавання, недопущення виникнення слемінгу, безвідривності обтікання корпусу, достотної ємності баластних цистерн, придатності інженерного обладнання (основного допоміжного).

Підмодель економічної ефективності виконує головну роль щодо визначення економічних показників діяльності модернізованого судна – доходів, видатків, прибутків, аналіз яких дозволяє прийняти підсумкове рішення щодо нової довжини судна – довжини циліндричної вставки. Дана модель розроблена і описана в п. 2.3.

Оптимізація необхідної довжини судна (блок оптимізація) [16, 96, 117, 125-128, 130-135], числа кают, додаткової кількості пасажирів і членів екіпажу націлена на досягнення максимального значення цільової функції $f(X)$ згідно рівняння (2.2)

$$f(X) = \langle \Delta P(X) \rangle = \langle \Delta I(X) \rangle - \langle \Delta C(X) \rangle \rightarrow \max \quad (2.9)$$

де $\langle \Delta P(X) \rangle$ – середнє значення додаткового прибутку;

$\langle \Delta I(X) \rangle$ – середнє значення додаткового доходу;

$\langle \Delta C(X) \rangle$ – середнє значення додаткових витрат.

X – вектор незалежних змінних, в якому незалежні змінні обмежуються нерівністю виду $x_{\min} \leq x_i \leq x_{\max}$.

Функціональні обмеження записуються у вигляді для незалежних змінних [96, 117, 149, 125, 185, 135]:

$$\alpha_j(X) \leq [A_1; A_2; A_3 \dots A_j \dots \dots A_n] , \quad (2.10)$$

$$\beta_h(U) \leq [B_1; B_2; B_3 \dots B_n \dots \dots B_k] , \quad (2.11)$$

де U – вектор, утворений параметрами (даними) на модернізацію судна,

A_j – параметри функції обмежень, що визначаються умовами підмоделей безпеки і функціональності;

B_n – параметри вектору U , що утворені вихідними умовами на модернізацію.

До функціональних обмежень відносяться умови перераховані в підмоделях безпеки і функціональності судна.

Об'єднання в рамках єдиної системи усіх запропонованих вище елементів концепції обґрунтування розмірної модернізації морських пасажирських суден обумовлює наступну схему (рис. 2.8).

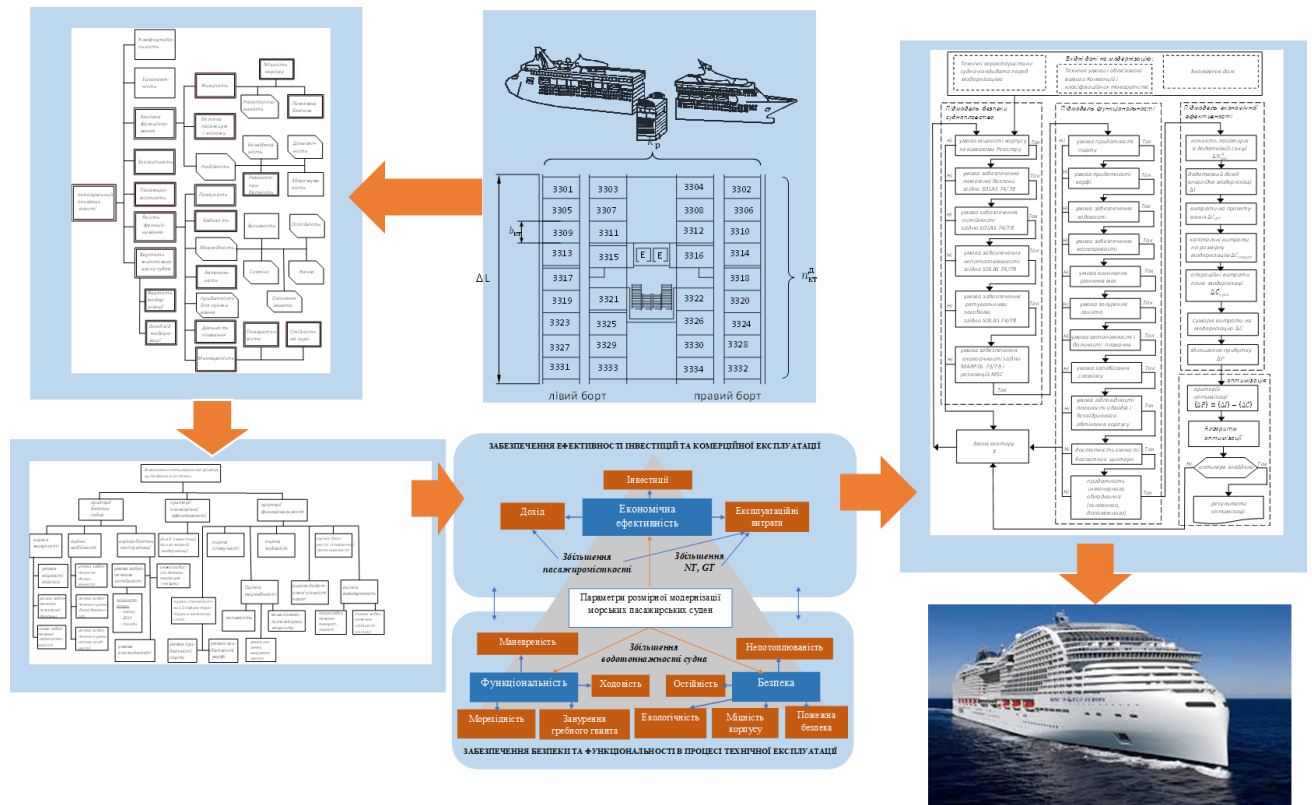


Рисунок 2.8 - Компоненти концепції обґрунтування розмірної модернізації морських пасажирських суден

2.7 Висновки за розділом 2

1. Відповідно до запропонованої інтегральної системи показників ефективності модернізації, прийнято кваліметричний підхід до оцінки впливу властивостей судна на показники ефективності його експлуатації. Кваліметричний підхід, при цьому, отримав подальший розвиток – в древо властивостей судна включено показники морехідних якостей судна, інженерно-технічні характеристики та показники ефективності експлуатації судових технічних систем, як єдиного нероздільного технічного об'єкту.

2. На базі удосконаленого древа властивостей побудовано інтегровану сукупність критеріїв якості розмірної модернізації – розроблено древо її цілей. Критерії охоплюють основні техніко-економічні показники експлуатації суден, показники функціональності та показники безпеки технічної експлуатації. Древо цілей формує ту множину завдань, які пов'язані з обґрунтуванням доцільності, часу, об'єму розмірної модернізації судна та переліком обов'язкових технічних розрахунків, підтверджуючих непогіршення (у допустимих межах) технічних та технологічних властивостей модернізованих суден. Розв'язання цих завдань дає можливість забезпечити необхідні технологічні та технічні властивості судна для ефективної його експлуатації після модернізації.

3. Побудовано стратегію розмірної модернізації пасажирських суден. Розроблено три моделі модернізації, які відповідають дереву цілей:

- модель економічної ефективності судна, яка враховує показники економічних результатів, отриманих внаслідок подовження корпусу, з відповідною кількістю додаткових кают і пасажирів;

- модель безпеки судна і судноплавства, яка враховує виконання неухильних умов щодо міцності корпусу, пожежної безпеки, остійності і непотоплюваності в різних умовах плавання, екологічності; показники якості оцінки безпеки судна і судноплавства ґрунтуються на нормах, правилах та резолюціях Міжнародної морської організації й вимогах класифікаційних товариств, які є обов'язковими для всіх сторін, залучених до морського круїзного бізнесу;

- модель функціональності пасажирського судна, яка враховує можливість реалізації сукупності техніко-експлуатаційних, техніко-виробничих вимог, придатності порту і суднобудівної верфі щодо проведення модернізації, морехідних якостей, ходовості, маневреності.

Стратегія, яка запропонована, обумовлює інтегральну оцінку результатів модернізації – за показниками ефективності, функціональності та безпеки. Декомпозиція кожної складової висвітлює закономірності у змінах відповідних показників в залежності від початкового розміру судна та передбачуваного ступеню його подовження.

4. Розроблено інтегральну модель обґрунтування розмірної модернізації пасажирського судна. Вихідні дані на модернізацію повинні включати: технічні характеристики судна-кандидата на проведення розмірної модернізації; умови передбаченого району плавання та географію маршрутів; технічні характеристики портів, характеристику верфей підприємств суднобудівної галузі; інвестиційні витрати; економічні умови.

Головну роль в процедурах пошуку найліпшого варіанту подовження корпусу виконують економічні показники діяльності модернізованого судна. Показники безпеки й функціональності судна використовуються як обмеження.

5. Результати розділу складають ідеологічний базис методології розмірної модернізації морських пасажирських суден, яка побудована на комплексному підході до оцінки доцільності та якості розмірної модернізації суден з врахуванням економічних й функціональності її цілей та безпеки судноплавства.

Результати даного розділу опубліковані у [16, 45, 69, 70, 75, 77, 97, 98, 101, 102, 103, 108, 117, 122, 125, 133, 134, 135].

РОЗДІЛ 3.

МЕТОД ОЦІНКИ ЗМІНЮВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАГАЛЬНОЇ І МІСЦЕВОЇ
МІЦНОСТІ КОРПУСУ СУДНА ПРИ КОНВЕРСІЇ ЙОГО КОРПУСУ

3.1 Влив збільшення довжини корпусу на додаткові розрахункові навантаження, що діють на корпус пасажирського судна з боку морського середовища

Як зазначалось раніше, головною властивістю, що забезпечує живучість судна є міцність його корпусу, яка характеризується загальною поздовжньою і місцевою міцністю. Загальна поздовжня міцність корпусу визначається здатністю витримувати зовнішні і внутрішні навантаження, викликані різноманітними умовами експлуатації і станами морського середовища, і тим самим протидіяти його руйнуванню. Вона забезпечується елементами системи набору (конструктивними в'язями), обшивкою, палубою (палубами), поздовжніми переборками, днищовим настилом і елементами набору днища. Місцева міцність характеризується здатністю забезпечувати міцність окремих елементів конструкції, які протидіють додатковим навантаженням від тиску води і зосередженим зусиллям на ці елементи.

Розрахунок на забезпечення: загальної поздовжньої міцність корпусу є основним, пріоритетним, оскільки він забезпечує його неруйнування, тобто безпеку судна, пасажирів і екіпажу; місцевої міцності є допоміжним, перевірним.

В процесі плавання в морі судна піддаються різноманітним навантаженням, які проєктувальники схематизують за різними силовими факторами і схемами їх прикладення, деформаціями і напруженнями, видами пружно-деформованого стану. Фахівцям з міцності корпусів при проведенні їх конверсії необхідно якомога точніше визначати особливості навантажень конструкції і напрямок робочого навантаження, частоту виникнення, модель розподілу на таких конструкціях та закономірності їх зміни в результаті подовження судна [136-146].

Для суднових конструкцій характерно, що навантаження, які виникають в них, передаються поступово й перманентно від локальних елементів до сусідніх більших за розміром опорних елементів. Інженерна практика проєктування корпусів накопичила великий досвід, який дозволяє систематизувати навантаження, що виникають з боку морського середовища: поздовжні, поперечні і місцеві навантаження. У відповідності до цієї систематизації проводять розрахунки на поздовжню, поперечну і місцеву міцність. Дані розрахунки стандартизовані провідними класифікаційними товариствами [136-146].

Ключовими силовими факторами, що головним чином впливають на загальну поздовжню міцність корпусу судна є хвильові згинальні моменти і перерізуючі сили у поперечному перерізі. Правила, за якими визначаються ці фактори були стандартизовані Міжнародною асоціацією класифікаційних товариств (МАКТ) (International Association of Classification Societies (IACS)) в уніфікованих вимогах, прийнятих в 1989 році [136-145]. Загальну міцність судна визначають поздовжні силові навантаження, які проявляються через згинальні моменти, перерізуючі сили і крутні моменти, вплив крутних моментів є несуттєвим в порівнянні з першими двома факторами. Навантаження, що визначають загальну поздовжню міцність корпусу розділяються на дві категорії – статичні і динамічні [146].

Регістр судноплавства [136-145] встановлює правила, методики щодо визначення розрахункових навантажень, спричинених дією моря – це згадані хвильові згинальні моменти і перерізуючі сили у поперечному перерізі, якими (даний Регістр) унормовує розрахункові формули, рівняння, залежності, значення параметрів, що застосовуються при проєктуванні нових суден, модернізації, ремонті, надзорі й технічному нагляді існуючих. Серед низки факторів, що впливають на визначення цих розрахункових навантажень при оцінці поздовжньої міцності, виділяють хвильовий коефіцієнт c_w – основний фактор розрахункових навантажень на корпус, спричинених дією моря, який розраховується за відомими рівняннями, що встановлюють його залежність від довжини (збільшення довжини) судна [135. С. 35] (детально розглянуто у Додатку В1)

$$c_w = \begin{cases} f_1(L) & \text{при } L \leq 90\text{м} \\ f_2(L) & \text{при } 90\text{м} < L < 300\text{м} \\ f_3(L) & \text{при } L \leq 350\text{м} \end{cases} \quad (3.1)$$

Проаналізуємо вплив збільшення довжини судна на діапазон значень коефіцієнта c_w на прикладі круїзних лайнерів (Додаток В2) (їх характеристики подані у додатку: *Birka Paradise* (ІМО номер 9273727); *Fram* (ІМО номер 9370018); *Seaborun Odissey* (ІМО номер 9417086); *Color Fantasy* (ІМО номер 9278234); *MSC Opera* (ІМО номер 9250464); *Pride of America* (ІМО номер 9250464); *AIDA* (ІМО номер 9250464); *Проекту 1881*).

На рис. 3.1 А) і Б) показані граничні значення, що може приймати коефіцієнт c_w для розглянутих суден, аргументом для яких є відносне подовженням їх корпусів. Результати розрахунків на цих графіках свідчать, що найбільше відхилення c_w досягається при найменшій початковій довжині L_0 [146].

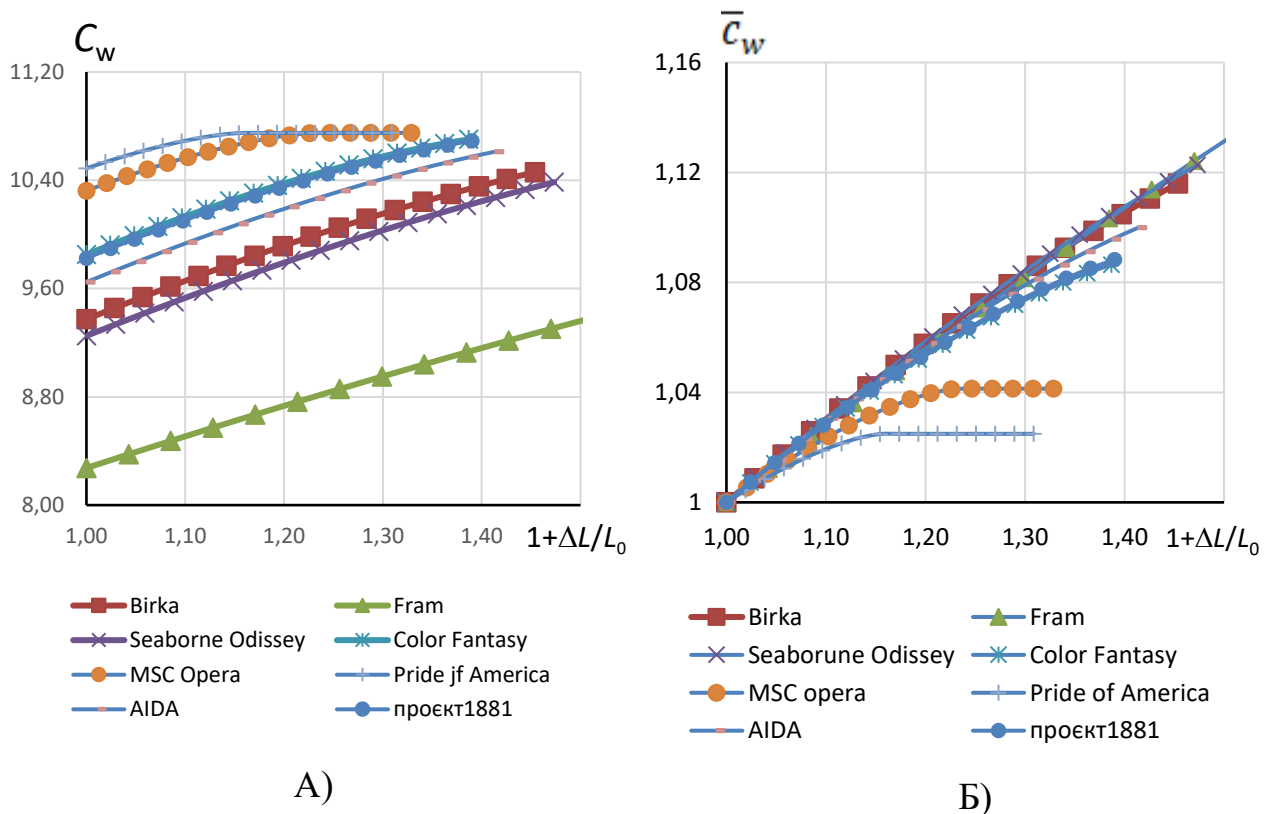


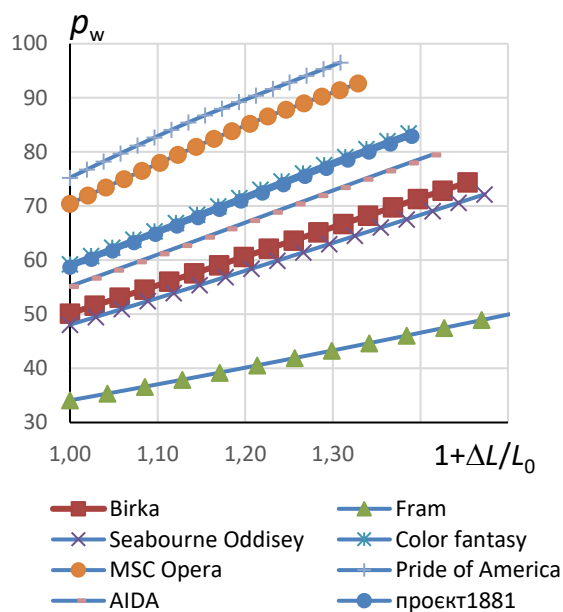
Рисунок 3.1 - Результати розрахунку хвильового коефіцієнту пасажирських суден в залежності від подовження (у відносних одиницях):

А) абсолютні значення c_w , Б) відносні значення $\bar{c}_w$.

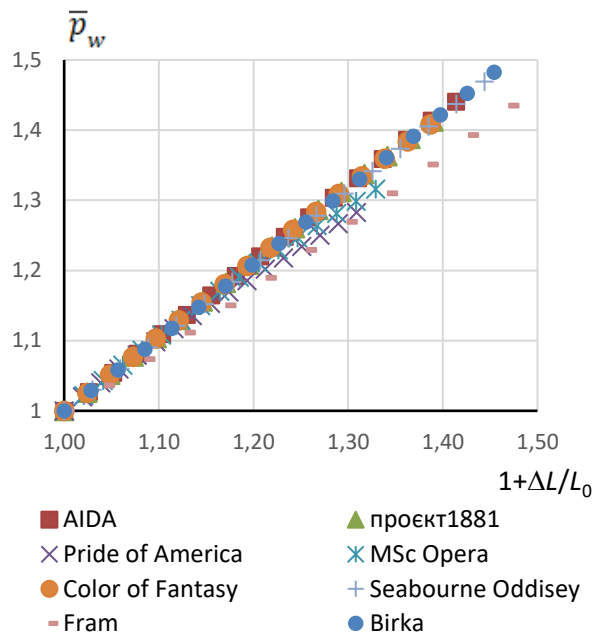
Так для лайнерів: «*Fram*» ($L_0=113,7$ м), «*Seaborne Odissey*» ($L_0=198,1$ м), «*Birka Paradise*» ($L_0=177,1$ м) таке відхилення склало 10,5% при збільшенні довжини на 40%, «*AIDA*» ($L_0=177,1$ м) – 9,2% при збільшенні довжини на 40 %, «*Colore Fantasy*» ($L_0=177,1$ м) і проєкту 1881 ($L_0=205,0$ м) – 8,6% при збільшенні довжини на 40 %, «*MSC Opera*» ($L_0=243$ м) – на 4 %; «*Pride of America*» ($L_0=259$ м) – на 2,6 %. Крім того, як впливає з методики (Додаток В2) при довжинах понад 300 м хвильовий коефіцієнт перестає зростати [146].

Морське середовище створює відповідну дію на корпус судна, яка проявляється у впливі статичного тиску морської води і динамічного тиску від удару хвиль і хитамиці [146]. Наступне питання – вплив зміни довжини судна на розрахунковий тиск, який сприймається корпусом судна від різноманітної дії на нього моря. Це дослідження буде використано при оцінці місцевої міцності корпусу. Такий тиск розраховується за методикою [146, С. 36], яку показано в Додатку В3. Його складовими $p = p_{st} + p_w$ є p_{st} – статичний тиск ; p_w – хвильовий тиск. Оскільки розмірна модернізація суттєво не змінює осадку, статичний тиск, який залежить від глибини занурення, в такому випадку залишається на попередньому рівні. Хвильовий тиск залежить також від збільшення довжини судна (Додаток В3), тому необхідно провести додаткові дослідження. Результати досліджень впливу подовження суден на хвильовий тиск p_w , показані на рис. 3.2 А) і Б).

Для суден з найменшою початковою довжиною L_0 спостерігається найменший тиск p_w , який зростає при максимальному збільшенні довжини в середньому на 23 кПа ...25 кПа. З графіку випливає (рис. 3.2), що для семи з розглянутих суден відносний тиск $\bar{p}_w = p_w/p_{w0}$ змінюється таким чином – збільшення відносної довжини судна $L/L_0 = 1 + \Delta L/L_0$ на 10%, 20%, 30% призводить до зростання $\bar{p}_w$ на 10%, 20%, 30%, тобто в діапазоні значень, для яких фактично проводять подовження суден на практиці. Разом з тим для суден з початковою довжиною меншою ніж 120 м...140 м (лайнер «*Fram*») така послідовність $\bar{p}_w$ має занижені значення 9%, 18%, 27% [146].



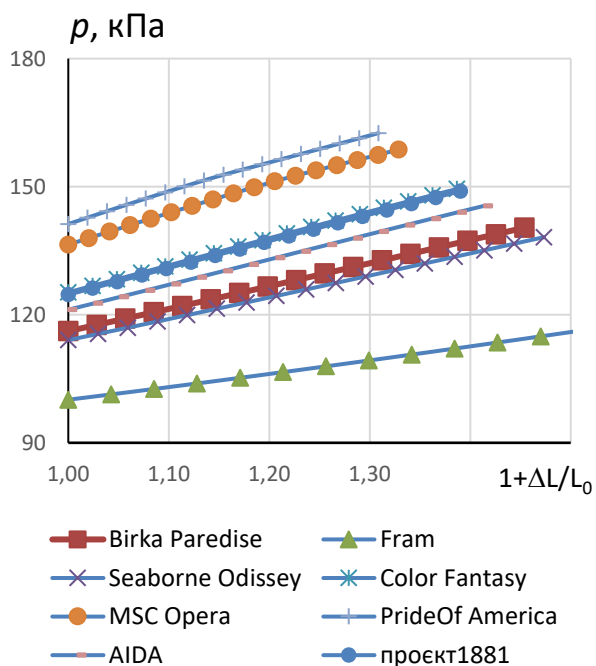
А)



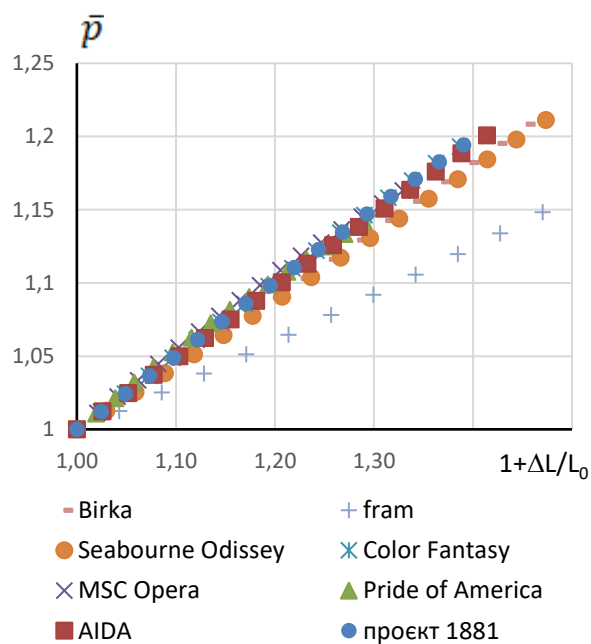
Б)

Рисунок 3.2 - Залежність розрахункового хвильового тиску, спричиненого рухом судна по профілю хвилі від відносного подовження суден:

А) абсолютні значення, Б) відносні значення.



А)



Б)

Рисунок 3.3 - Результати досліджень змін повного тиску в результаті дії на корпусні конструкції суден з боку морського середовища в залежності від відносного подовження суден

Далі переходимо до дослідження характеру змін повного розрахункового тиску. На рис. 3.3. представлено результати визначення розрахункового тиску p , які ілюструють його зростання від початкової величини в середньому на 20 кПа... 21 кПа. Відносний повний тиск $\bar{p}$ зростає в 1,05, 1,1, 1,15, 1,2 рази, при зростанні довжини в 1,1, 1,2, 1,3 і 1,4 рази, виключення складають для лайнера «Fram», який має найменшу довжину і осадку, тому зростання $\bar{p}$ буде ще меншим.

Таким чином, результати досліджень додаткових розрахункових навантажень, що діють з боку морського середовища, дозволяють: прогнозувати їх значення в залежності від збільшення довжини суден і використовувати їх при визначенні загальної поздовжньої міцності (хвильовий коефіцієнт) і місцевої міцності (повний і хвильовий тиск).

3.2 Аналіз закономірностей дії подовження судна на ключові силові фактори, що впливають на міцність його корпусу

Основними силовими факторами, що впливають на поздовжню міцність корпусу судна є хвильові згинальні моменти і перерізуючі сили, які виникають у поперечному перерізі. Виникнення статичних згинальних моментів і перерізуючих сил спричинено місцевими (локальними) нерівностями між силами ваги та плавучості в умовах тихої морської води [146]. Розрахунковий згинальний момент на тихій воді унормовується правилами МАКТ і розраховується за формою [136-145], яку запишемо для початкової довжини судна

$$M_{sw0} = \pm 76 c_{w0} B L_0^2 (C_{b0} + 0,7) 10^{-3}, \quad (3.2)$$

де c_{w0} – хвильовий коефіцієнт, що розраховується за залежністю (3.1) до подовження;

B – ширина судна, м;

L_0 – довжина судна до подовження, м;

C_{b0} – коефіцієнт поздовжньої повноти до подовження.

Рівняння (3.2) при подовженні корпусу на величину $L = L_0 + \Delta L$, має вигляд [146]

$$M_{sw} = \pm 76 c_w B L^2 (C_b + 0,7) 10^{-3} =$$

$$= \pm 76 c_w B (L_0 + \Delta L)^2 (C_b + 0,7) 10^{-3} , \quad (3.3)$$

Відносне збільшення розрахункового згинального моменту на тихій воді визначається згідно (3.2) і (3.3) виразом

$$\frac{M_{sw}}{M_{sw0}} = \frac{c_w L^2 (C_b + 0,7)}{c_{w0} L_0^2 (C_{b0} + 0,7)} = \frac{c_w (L_0 + \Delta L)^2 (C_b + 0,7)}{c_{w0} L_0^2 (C_{b0} + 0,7)} \quad (3.4)$$

Характер впливу подовження ΔL судна на збільшення розрахункового згинального моменту представлено на рис. 3.4. у відносних одиницях зростання. Заслугує увагу той факт що, на ділянці подовження $1 \leq 1 + \Delta L/L_0 \leq 1,2$ спостерігається досить тісне співпадіння результатів розрахунків для широкого переліку суден з різними довжинами, водотоннажністю і осадками, в середньому згинальний момент збільшиться в 1,61 рази, розсіювання якого склало 0,04 одиниці [146]. Це свідчить, про те, що збільшення даного моменту не залежить від величини початкової довжини судна.

Хвилювання моря призводить до появи динамічних поздовжніх навантажень – судно поступово переміщується на вершину хвилі, що викликає перегин корпусу і відповідні хвильові згинальні моменти і перерізуючі сили, які належним чином створюють деформації перегину і зсуву; потім судно переходить на підшву хвилі, що спричиняє прогин корпусу з відповідними згинальними моментами, перерізуючими силами і деформаціями. Такі навантаження і деформації діють циклічно під час руху судна від однієї хвилі до наступної, передаючи їх на балки конструкції і обшивку, що підпорядковується процесам забезпечення втомної міцності корпусу [146].

Як зазначалося раніше, провідними кваліфікаційними товариствами (МАКТ-IACS) прийнято однакові правила, за якими здійснюється визначення динамічного поздовжнього навантаження (згинних моментів і переізуючих сил). Згідно цих правил хвильовий згинальний момент M_w , який виникає у поперечному перерізі корпусу пасажирського судна і прикладається у вертикальній його площині [146], визначається за рівняннями [136-145], кН·м, що призводить до перегину корпусу судна з початковою довжиною.

$$M_{w0} = 190 c_{w0} B L_0^2 C_{b0} \alpha 10^{-3}, \quad (3.5)$$

і до його прогину

$$M_{w0} = -110 c_{w0} B L_0^2 (C_{b0} + 0,7) \alpha 10^{-3}, \quad (3.6)$$

де c_{w0} – хвильовий коефіцієнт;

B – ширина судна, м;

L_0 – довжина судна, м;

C_{b0} – коефіцієнт загальної повноти;

α – коефіцієнт.

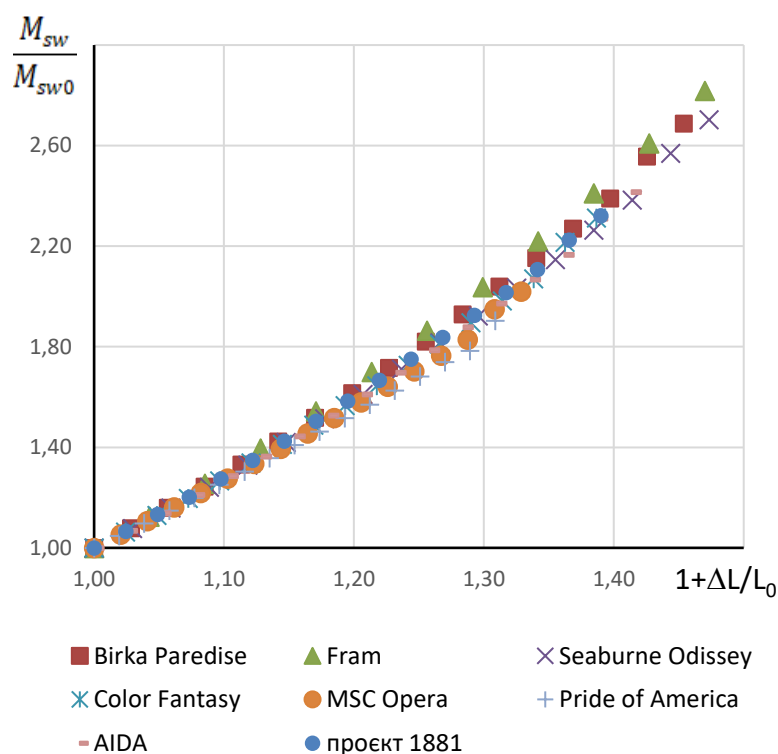


Рисунок 3.4 - Зростання розрахункового згинального моменту, що виникає в корпусах суден при плаванні на тихій воді в залежності від ступеню подовження

У випадку подовження корпусу рівняння (3.5) і (3.6) будуть мати наступний вид

$$M_w = 190 c_w B (L_0 + \Delta L)^2 C_{b0} \alpha 10^{-3}, \quad (3.7)$$

$$M_w = -110 c_w B (L_0 + \Delta L)^2 (C_b + 0,7) \alpha 10^{-3} \quad (3.8)$$

З метою аналізу впливу подовження судна на характер зміни хвильового згинального моменту застосуємо рівняння (3.5) і (3.7), розділимо їх, і отримаємо вираз для визначення відносного згинального моменту при перегині корпусу [146]

$$\left(\frac{M_w}{M_{w0}}\right)_{\text{перег}} = \frac{c_w L^2 C_b}{c_{w0} L_0^2 C_{b0}} = \frac{c_w (L_0 + \Delta L)^2 C_b}{c_{w0} L_0^2 C_{b0}}, \quad (3.9)$$

і аналогічно, застосовуючи формули (3.5) і (3.8) – вирази при прогині корпусу

$$\left(\frac{M_w}{M_{w0}}\right)_{\text{прог}} = \frac{c_w L^2 (C_b + 0,7)}{c_{w0} L_0^2 (C_b + 0,7)} = \frac{c_w (L_0 + \Delta L)^2 (C_b + 0,7)}{c_{w0} L_0^2 (C_b + 0,7)} \quad (3.10)$$

Результати розрахунків відносних моментів у варіантах перегину і прогину подані на рис. 3.5.

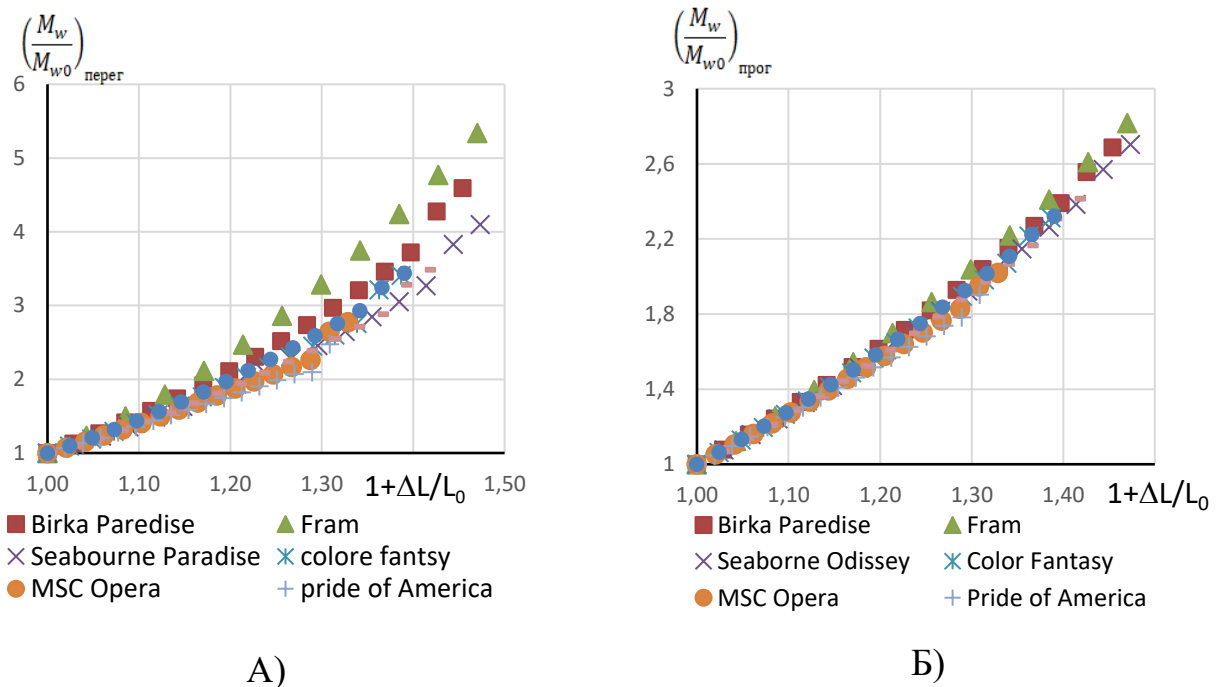


Рисунок 3.5 - Відносні розрахункові згинальні моменти суден при хвилюванні моря в залежності від ступеню їх подовження:

А) з перегином корпусу, Б) з прогином корпусу

Детальний розгляд графіків рис. 3.5 дозволяє зробити наступні висновки: відносний розрахунковий згинальний момент вказаних суден при перегині корпусу при відносному подовженні $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0 = 1,1$ змінюється в інтервалі 1,3...1,6, при $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0 = 1,2$ – в 1,8...2,3, при $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0 = 1,3$ – в 2,3...3,2, тобто зі збільшенням довжини судна розкид значень M_w/M_{w0} зростає [146]. Разом з тим при прогині судна (рис. 3.8) спостерігаються наступні результати – при відносному подовженні $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0 = 1,1$ відношення M_w/M_{w0} змінюється в інтервалі

1,35...1,55, при $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0 = 1,2$ – в 1,55...1,65, при $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0 = 1,3$ – в 1,75...2,0. Таким чином, при прогині судна відносно збільшення згинального моменту знаходиться у вузькому інтервалі значень для розглянутих суден з різними геометричними характеристиками (довжина, ширина, осадка, коефіцієнт повноти), експлуатаційними характеристиками (гросс-тоннаж, пасажиромісткість) [146].

Уніфіковані вимоги МАКТ до розрахунку хвильової перерізуючої сили у поперечному перерізі [136-145] представлені залежностями, наступного виду при початковій довжині судна:

при його перегині

$$N_{w0} = 30 c_{w0} B L_0 (C_{b0} + 0,7) f_1 10^{-2} \quad (3.11),$$

і прогині

$$N_w = -30 c_{w0} B L_0 (C_{b0} + 0,7) f_2 10^{-2} \quad (3.12)$$

де f_1, f_2 – коефіцієнти [136].

Рівняння (3.11) і (3.12) при розрахунку перерізуючої сили з подовженням довжини $L = L_0 + \Delta L$ корпусу будуть записані наступним чином [146]:

$$N_w = 30 c_w B L (C_b + 0,7) f_1 10^{-2} \quad (3.13)$$

$$\frac{N_w}{N_{w0}} = \frac{c_w L (C_b + 0,7)}{c_{w0} L_0 (C_{b0} + 0,7)} = \frac{c_w (L_0 + \Delta L) (C_b + 0,7)}{c_{w0} L_0 (C_{b0} + 0,7)} \quad (3.14)$$

Користуючись отриманою залежністю (3.14), визначимо відносну перерізуючу силу N_w/N_{w0} в залежності від подовження судна. Результати розрахунків цієї сили показані на рис. 3.6. Слід відмітити, що при подовженні суден на 10% перерізуюча сила зросла на 18%...20%, тобто демонструється щільне зростання цієї сили без істотного впливу геометричних характеристик. При подальшому збільшенні довжини на 20% (цей діапазон часто застосовується при подовженнях) перерізуюча сила зростає в межах 24%...29%. Можна зазначити, чим менша початкова довжина судна, тим більше спостерігається відносне зростання перерізуючої сили (рис.3.6): позиція 1, найвищий графік, – лайнер «*Fram*» ($L_0=113,7$ м) і позиція 6, найнижчий графік, – *Pride of America* ($L_0=287,49$ м) [146].

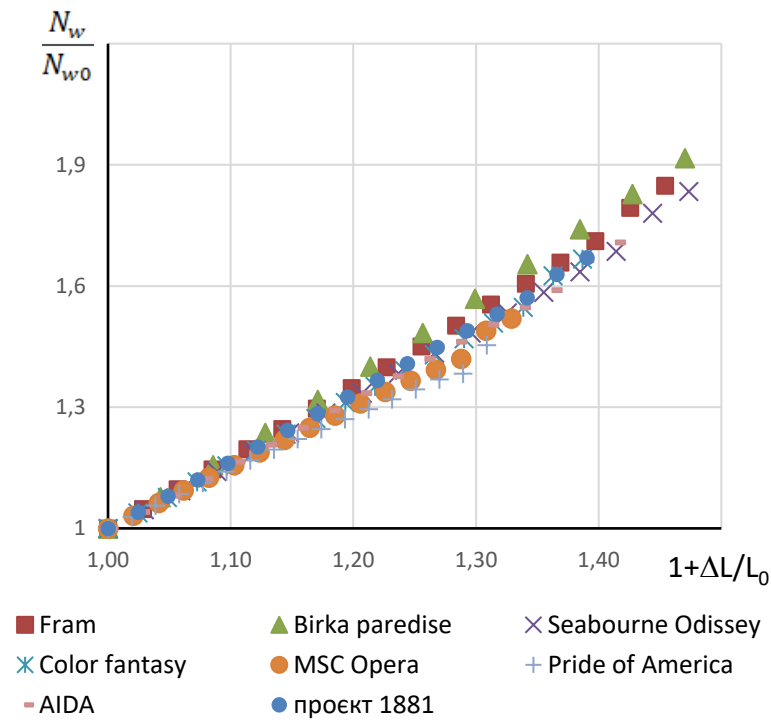


Рисунок 3.6 - Відносні розрахункові перерізуючі сили корпусів суден при хвилюванні в залежності від їх подовження

Отже, згинальні моменти судна при подовженні корпусу змінюються за закономірностями:

на тихій воді, отримано з рівняння (3.4)

$$M_{sw} = M_{sw0} \bar{M}_{sw} = M_{sw0} \left[\frac{M_{sw}}{M_{sw0}} \right] = M_{sw0} \frac{\bar{c}_w (L_0 + \Delta L)^2 (c_{b0} \bar{c}_b + 0,7)}{L_0^2 (c_{b0} + 0,7)},$$

при перегині корпусу, (отримано з рівняння (3.9))

$$M_{wпер} = M_{wпер0} \left[\frac{M_w}{M_{w0}} \right]_{пер} = M_{wпер0} \frac{\bar{c}_w (L_0 + \Delta L)^2 \bar{c}_b}{L_0^2},$$

при прогині корпусу (отримано з рівняння (3.10))

$$M_{wпрог} = M_{wпер0} \left[\frac{M_w}{M_{w0}} \right]_{прог} = M_{wпрог0} \frac{\bar{c}_w (L_0 + \Delta L)^2 (c_{b0} \bar{c}_b + 0,7)}{L_0^2 (c_{b0} + 0,7)}.$$

Таким чином, проведенні дослідження відкривають можливість здійснювати прогнозування: у скільки разів зростуть хвильові згинальні моменти і перерізуючі сили в небезпечному перерізі корпусу при його відповідному подовженні з подальшою оцінкою міцності.

3.3 Визначення граничного розміру циліндричної вставки за критерієм загальної поздовжньої міцності судна

Міцність корпусу судна, в тому числі і при проведенні розмірної модернізації, забезпечується наступними складовими, що утворюють цілісну систему щодо забезпечення безпеки судноплавства: поздовжньою, поперечною і місцевою міцністю [146]. Ключовим аспектом при визначенні найбільшої довжини судна при проведенні розмірної модернізації є забезпечення вимог поздовжньої міцності.

Регістр судноплавства, регламентує умову забезпечення норм поздовжньої міцності корпусу судна [136-145]

$$W^{fact} \geq W, \quad (3.15)$$

$$W^{fact} \geq W^*, \quad (3.16)$$

де W^{fact} – фактичний момент опору корпусу судна (для палуби і днища відповідно), що визначається за аналізом еквівалентного бруса при його перетині по мідель-шпангоуту;

W , W^* – необхідні моменти опору корпусу за критеріями міцності при перегині (hogging) і прогині (sagging).

Ці моменти опору в середній частині корпусу повинні бути не менші за [136-145] при перегині

$$W = \frac{M_{Thog}}{\sigma_{доп}} = \frac{M_{sw} + M_w}{\sigma_{доп}} 10^3, \quad (3.17)$$

і прогині

$$W^* = \frac{M_{Tsag}}{\sigma_{доп}} = \frac{|M_{sw} + M_w^* + M_F|}{\sigma_{доп}} 10^3, \quad (3.18)$$

де M_{Thog} , M_{Tsag} – розрахунковий згинальний момент при перегині і прогині корпусу, кНм;

M_F – згинальний момент при ударі хвиль об розвал бортів, який викликає прогин судна, для пасажирських суден має незначну дію, тому подалі не враховується.

$\sigma_{доп}$ – допустимі напруження, $\sigma_{доп} = 175/\eta$,

η – коефіцієнт використання механічних властивостей.

Правилами Регістру передбачаються, крім виконання норм (3.15) і (3.16), наступні вимоги до забезпечення подовжньої міцності перетину корпусу:

– фактичний момент опору повинен бути неменшим за мінімальний [136-145]:

$$W^{fact} \geq W_{min} = c_w B L^2 (c_b + 0,7) \eta \quad (3.19)$$

– фактичний момент інерції повинен бути неменшим за мінімальний [136-145]:

$$I^{fact} \geq I_{min} = 3c_w B L^3 (c_b + 0,7) \quad (3.20)$$

Таким чином, для забезпечення міцності корпусу при проведенні модернізації судна необхідно забезпечити виконання обов’язкових умов (3.15), (3.16), (3.19) і (3.20) [146].

Міцність корпусу є важливою властивістю безпеки мореплавання і живучості судна. Збільшення довжини судна потребує визначення максимально допустимої довжини циліндричної вставки ΔL саме за критерієм поздовжньої міцності (рис.3.7), у випадку коли конструкція вставки відповідає конструкції основного корпусу, тобто коли її додатково не підсилюватимуть [146].

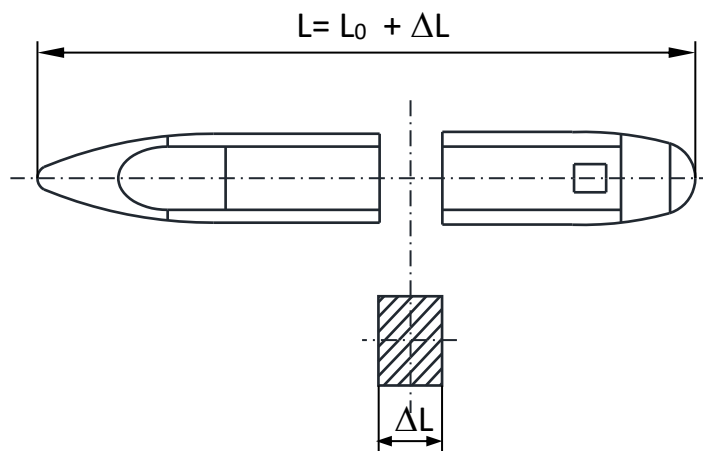


Рисунок 3.7 - Збільшення корпусу судна за рахунок циліндричної вставки

Процедуру оцінки величини ΔL (рис. 3.7) пропонується здійснити виходячи з чотирьох умов забезпечення поздовжньої міцності корпусу судна, що виражені рівняннями (3.15)-(3.20) у відповідності до правил 1.4.6.2-1.4.6.9 Регістру [146].

З рівняння (3.17), з урахуванням виразів (3.3), (3.5), запишемо

$$W = \frac{76 c_w B L^2 (C_b + 0,7) 10^{-3} + 190 c_w B L^2 C_b \alpha 10^{-3}}{\sigma_{доп}}.$$

З огляду на $W = W^{fact}$ отримаємо [146]

$$L = \sqrt{\frac{W^{fact} \sigma_{доп}}{c_w B(C_b(76 + 190\alpha) + 53,2)}} ,$$

Таким чином, гранична довжина циліндричної вставки корпусу при перегині корпусу (рис. 3.7)

$$\Delta L_{lim1} = \sqrt{\frac{(W^{fact} + \Delta W^{fact}) \sigma_{доп}}{c_w B(C_b(76 + 190\alpha) + 53,2)}} - L_0, \quad (3.21)$$

ΔW^{fact} – додатковий момент опору корпусу за рахунок його підкріплення по мідель-шпангоуту.

Аналогічним чином отримаємо значення для граничної довжини циліндричної вставки корпусу при прогині корпусу (вирази (3.2) і (3.8))

$$\Delta L_{lim2} = \sqrt{\frac{(W^{fact} + \Delta W^{fact}) \sigma_{доп}}{c_w B(C_b + 0,7)(76 + 110\alpha)}} - L_0. \quad (3.22)$$

З формули (3.19) визначимо допустиму довжину судна [146], приймаючи, що мінімальний момент опору дорівнює фактичному, визначеному за кресленням мідель-шпангоуту, $W_{min} = W^{fact}$

$$L_3 = \sqrt{\frac{(W^{fact} + \Delta W^{fact})}{c_w B(c_b + 0,7)\eta}} \quad (3.23)$$

рівняння (3.21) приводиться до вигляду

$$\Delta L_{lim3} = \sqrt{\frac{(W^{fact} + \Delta W^{fact})}{c_w B(c_b + 0,7)\eta}} - L_0 \quad (3.24)$$

У свою чергу умова, що представлена, у вигляді рівняння (3.20) відкриває можливість підрахувати попередньо граничну довжину вставки [146] за відповідним критерієм

$$L_4 = \sqrt[3]{\frac{(I^{fact} + \Delta I^{fact})}{3c_w B(c_b + 0,7)}} \quad (3.25)$$

Аналогічні міркування застосовується для рівняння (3.25), що дозволяє записати його у вигляді [222]

$$\Delta L_{lim4} = \sqrt[3]{\frac{(I^{fact} + \Delta I^{fact})}{3c_w B(c_b + 0,7)}} - L_0, \quad (3.26)$$

де ΔI^{fact} – додатковий момент інерції корпусу за рахунок його підкріплення по мідель-шпангоуту [146].

Таким чином, визначається максимальна довжина циліндричної вставки ΔL , вона повинна відповідати умовам неперевиконання граничних значень, що обумовлені нормами поздовжньої міцності корпусу (3.21), (3.22), (3.24), (3.26) [146]

$$\Delta L \leq \min\{\Delta L_{lim1}; \Delta L_{lim2}; \Delta L_{lim3}; \Delta L_{lim4}\} \quad (3.27)$$

Для остаточного визначення граничної довжини розроблено алгоритм, який представлено на рис. 3.8. Згідно цього алгоритму процедура розрахунку граничної величини, на яку можливо подовжити судно проводиться наступним чином [146]:

- вихідні дані до розрахунку (блок 2): фактичний момент опору і момент інерції корпусу, коефіцієнт використання механічних властивостей, допустиме напруження згину, залежність хвильного коефіцієнту і коефіцієнту повноти корпусу від довжини судна, початкова довжина судна, його ширина і ширина каюти;

- блок 3 організовує зовнішній цикл, в якому змінюється параметр кількості кают в додатковій циліндричній вставці;

- блок 4 виконує розрахунок поточної довжини циліндричної вставки, виходячи з ширини кают і їх кількості;

- блок 5 розраховує поточне значення хвильового коефіцієнту і коефіцієнту повноти;

- блоки 6-9 здійснює розрахунок граничних значень довжини циліндричної вставки при дотриманні умови забезпечення загальної міцності корпусу;

- блок 10 виконує перевірку виконання умови перевищення значення граничної довжини ΔL_{lim1} ;

- блок 11 здійснює перевірку виконання умови щодо значення граничної довжини ΔL_{lim2} ;

- блок 12 проводить перевірку виконання умови щодо значення граничної довжини ΔL_{lim3} ;

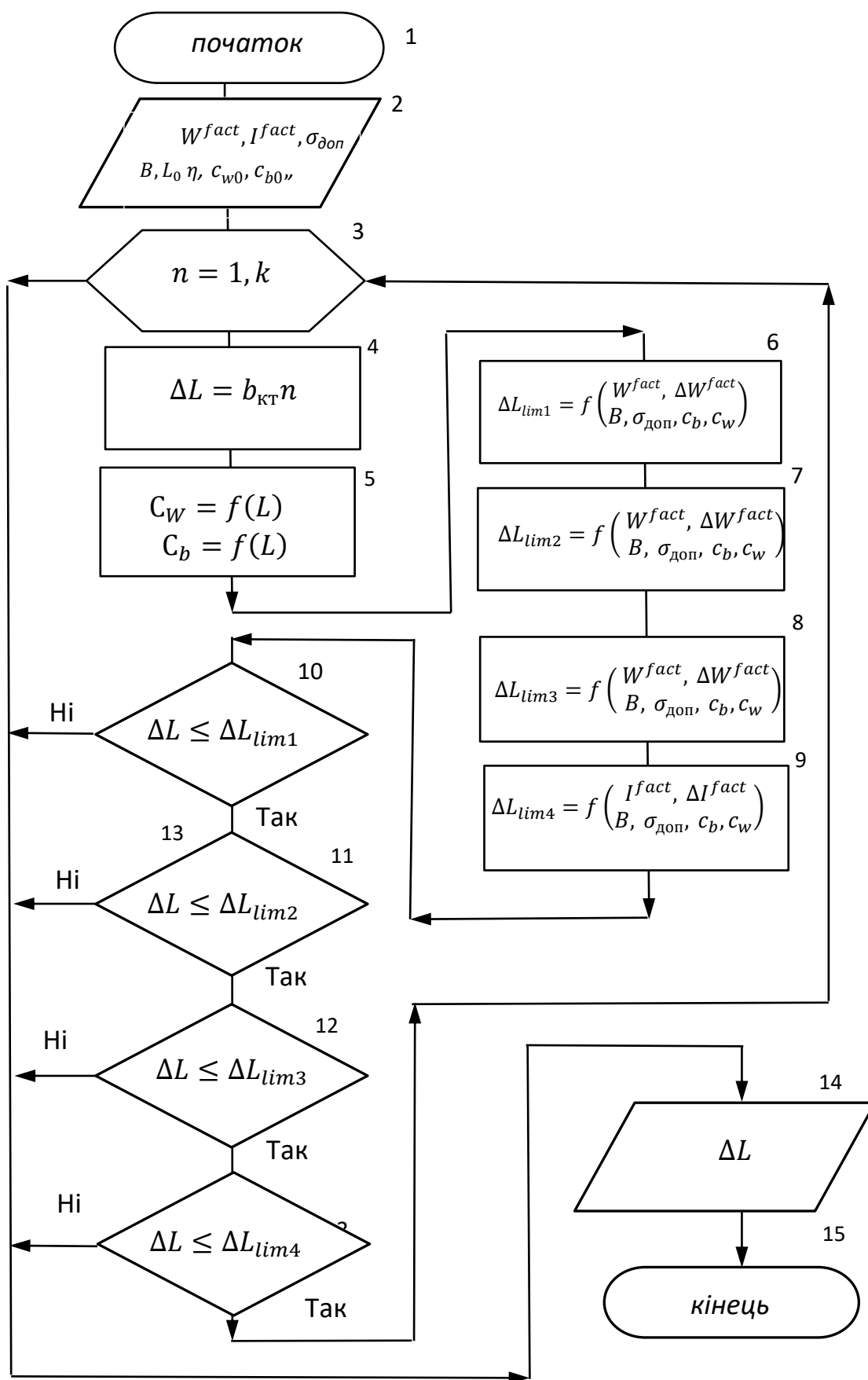


Рисунок 3.8 - Алгоритм визначення допустимої довжини циліндричної вставки

пасажирського судна при збільшенні його довжини за критерієм поздовжньої міцності корпусу

– блок 13 перевіряє виконання умови неперевищення розрахункової довжини до граничної ΔL_{lim4} ;

– блок 14 виводить на друк результати визначення найбільшої довжини вставки, що допускається міцністю корпусу (за рахунок залишкової міцності і додаткових підкріплень мідель-шпагоуту).

Розроблений метод дозволяє визначити граничну довжину судна або циліндричної вставки при проведенні конверсії корпусу за критерієм поздовжньої загальної міцності. Цей метод інтегрується в систему обмежень математичної моделі розмірної модернізації судна (2.46), (2.47).

3.4 Аспекти забезпечення місцевої міцності корпусу круїзного судна при приведенні розмірної модернізації

Традиційно під місцевою міцністю суднових корпусних конструкцій розуміється міцність окремих частин, вузлів, елементів і їх з'єднань, які несуть різні види навантажень, що виникають в різноманітних режимах експлуатації судна [147-157]. В п. 3.1 виконана оцінка змін таких навантажень при збільшенні довжини пасажирського судна. Як показано в п. 3.3, головним фактором, що впливає на обмеження довжини судна при модернізації є забезпечення умов поздовжньої міцності. Місцева міцність безпосередньо не накладає таких обмежень. Разом з тим, забезпечення місцевої міцності є важливою задачею для досягнення встановлених показників надійності корпусу судна. Слід відмітити, що проблема забезпечення міцності корпусу є інтегральною і її вирішення носить системний характер і тому строге розмежування між поздовжньою і місцевою міцністю є відносним.

Проектування нової додаткової секції циліндричної вставки здійснюється за методиками розрахунку корпусних конструкцій з залученням вимог

класифікаційних товариств [136-147] і результатів авторитетних досліджень [147-157], спираючись на нову конфігурацію зовнішніх навантажень, що склалася в результаті подовження судна.

Разом з тим, слід зауважити, конструкція старого корпусу за відповідний термін експлуатації зазнає різного виду пошкоджень і старіння, викликаних умовами роботи, незворотними змінами механічних властивостей і структури матеріалу. Необхідно зазначити, що в літературі різноманітні види пошкоджень поєднуються загальною назвою старіння конструкції корпусу (aging ship hull structure), тому будемо використовувати таке визначення і далі. Отже, старіння (пошкодження) корпусу характеризується наступними процесами:

- корозійне і механічне зношення листових конструкцій в наслідок чого зменшується їх товщина;
- виникнення залишкових деформацій, що призводить до зменшення їх товщини і незворотних процесів у механізмах опору втомному руйнуванню;
- утворення дефектів типу тріщин, порожнеч, розривів, сколів, що викликано дією циклічних, статичних напружень, які перевищують граничні значення внаслідок інтенсивних або аварійних умов експлуатації.

Вагомим фактором при оцінці працездатності конструкції взагалі і місцевої зокрема є визначення фактичної величини зносу і корозії в'язей корпусу, що обчислюється за умовою

$$\begin{cases} \Delta S_f \leq [S]_{lim} \\ \Delta S_f = S_0 - S_{fcp} \end{cases},$$

де ΔS_f – фактичне значення зносу в'язі на момент її інспектування;

$[S]_{lim}$ – граничне значення величини корозійного зношення згідно рекомендацій МАКТ [136-146] ;

S_0 – будівельна товщина в'язів нового корпусу;

S_{fcp} – середня товщина в'язів за результатами необхідної кількості вимірювань, мм;

$$S_{fcp} = \frac{\sum_{i=1}^n S_{fi}}{n},$$

де S_{fi} – значення поточного вимірювання товщини, мм;

n – число вимірювань.

Враховуючи найжорсткіші вимоги щодо забезпечення стандарту безпеки пасажирів і екіпажу пасажирських суден, Міжнародною морською організацією внесені відповідні поправки до Правила 7 (b)-(ii) Міжнародної конвенції з охорони людського життя на морі (SOLAS-74) 1974 року з поправками щодо огляду зовнішньої частини днища пасажирського судна у відповідності до сертифікату безпеки пасажирського судна (Passenger ship safety certificate) [104, 105, 108]. Крім того, відповідно до вимог SOLAS-74 всі торговельні судна вимагають повного огляду в сухому доку протягом 5 років двічі з проміжним оглядом не раніше ніж через 36 місяців [104, 105], що включає роботи з технічного обслуговування корпусу, керма, гвинта, підрулюючих пристроїв. Для пасажирських суден потрібно забезпечити щорічний огляд днища, разом з тим, дві такі інспекції повинні бути проведені в сухому доку, при цьому встановлюється інтервал між інспекціями, який становить три роки [104, 105, 108].

Модернізацію корпусу доцільно здійснювати в період проведення середнього або капітального ремонту, оскільки це раціонально поєднати з проведенням реновації корпусу з отриманням сертифікату класифікаційного товариства – hull renovation на одному з рівнів 1SS, 2SS, 3SS, які вказують на належний стан корпусу після п'яти, десяти, п'ятнадцяти років експлуатації [158, 159].

Широкий спектр силових факторів, що діють на корпус можна структурувати (класифікувати) за характером їх дії: виділяють статичні, квазістатичні, динамічні і ударні навантаження. Характер діючих навантажень впливає на застосування відповідних критеріїв розрахунку на опір руйнуванню і деформуванню, на базі яких розроблено чисельні методи розрахунків на статичну (квазістатичну), втомну і ударну міцність, які широко застосовується в сучасній практиці проєктування в поєднанні з залученням комп'ютерних технологій і програмних комплексів.

Враховуючи, що біля 90% елементів судових конструкцій зазнають втомних пошкоджень і руйнувань, то особливу увагу слід звернути на оцінку опору втомі (ДСТУ 2.444-94) (втомної міцності) таких конструкцій, оскільки вони випробовують в процесі експлуатації нерегулярні випадкові навантаження. За

проектний термін експлуатації судна (орієнтовно 20 років, для пасажирських суден він може сягати понад 30 років) корпусні конструкції знаходяться під дією $100 \cdot 10^6$ млн. циклів змінних циклових навантажень – їх значення коливаються від незначних, які в декілька разів менше ніж граничні напруження, до екстремальних, ймовірність виникнення яких дуже мала [160].

Процедура розрахунку елементів і вузлів суднових конструкцій на опір втомі проводиться з послідовним визначенням [160-167]:

- діючих навантажень для проектного і екстремального режиму експлуатації, час їх дії;
- діючих напружень, їх концентрації з використанням традиційного підходу методами опору матеріалів і будівельної механіки, кінцево-елементного аналізу з застосуванням прикладних програмних комплексів;
- небезпечних зон, локацій перерізів, де виникають максимальні руйнуючі напруження;
- характеристик опору втомі конструкційних матеріалів згідно ДСТУ2.444-94, зразків, конструктивних елементів, деталей і складальних одиниць, з застосуванням розрахункових, розрахунково-експериментальних і експериментальних методів;
- моделі(ей) накопичення втомних пошкоджень;
- показників міцності, безвідмовності і довговічності.

Етапи цієї процедури спираються на обґрунтовані методи досліджень їх характеристик, які взагалі достатньо повно вивчені, перевірені і підтверджені науковими розробками й інженерною практикою. Особливу увагу тут необхідно приділити оцінці характеристик опору втомі – границі витривалості і параметрів кривої втоми, оскільки при цьому, спираючись на ймовірнісну природу втомних пошкоджень, спостерігається значне розсіювання результатів, що впливає на точність прогнозування міцності і надійності корпусних конструкцій, в результаті – на безпеку судна і екіпажу.

При виробництві додаткової секції корпусу, яка застосовується для збільшення довжини судна, і заміні пошкоджених елементів при його ремонті, з

метою визначення границь витривалості і побудови кривих втоми елементів конструкцій корпусу судна, проводять випробування на втому (рис. 3.9). Ці випробування проводяться за класичними і прискореними методами [162-169].

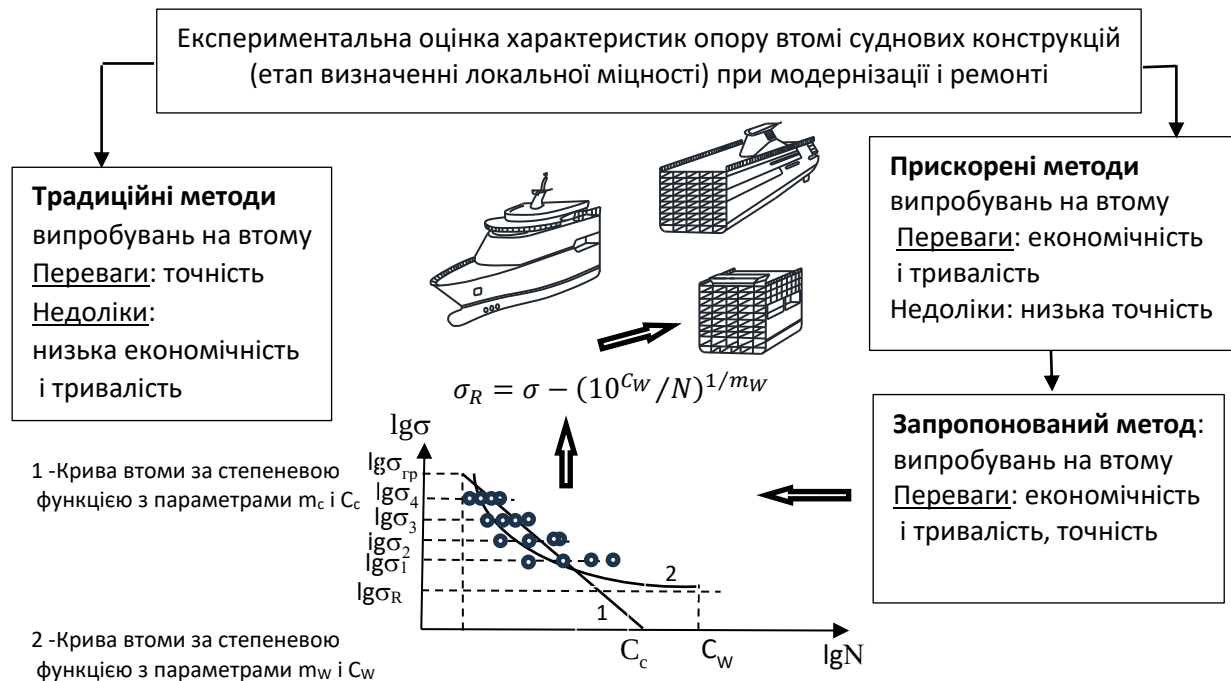


Рисунок 3.9 - Схема експериментального дослідження границі витривалості деталей і елементів конструкції судна

Методи за класичною схемою мають достатньо високу точності результатів, але їм властиві суттєві недоліки – великі затрати на проведення і значна їх тривалість, що суттєво обмежує їх застосування. При загальній тривалості всіх робіт з подовження корпусу в середньому від 12 до 16 тижнів в доці класичні випробування можуть розтягуватись на 6-14 тижнів, що є неприйнятним для цілей розмірної модернізації. Прискорені методи характеризуються високою економічністю і короткою тривалістю, але їм притаманна невисока точність результатів. Цим викликана необхідність в розробці зручного методу прискореного випробування на втому, завдяки якому досягається висока точність, прийнята в інженерних розрахунках.

Рішення задачі, що пов'язана з втомною міцністю відповідальних елементів конструкції судна передбачає проведення випробувань і побудову кривих втоми.

Як відомо, такі випробування тривалі і потребують великих матеріальних затрат. У зв'язку з цим було запропоновано новий підхід в оцінці опору втоми, що зосереджується на інтегральному методі перерахунку параметрів двох моделей кривої втоми (степеневі і Вейбулла). Даний підхід було реалізовано в системі комп'ютерної математики wxMaxima. Суть метода полягає в наступному. Партію деталей (або їх моделей) випробовують за стандартною методикою на 4-5 рівняннях напружень. За результатами випробувань будують криву втоми, що відповідає степеневому рівнянню, іншими словами знаходять параметри m_C і C_C . При цьому границя витривалості σ_R легко знаходиться за формулою

$$\sigma_R = \sigma - (10^{C_W} / N)^{1/m_W}.$$

За наведеною формулою можна знайти стільки індивідуальних значень границі витривалості скільки буде в наявності пар σ і N . Далі за цими даними отримуємо варіаційний ряд і параметри розподілу – математичне очкування і дисперсію.

Основними характеристиками опору втоми прийнято вважати границю витривалості, його дисперсію, параметри кривої втоми, вираженої тим чи іншим математичним виразом. При вирішенні практичних завдань та проведенні наукових досліджень найчастіше використовують три моделі кривої втоми: степеневу, показову та Вейбулла. Математичні вирази цих моделей записані нижче за їх параметрами (Додаток В4)

$$\sigma^{m_C} \cdot N = \sigma_R^{m_C} N_{GC} = 10^{C_C}, \quad (3.33)$$

$$10^{\sigma/K} \cdot N = 10^{\sigma_R/K} \cdot N_{GP} = 10^{\sigma_{dл}/K} = 10^{C_{\Pi}}, \quad (3.34)$$

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_W} \cdot N = 10^{C_W}, \quad (3.35)$$

де σ_R – границя витривалості;

σ і N – поточне напруження і відповідна довговічність до руйнування;

m_C , K , m_W , C_C , C_{Π} , C_W – параметри, що характеризують кут нахилу кривих і їх початкові абсциси відповідно в координатах $\lg \sigma - \lg N$; $\sigma - \lg N$; $\lg(\sigma - \sigma_R) - \lg N$;

N_{GC} і N_{GP} – граничні значення довговічностей, що відповідають переходу похилої ділянки кривої втоми в горизонтальну;

σ_d – початкова ордината кривої втоми, вираженої показовим рівнянням (напруження, що відповідає 1 циклу навантаження).

Для визначення перерахованих вище параметрів похилих ділянок кривих втоми, а також границі витривалості розроблені методи, у тому числі і прискорені, які активно розвивалися і вдосконалювалися в останні кілька десятиліть [162-169]. Для цих методів сформульовано основні ознаки класифікації та на їх основі розроблено саму класифікацію [170]. Безперечною перевагою прискорених методів є їхня економічність. Причому вони дозволяють економити як кількість об'єктів випробувань, так й час проведення експерименту. Основним їх загальним недоліком довгий час була невисока точність. Проте в останні роки були розроблені методи оцінки точності прискорених методів, що враховують фактори, що впливають на неї [171-172].

Рівноцінне використання трьох, розглянутих вище рівнянь кривої втоми, для реалізації того чи іншого прискореного методу можливе лише в тому випадку, якщо між їхніми параметрами буде встановлено залежності, інакше кажучи, формули перерахунку. Крім того, в даний час запропоновано лише наближені методи перерахунку параметрів, серед яких найбільший інтерес представляє інтегральний метод [173-175]. Розглянемо його суть з прикладу перерахунку параметрів рівняння Вейбулла в параметри степеневого рівняння.

Покажемо в загальному вигляді взаємне розміщення кривих, що описуються цими рівняннями в координатах $\lg N - \lg \sigma$ и $\lg N - \lg(\sigma - \sigma_R)$ як показано на рис. 3.10 – це криві 1 и 2. Граничні значення напружень і довговічностей до руйнування (індекси «С» і «W» відповідають рівнянням степеневому і Вейбулла) [176-180]. Інші позначення, що фігурують на схемах, описані вище.

На схемах прийнято такі позначення: σ_{zp} , $N_{zp.C}$, $N_{zp.W}$ – граничні значення напружень і довговічностей до руйнування (індекси «С» і «W» відповідають рівнянням степеневому і Вейбулла) [176-180]; інші позначення, що фігурують на схемах, описані вище. У цьому методі прийнято рівність площ, обмежених з одного боку кривими та його лінійними апроксимаціями, з другого – осями координат.

Також прийнято припущення, що координати верхніх граничних точок збігаються, як це показано на рис. 3.12.

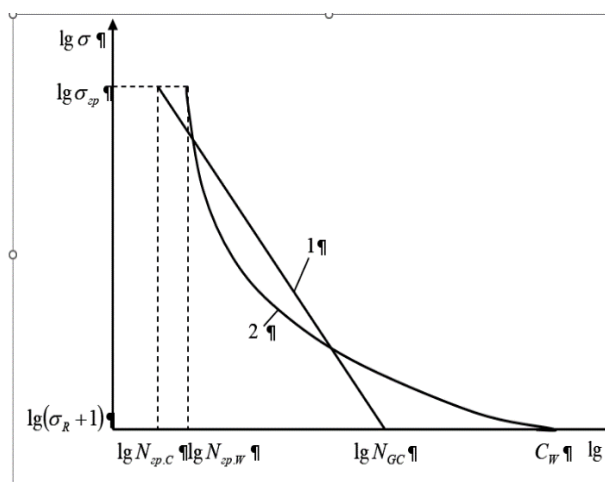


Рисунок 3.10 - Схема взаємного розміщення кривих втоми, які виражені степеневим рівнянням (3.33) та рівнянням Вейбулла (3.35) в координатах $\lg \sigma - \lg N$

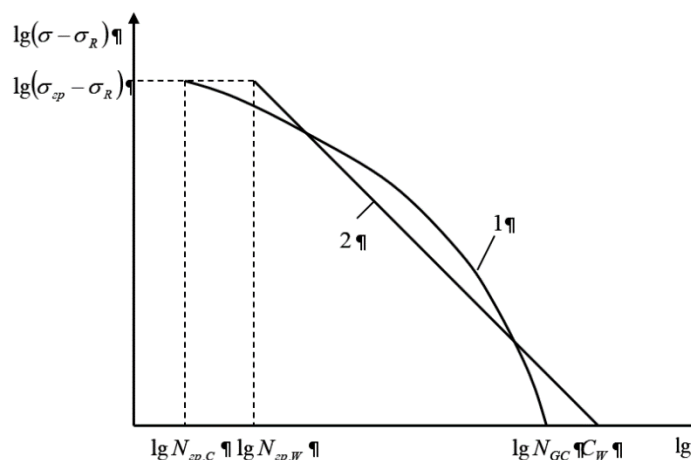


Рисунок 3.11 - Схема взаємного розміщення кривих втоми, які виражені степеневим рівнянням (3.33) та рівнянням Вейбулла (3.35) в координатах $\lg(\sigma - \sigma_R) - \lg N$

Розглянемо розв'язання цього завдання стосовно того самого рівняння кривої втоми. На схемі (рис. 3.14), щоб дотриматися рівності умов зіставлення площ початок відліку напружень прийнято рівним $\sigma = \sigma_R + 1$, хоча пряма, що відповідає степеневому рівнянню, простягається до напруження $\sigma = \sigma_R$. При цьому допускається, що довговічність N_{GC} відповідає напруженню $\sigma_R + 1$. Таке припущення не внесе істотної похибки до розрахунку, оскільки одиницею напруження може бути мала величина, наприклад, 1 Па. Але навіть при вимірі напруження в МПа, як це зазвичай робиться, зміна напруження на 1 МПа призводить до зміни довговічності, яким на практиці можна не зважати. Щодо схеми (рис. 3.14) згідно з інтегральним методом отримані рівняння для перерахунку параметрів [174] показані у Додатку В4.

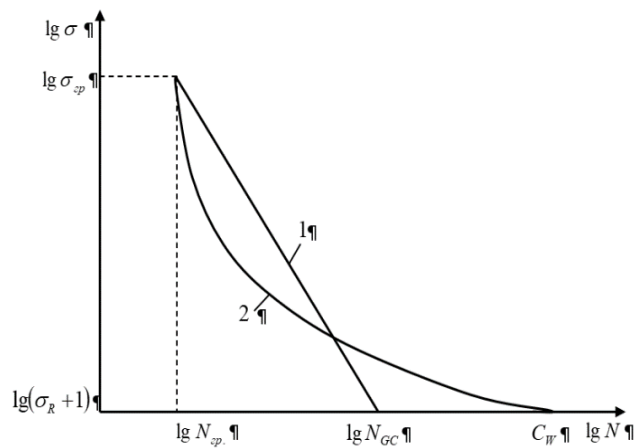


Рисунок 3.12 - Схема взаємного розміщення кривих втоми, які виражені степеневим рівнянням (3.33) та рівнянням Вейбулла (3.35) в координатах $lg \sigma - lg N$ при $lg N_{zp.} = lg N_{zp.C} = lg N_{zp.W}$

На конкретному прикладі визначимо, яку похибку внесе прийняте припущення при перерахунку параметрів степеневого рівняння в параметри рівняння Вейбулла. Для цього скористаємося результатами випробувань зразків із сталі 45 (гладкі) при круговому згині [181]. Спочатку за допомогою методу найменших квадратів визначимо параметри згаданих рівнянь m_C , C_C , m_W і C_W . Потім, скориставшись підходом, викладеним вище, визначимо перераховані параметри рівняння Вейбулла $m_{WП}$ і $C_{WП}$. Результати розрахунку наведено у табл. У.1 (Додаток У).

Як показав розрахунок, похибки оцінки параметрів є досить значними – 44,7% для параметра $C_{WП}$ і 6,2 для параметра $m_{WП}$ %, що свідчить про неприйнятність прийнятого припущення.

Нижче розглянуто інший підхід до перерахунку параметрів, при якому крива втоми, що підпорядкована степеневому рівнянню, розглядається як апроксимація кривої втоми Вейбулла, як це показано на рис. 3.12. Зробимо це класичним та інтегральним методами (для зіставлення результатів).

Спочатку розглянемо рішення, яке базується на методі найменших квадратів у класичному вигляді. Введемо позначення:

$$y = lg N, \quad x = lg(\sigma - \sigma_R), \quad a = lg(\sigma_{zp} - \sigma_R).$$

Тоді рівняння втоми (3.33), (3.34) приймуть вигляд

$$y = C - m \lg(10^x + \sigma_R), \quad (3.36)$$

$$y = C_w - m_w x, \quad (3.37)$$

де $x \in [0, a]$.

Розіб'ємо відрізок $[0, a]$ на n рівних частин точками $x_0 = 0, x_1, x_2, \dots, x_n = a$ та обчислимо відповідні значення функції (3.36): $y_0, y_1, y_2, \dots, y_n$. Запишемо функцію (3.60) у табличному вигляді:

x	x_0	x_1	x_2	x_3	$\dots$	x_i	$\dots$	x_{n-1}	x_n
y	y_0	y_1	y_2	y_3	$\dots$	y_i	$\dots$	y_{n-1}	y_n

Параметри m_w та C_w функції (3.37) підберемо так, щоб значення цієї функції в отриманих точках якомога менше відрізнялись від значень функції (3.36). Тобто знайдемо найменше значення наступної функції:

$$S(C_w, m_w) = \sum_{i=0}^n (C_w - m_w x_i - y_i)^2 \rightarrow \min.$$

За необхідними умовами екстремуму отримаємо наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} (n+1)C_w - m_w \sum_{i=0}^n x_i = \sum_{i=0}^n y_i, \\ C_w \sum_{i=0}^n x_i - m_w \sum_{i=0}^n x_i^2 = \sum_{i=0}^n x_i y_i. \end{cases}$$

Поділивши обидві частини цих рівнянь на $n+1$, будемо мати

$$\begin{cases} C_w - m_w \bar{x} = \bar{y}, \\ C_w \bar{x} - m_w \bar{x}^2 = \bar{x}\bar{y}. \end{cases}$$

Розв'язавши цю систему рівнянь, знайдемо шукані величини

$$m_w = \frac{\bar{x}\bar{y} - \bar{x}\bar{y}}{\bar{x}^2 - \bar{x}^2}. \quad (3.38)$$

$$C_w = m_w \bar{x} + \bar{y}. \quad (3.39)$$

За наслідком з теореми Вейерштрасса при знайдених значеннях m_w та C_w

функція $S(C_w, m_w)$ досягає найменшого значення.

Проведемо обчислення параметрів за допомогою отриманих формул для сталі 45 (І тип). Вихідні дані візьмемо з роботи [174]:

$$\sigma_R = 250 \text{ МПа}; m = 16,26; C = 45,28; \sigma_{\text{Гр}} = 300,07 \text{ МПа}.$$

Обчислення будемо проводити в системі комп'ютерної математики wxMaxima (Додаток Ф). Спочатку розіб'ємо відрізок $[0, a]$ на $n = 10$ рівних частин. Обчислимо $a = \lg(\sigma_{\text{сп}} - \sigma_R)$, $a = 1,6996$ та крок h розбиття відрізка $[0, a]$, $h = \frac{a}{n}$, $h = 0,16996$.

Далі функцію (3.36) запишемо у табличному вигляді (Додаток Ф) і у явному вигляді функцію $y_1(t)$ за формулою (3.36) та функцію $y_2(t)$ за формулою (3.37)

$$y_1(t) = 45,28 - 16,26 \lg(10^t + 250), \quad y_2(t) = 6,4748 - 0,6536t.$$

На відрізку $[0, a]$ побудуємо графіки цих функцій: функції $y_1(t)$, що задана таблично та аналітично і графік функції $y_2(t)$. Графіки цих функцій зображено на рис. 3.13. Синьою лінією зображено графік функції $y_1(t)$, чорними точками – дискретний графік цієї ж функції; червоною лінією зображено графік функції $y_2(t)$.

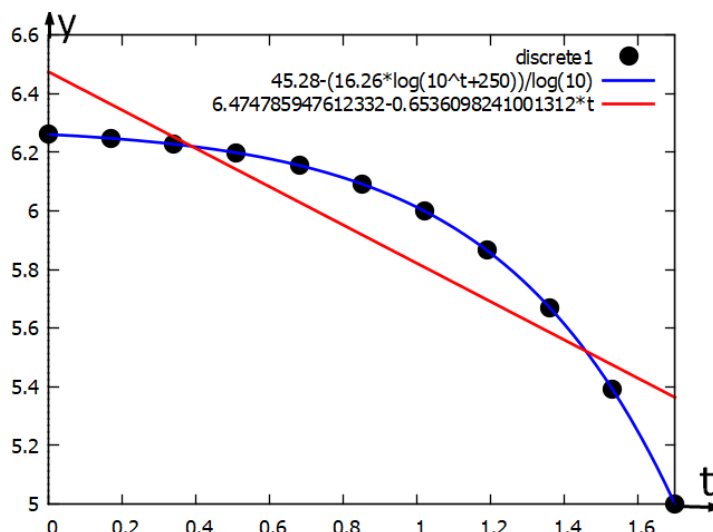


Рисунок 3.13 - Графіки цих функцій $y_1(t)$, що задана таблично та аналітично і графік функції $y_2(t)$

Обчислимо коефіцієнт детермінації R^2 . Він характеризує схожість отриманої функції $y_2(t)$ до експериментальних даних, тобто до дискретної функції $y_1(t)$. Обчислюється цей коефіцієнт за формулою

$$R^2 = \frac{\sum_{i=0}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=0}^n (y_i - \bar{y})^2},$$

де $\hat{y}_i$ - теоретичні значення функції $y_2(t)$ в точках $t = x_i, i = 0, 1, \dots, n$.

$$R^2 = 0,8094$$

Аналогічно проведемо обчислення й для інших видів зразків, результати випробувань яких наведені у роботі [174]. Результати зведемо у таблицю 3.1.

Проведемо обчислення збільшивши n , наприклад, до 1000. Результати зведемо у таблицю 3.2. Далі відрізок $[0, a]$ будемо розбивати на більшу кількість частин і дивитись до яких значень будуть прямувати параметри m_w та C_w . Результати обчислень зведемо у табл. 3.2.

Таблиця 3.1 - Результати розрахунку параметрів за допомогою методу найменших квадратів у класичному вигляді.

Тип зразка, марка стали	σ_R ,МПа	m	C	σ_{ep}	m_w	C_w	R^2
45 (1 mun)	250	16.26	45.28	300.07	0.6536	6.4748	0.809414
45 (2 mun)	204	13.04	36.67	274.53	0.7820	6.8120	0.795335
45 (4 mun)	145	6.65	20.94	246.04	0.6591	6.8142	0.791728
40X (1 mun)	274	18.69	51.91	323.36	0.6835	6.5414	0.808911
40X (3 mun)	154	7.95	23.98	246.31	0.7127	6.8490	0.792475
40X (4 mun)	159	7.70	23.03	220.75	0.5308	6.2429	0.807613

Таблиця 3.2 - Результати розрахунку параметрів при збільшенні точок апроксимації до 1000

Найменування сталі	σ_R МПа	m	C	σ_{zp}	m_w	C_w	R^2
45 (1 mun)	250	16.26	45.28	300.07	0.6193	6.4779	0.826737
45 (2 mun)	204	13.04	36.67	274.53	0.7384	6.8155	0.812388
49 (4 mun)	145	6.65	20.94	246.04	0.6236	6.8186	0.807345
40X (1 mun)	274	18.69	51.91	323.36	0.6474	6.5445	0.826363
40X (3 mun)	154	7.95	23.98	246.31	0.6738	6.8533	0.808457
40X (4 mun)	159	7.70	23.03	220.75	0.5036	6.2462	0.824095

Таблиця 3.3 - Результати розрахунку параметрів при збільшенні точок апроксимації до 3700

Кількість розбиття	m_w (МПа)	C_w
1	2	3
10	0.6536	6.4748
20	0.6368	6.4769
30	0.6310	6.4774
40	0.6280	6.4776
50	0.6262	6.4777
60	0.6250	6.4777
100	0.6226	6.4778
1000	0.6193	6.4779
2000	0.6191	6.4779
3700	0.6190	6.4779

З таблиці 3.3 видно, що зі збільшенням кількості n розбиття послідовність параметрів m_w та C_w збігається до $m_w = 0.6190$ та $C_w = 6.4779$.

Розглянемо метод перерахунку параметрів у інтегральному вигляді. Перепишемо функції (3.36) і (3.37), що витікають із степеневого рівняння та рівняння Вейбулла:

$$y_1(x) = C - m \lg(10^x + \sigma_R),$$

$$y_2(x, C_w, m_w) = C_w - m_w x.$$

Шукані параметри m_w та C_w підберемо так, щоб функція

$$f(C_w, m_w) = \int_0^a (y_2(x, C_w, m_w) - y_1(x))^2 dx$$

досягла б найменшого значення. Отримаємо екстремальну задачу визначення m_w та C_w за умови

$$\int_0^a (C_w - m_w x - C + m \lg(10^x + \sigma_R))^2 dx \rightarrow \min.$$

За необхідними умовами екстремуму $\frac{\partial f(C_w, m_w)}{\partial C_w} = 0$, $\frac{\partial f(C_w, m_w)}{\partial m_w} = 0$

прийдемо до наступної системи рівнянь

$$\begin{cases} \int_0^a (C_w - m_w x - C + m \lg(10^x + \sigma_R)) dx = 0, \\ \int_0^a (C_w x - m_w x^2 - Cx + mx \lg(10^x + \sigma_R)) dx = 0. \end{cases}$$

Після обчислення інтегралів система прийме вигляд:

$$\begin{cases} C_w - \frac{a}{2} m_w = C - \frac{m}{a} \int_0^a \lg(10^x + \sigma_R) dx, \\ C_w - \frac{2a}{3} m_w = C - \frac{2m}{a^2} \int_0^a x \lg(10^x + \sigma_R) dx. \end{cases}$$

Розв'язавши систему, знайдемо

$$m_w = \frac{12m}{a^3} I_2 - \frac{6m}{a^2} I_1. \quad (3.40)$$

та

$$C_w = \frac{6m}{a^2} I_2 - \frac{4m}{a} I_1 + C, \quad (3.41)$$

де $I_1 = \int_0^a \lg(10^x + \sigma_R) dx$, $I_2 = \int_0^a x \lg(10^x + \sigma_R) dx$.

Доведемо, що при знайдених значеннях m_w та C_w функція $f(C_w, m_w)$ досягає мінімуму. Знайдемо частинні похідні другого порядку:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial C_w^2} = 2a, \quad \frac{\partial^2 f}{\partial C_w \partial m_w} = -a^2, \quad \frac{\partial^2 f}{\partial m_w^2} = \frac{2a^3}{3}.$$

Складемо вираз

$$\Delta = \frac{\partial^2 f}{\partial C_w^2} \frac{\partial^2 f}{\partial m_w^2} - \left(\frac{\partial^2 f}{\partial C_w \partial m_w} \right)^2 = \frac{4a^4}{3} - a^4 = \frac{a^4}{3}$$

Оскільки $\Delta > 0$, то функція $f(C_w, m_w)$ за достатніми умовами екстремуму у знайдений точці має екстремум, а саме мінімум, бо $\frac{\partial^2 f}{\partial C_w^2} = 2a > 0$.

Проведемо обчислення параметрів для сталі 45 (І тип). Для цього в системі комп'ютерної математики wxMaxima [181] обчислимо визначені інтеграли (Додаток B5-B7)

$$I_1 = \int_0^a \lg(10^x + \sigma_R) dx = 4,1108, \quad I_2 = \int_0^a x \lg(10^x + \sigma_R) dx = 3,5089.$$

Обчислимо параметри: $m_w = 0,6190$ і $C_w = 6,4779$ (за рівняннями (3) і (4), наведеним у Додатку B5).

Таким чином, рівняння (3.36) та (3.37) набувають вигляду:

$$y = 45,28 - 16,26 \lg(10^x + 250), \quad y = 6,4779 - 0,6190x.$$

Графіки отриманих функцій зображено на рис. 3.14.

Зауважимо, що площі криволінійних трапецій під прямою та під кривою співпадають: $S_1 = S_2 = 10,1158$. До отриманих функцій (3.36), (3.37) знайдемо обернені функції $x = \lg\left(10^{\frac{C-y}{m}} - \sigma_R\right)$, $x = \frac{C_w - y}{m_w}$ та побудуємо їх графіки. При даних числових значеннях вони зображені на рис. 3.15.

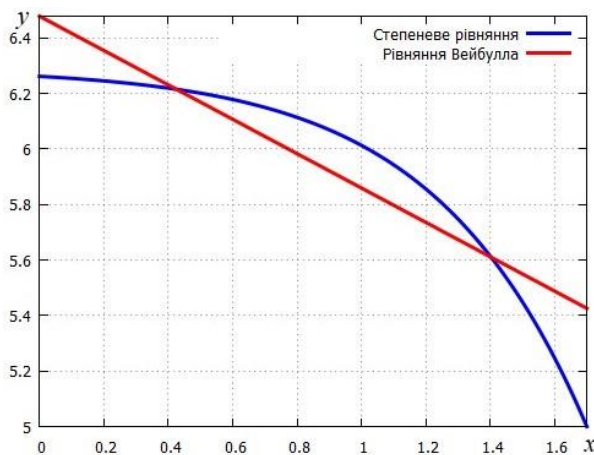


Рисунок 3.14 - Графіки функцій $y(x)$.

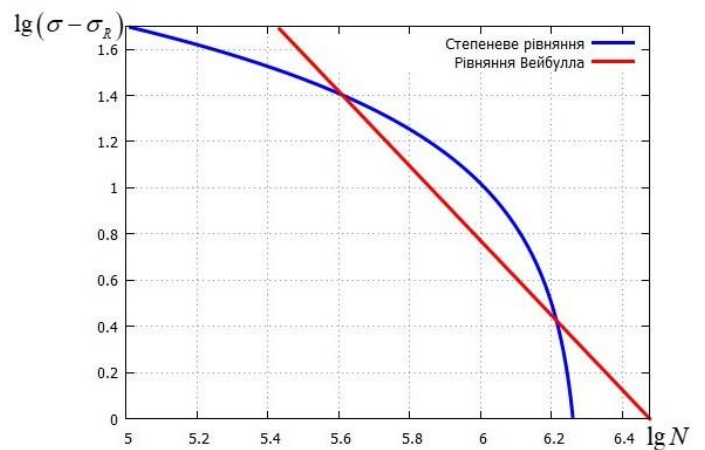


Рисунок 3.15 - Графіки обернених функцій $x(y)$ у координатах $\lg N - \lg(\sigma - \sigma_R)$.

Аналогічні обчислення проведемо для інших видів зразків, результати зведемо у таблицю 3.4. Результати дослідження показали, що розглянуті методи найменших квадратів є ефективними способами перерахунку параметрів кривих втоми. Отримані результати дозволяють будувати апроксимаційну криву втоми практично без похибок.

Результати перерахунку параметрів класичним методом найменших квадратів наближаються до результатів що отримані інтегральним методом найменших квадратів і збігаються при великій кількості розбиття відрізка $[0, a]$, в нашому прикладі $n = 3700$.

Розрахунок довів, якщо параметри m_w та C_w знаходити через параметри m_c та C_c із рівності площ $S_1 = S_2$, то отримаємо такі ж самі результати, що отримали за інтегральним методом найменших квадратів.

Таблиця 3.4 - Результати розрахунку параметрів за допомогою методу найменших квадратів у інтегральному вигляді

Найменування сталі	σ_R МПа	m	C	N_{zp} циклів	σ_{zp}	m_w МПа	C_w
1	2	3	4	5	6	7	8
45 (1 mun)	250	16.26	45.28	10^5	300.07	0.6190	6.4779
45 (2 mun)	204	13.04	36.67	10^5	274.53	0.7379	6.8154
45 (4 mun)	145	6.65	20.94	10^5	246.04	0.6231	6.8186
40X (1 mun)	274	18.69	51.91	10^5	323.36	0.6470	6.5445
40X (3 mun)	154	7.95	23.98	10^5	246.31	0.6733	6.8532
40X (4 mun)	159	7.70	23.03	10^5	220.75	0.5033	6.2462

Запропонований метод перерахунку параметрів кривих втоми доцільно використовувати при прискореній оцінці характеристик опору втоми елементів конструкції корпусу судна при його реконструкції і модернізації. При цьому послідовність їх оцінки може бути така: спочатку експериментально будують похилий ділянку кривої втоми об'єкта, апроксимуючи точки степеневим рівнянням. Далі здійснюють перерахунок параметрів степеневого рівняння в параметри рівняння Вейбулла, яке включає в себе границю витривалості. Отже, він прискорено визначається.

Розглянутий метод є подальшим розвитком методів прискореного визначення характеристик опору втоми і відрізняються від існуючих вихідними передумовами (перерахунок параметрів експериментальною кривою і використанні інтегрального метода). Його реалізація для розглянутих елементів суднових конструкцій, деталей і вузлів дозволяє експериментально з високим ступенем надійності визначати характеристики опору втоми. Оцінка точності методу проведена у Додатку Ц, де здійснено аналіз залежності величини похибки від числа випробуваних зразків, наприклад при руйнуванні 10 зразків похибка складає 2,68%, 20 – 2,15%, 30 – 1,75%, 40 – 1,7% [174].

Таким чином, запропонований прискорений метод дозволяє точно визначати характеристики опору втоми елементів суднових конструкцій, деталей машин і їх розсіювання, що підвищить точність оцінки їх довговічності і ймовірності безвідмовної роботи – основні показники, що визначають надійність судової конструкції.

3.5 Висновки за розділом 3

1. Сформована сукупність критеріїв оцінки загальної та місцевої міцності корпусу судна, яка дозволяє враховувати додаткові навантаження, що діють на корпус з боку морського середовища, та оцінювати зміни міцності суден при їх розмірної модернізації. Критерії відповідають правилам, які стандартизовані

Міжнародною асоціацією класифікаційних товариств (МАКТ) (International Association of Classification Societies (IACS)), та Регістром судноплавства.

2. Визначено вплив збільшення довжини судна при його модернізації на розрахункові навантаження. При подовженні судна до 20%, хвильова складова збільшується прямо пропорційно зростанню довжини корпусу. У той же час, на величину відносного хвильового коефіцієнта впливає початкова довжина пасажирського судна. У суден з початковою довжиною 250...270 м, відносний хвильовий коефіцієнт суден збільшується на 2,5 %, а у невеликих (до 220 м) суден коефіцієнт зростає понад 9%.

3. Визначено вплив ступеню подовження судна на показники міцності. Показано, що основними зовнішніми факторами, які впливають на поздовжню міцність корпусу при зміні довжини, є розрахункові згинальні моменти і перерізуючі сили, що виникають у поперечному перерізі. Результати кількісного аналізу (на прикладі багатьох пасажирських суден) такого впливу, які представлені в роботі, дають можливість прогнозування вплив подовження суден на розрахункові згинальні моменти та перерізуючі сили, з подальшою оцінкою міцності.

4. Виявлено, що на згинальні моменти і перерізуючі сили впливає не тільки ступінь подовження судна, а й умови експлуатації. Результати дослідження показали, що з подовженням корпусу до 1,4 відносної величини, відносні згинальні моменти на тихій воді збільшуються до 1,35 разів, а в умовах хвилювання, при перегині судна – до 1,4. При прогині судна ці моменти збільшуються до 1,4 разів. Перерізуючі сили корпусу зростають, до 1,25 разів.

5. Розроблено метод визначення граничної довжини пасажирського судна при проведенні розмірної модернізації корпусу за критерієм загальної поздовжньої міцності. Метод ґрунтується на обов'язкових нормах забезпечення міцності корпусу при прогині і перегині та мінімального моменту опору і моменту інерції перетину корпусу. Відмінна риса метода в тому, що він враховує залежність хвильового коефіцієнту і коефіцієнту загальної повноти від розмірів судна. Розрахунковий алгоритм передбачає можливість збільшення моменту опору і

моменту інерції за рахунок підкріплення існуючих елементів і в'язей в міделевій частині додаткової секції.

6. В рамках розв'язання задачі розрахунку на втомну (локальну) міцність відповідальних суднових конструкцій, удосконалено метод прискореного визначення їх характеристик. Метод відрізняється від існуючих вихідними передумовами (перерахунок параметрів експериментальною кривою і використання інтегрального метода). Його реалізація для розглянутих елементів суднових конструкцій, деталей і вузлів дозволяє експериментально з високим ступенем надійності визначати характеристики опору втомі, оцінювати границі витривалості і в подальшому – ймовірності безвідмовної роботи і довговічності елементів набору корпусу.

Результати даного розділу опубліковані у [146, 157, 162, 163, 164, 165, 166, 167, 168, 169, 170, 171, 172, 174, 175, 176, 177, 178, 179].

РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ МОРЕХІДНИХ ЯКОСТЕЙ СУДНА ПРИ ПОДОВЖЕННІ ЙОГО КОРПУСУ

4.1 Ходовість, як основний експлуатаційний показник судна

Ходовість – фундаментальна характеристика морехідних якостей судна, завдяки якій забезпечується його рух з потрібною швидкістю при мінімальному значенні потужності, яку розвивають головні двигуни [157, 182, 183, 184].

Задачі забезпечення ходовості морських суден знаходились перманентно в центрі уваги дослідників. Але сучасні методи оцінки ходовості відносяться до процесу проектування нових суден. Вони базуються на фундаментальних дослідженнях широкого кола науковців – Ногіда Л.М., Ашіка В.В., Броннікова А.В., Холтропа Д., Кулібанова Ю.М. та інші. [185-197]. Аналіз цих методів показує наступне. Вони «прив'язані» до конкретних типів суден, з їх конструктивними особливостями і функціональним призначенням, не відповідають умовам універсальності, мають недостатню точність й високе розсіювання результатів. У деяких працях – наприклад у роботах Гундобіна А.А. і Фінкеля Г.Н. – зроблено спробу визначення ходовості при розмірній модернізації судна. При цьому були застосовані методи повної потужності (формули Давидова, Ногіда Л.М). Але, ці методи мають невелику точність та можуть бути використані лише при попередніх розрахунках. У зв'язку з цим, виникає необхідність уточнити вплив розмірної модернізації на можливі зміни ходовості судна.

Ходовість описується [79-81, 96, 110, 126, 127, 198-203 203] однойменним рівнянням

$$P_{prop} = \frac{R_E v}{\eta_{prop} \eta_B \eta_{red}} = 0,514 \frac{R_E v_s}{\eta_{prop} \eta_B \eta_{red}} \leq z P_{ME} \quad (4.1)$$

де P_{prop} – пропульсивна розрахункова потужність, яка необхідна судну для забезпечення руху зі встановленою швидкістю v_s (у вузлах);

η_B – коефіцієнт корисної дії, що враховує втрати в підшипниках валопроводу;

η_{red} – коефіцієнт корисної дії, що враховує втрати енергії в редукторі.

R_E – опір руху судна в експлуатації;

v – експлуатаційна швидкість судна в м/с;

P_{ME} – номінальна (паспортна) потужність головних (тягових) двигунів (в морських круїзних лайнерах це – переважно електричні двигуни), кВт;

z – кількість головних двигунів;

η_{prop} – пропульсивний коефіцієнт судна.

Рівняння (4.1) перепишемо у вигляді зручному для подальшого аналізу

$$P_{prop} = \frac{0,514 R_{E0} v_s}{\eta_{prop0} \eta_v \eta_{red}} \frac{[\Delta R_E / R_{E0}]}{\bar{\eta}_{prop}} \leq z P_{ME},$$

де $[\Delta R_E / R_{E0}]$ – зростання (відносне) експлуатаційного опору в наслідок подовження корпусу (індекс «0» стосується початкової довжини судна),

$\bar{\eta}_{prop}$ – зменшення пропульсивного коефіцієнту в наслідок подовження корпусу, (індекс «0» стосується початкової довжини судна);

Тобто складова $[\Delta R_E / R_{E0}] / \bar{\eta}_{prop}$ ілюструє вплив зміни довжини судна на його ходовість і потребує широкого дослідження.

Рівняння (4.1) визначає вплив на пропульсивну потужності P_{prop} двох основних факторів – опору руху судна в експлуатації R_E та пропульсивного коефіцієнта η_{prop} . Зі зміною геометричних розмірів судна, і опір руху, і пропульсивний коефіцієнт змінюються, тому при розмірній модернізації судна слід обов'язково оцінити можливі зміни в ходовості модернізованого судна.

У загальноприйнятих методиках розрахунку [185-195] опору руху судна R_E використовують основні геометричні параметри корпусу судна. Перш за все, це – водотоннажність, головні розміри судна, безрозмірні коефіцієнти повноти, площа змоченої поверхні корпусу, числа Фруда і Рейнольдса.

Зміни в конструкції судна впливають на величини цих параметрів та коефіцієнтів. Розмірна модернізація передбачає обов'язкову оцінку цього впливу на опір руху судна, та відповідно на пропульсивну розрахункову потужність.

Пропульсивний коефіцієнт η_{prop} теж суттєво залежить від конструктивних параметрів корпусу судна. На нього впливають процеси гідродинамічної взаємодії

корпусу, гвинта та рушія. Розмірна модернізація впливає на кількісні значення цих коефіцієнтів, та відповідно на пропульсивну розрахункову потужність.

Таким чином, оцінка можливих змін ходовості модернізованого судна передбачає кількісну оцінку впливу зміни геометричних параметрів на опір руху R_E та пропульсивний коефіцієнта η_{prop} .

4.2 Вплив подовження судна на опір руху

4.2.1 Вплив подовження на водотоннажність судна

Водотоннажність судна є ключовою техніко-експлуатаційною характеристикою, що здійснює безпосередній вплив на його основні морехідні якості – плавучість, ходовість, маневреність і остійність. Тому виникає необхідність дослідження способів оцінки зміни водотоннажності при проведенні розмірної модернізації.

Розглянемо найпоширеніший вид розмірної модернізації, що характеризується найнижчою собівартістю робіт – додавання циліндричної вставки в області мідель-шпангоута рис. 4.1, і визначимо нову довжину судна [157, 202, 204]

$$L = L_0 + \Delta L,$$

де L_0 – початкова довжина судна,

ΔL – довжина додаткової секції (циліндричної вставки).

Подовження судна призводить до змін основних його конструктивних параметрів. У таблиці 4.1 наведено основні конструктивні параметри суден, які можуть розглядатися як потенційно схильні до модернізації.

Додаткова циліндрична вставка може здійснювати на загальну водотоннажність судна V двоякий вплив: збільшує її завдяки додатковому об'єму вставки довжиною ΔL , і зменшує її завдяки виникненню додаткової плавучості, яка зменшує початкову осадку d_0 (рис. 4.1-4.2).

Таблиця 4.1 - Основні конструктивні параметри круїзних лайнерів

Судно	Номер IMO	Гросс - тоннаж GT	Водо- тоннажність (вагова), т	Довжина максимальна, м	Довжина між перпенди- кулярами, м	Ширина м	Осадка м
«Pride of America»	9209221	80349	45400	287,5	259,1	32,2	8,0
«Seabourn Odyssey»	9417086	31650	16700	198,1	169,2	24,0	6,1
«AIDA»	9112789	38531	32100	193,0	181,9	27,6	8,0
«Birka Paradise»	9273727	34728	34728	177,0	154,8	28,0	6,6
«Color Fantasy»	9278234	75000	18250	223,7	202,7	35,0	7,0
«Fram»	9370018	11700	27400	113,7	99,2	20,2	5,0
«MSC Opera»	9250464	75600	47400	251,0	231,2	28,8	6,6
«Viking star»	9650418	47842	25509	228,1	193,5	28,8	6,45
«Caribbean Princes»	9278234	112894	55269	290,0	242,2	36,0	8,45
проект 1881	-	48987	28492	202,8	192,0	27,9	8,8

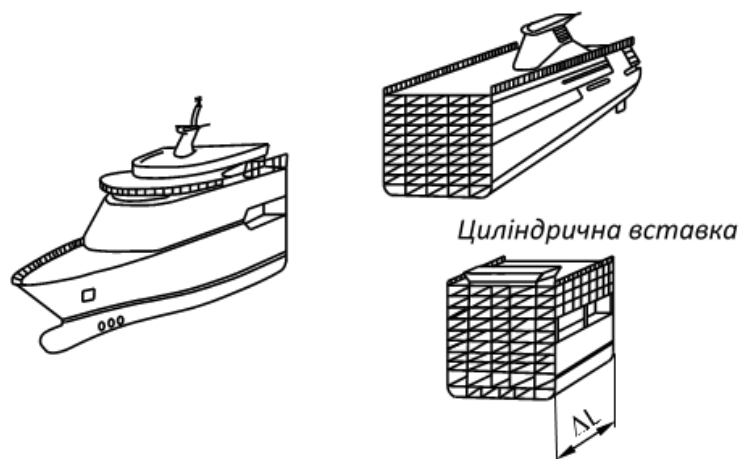


Рисунок 4.1 - Вставка додаткової секції в районі мідель-шпангоуту пасажирського судна

Це знайшло відображення у виразі для об'ємної водотоннажності, в перше така ідея була запропонована в методах Гундобіна-Фінкеля і удосконалена в [157]

$$V = V_0 + V_{L_0 \rightarrow L} - V_{d_0 \rightarrow d}, \quad (4.2)$$

де V_0 – початкова водотоннажність судна, м^3 ;

$V_{L_0 \rightarrow L}$ – об'єм (додаткова водотоннажність), що вносить циліндрична вставка при подовженні судна, при новій осадці d , м^3 ;

$V_{d_0 \rightarrow d}$ – зміна (втрата) об'єму судна за рахунок збільшення надводного борту (зменшення осадки), м^3 .

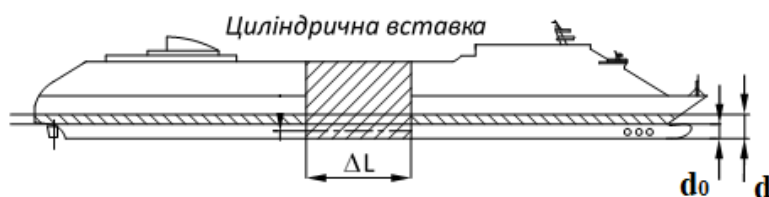


Рисунок 4.2 - Влив подовження судна на зміну його осадки

Об'єм $V_{d_0 \rightarrow d}$ залежить від висоти надводного борту судна, мінімальне значення якого визначається Міжнародною Конвенцією з вантажної марки 1966 р. (International Convention on Load line 1966) [129], яка унормовує значення мінімальної висоти борта F_{min} в залежності від довжини судна (Додаток Д1).

Процедура розрахунку водотоннажності судна згідно залежності (4.2) може бути застосована для тих суден, які мають висоту надводного борту F згідно вимог Конвенції [129, 202, 205, 206], тобто для суден з незначним надводним бортом, до яких можна віднести деякі транспортні судна і пасажирські судна прибережного плавання – невеликої довжини і водотоннажності.

Для конструкції морських пасажирських суден характерна наявність надлишкового надводного борту F , що значно перевищує вимоги Конвенції [206] до цього мінімального значення $F > F_{min}$. Це змінить методику розрахунку наступним чином, оскільки збільшення довжини судна L при наявності надводного борту F , який значно перевищує вимоги Конвенції [129, 185, 205, 206], не буде приводити до обов'язкової зміни осадки d , тобто у рівнянні (4.2) зміна (втрата) об'єму судна за рахунок збільшення надводного борту $\Delta_{d_0 \rightarrow d}$ буде зведено до нуля (Додаток Д1).

Таким чином процедура щодо визначення водотоннажності пасажирського судна при збільшенні розмірів приймає наступний вигляд:

$$V = V_0 + V_{L_0 \rightarrow L} . \quad (4.3)$$

Вираз для визначення $V_{L_0 \rightarrow L}$ запропоновано в методі Гундобіна-Фінкеля [157]

$$V_{L_0 \rightarrow L} = C_{M d_0} B d \Delta L . \quad (4.4)$$

і як підсумок – рівняння для визначення нової водотоннажності для пасажирського судна зі збільшенням розмірів корпусу

$$V = V_0 + C_{M_0} B d \Delta L , \quad (4.5)$$

На рис. 4.3 показані результати розрахунку об'ємної водотоннажності круїзних лайнерів: «Pride of America», «AIDA», «Birka Paradise», «Color Fantasy», «Fram», «MSC Opera», «Seaborne Odissey», «Viking star», «Проект 1881» (табл 4.1) при збільшенні довжини судна $L = L_0 + \Delta L$ за рахунок циліндричної вставки (рис. 4.1 і рис. 4.2). Водотоннажність суден при подовженні збільшується за лінійним законом. Графіки показують, що для суден з більшою початковою довжиною характерно більше значення кутового коефіцієнту, тобто швидше зростає водотоннажність зі збільшення довжини судна.

На рис. 4.4 представлені результати дослідження залежності водотоннажності від величини подовження судна у відносних координатах, з яких випливає, що збільшення відносної довжини судна на 10%, 20%, 30%, призводить до зростання водотоннажності, розглянутої групи лайнерів, на 15%...20%, 20%...30%, 45%...60%, 60%...75%.

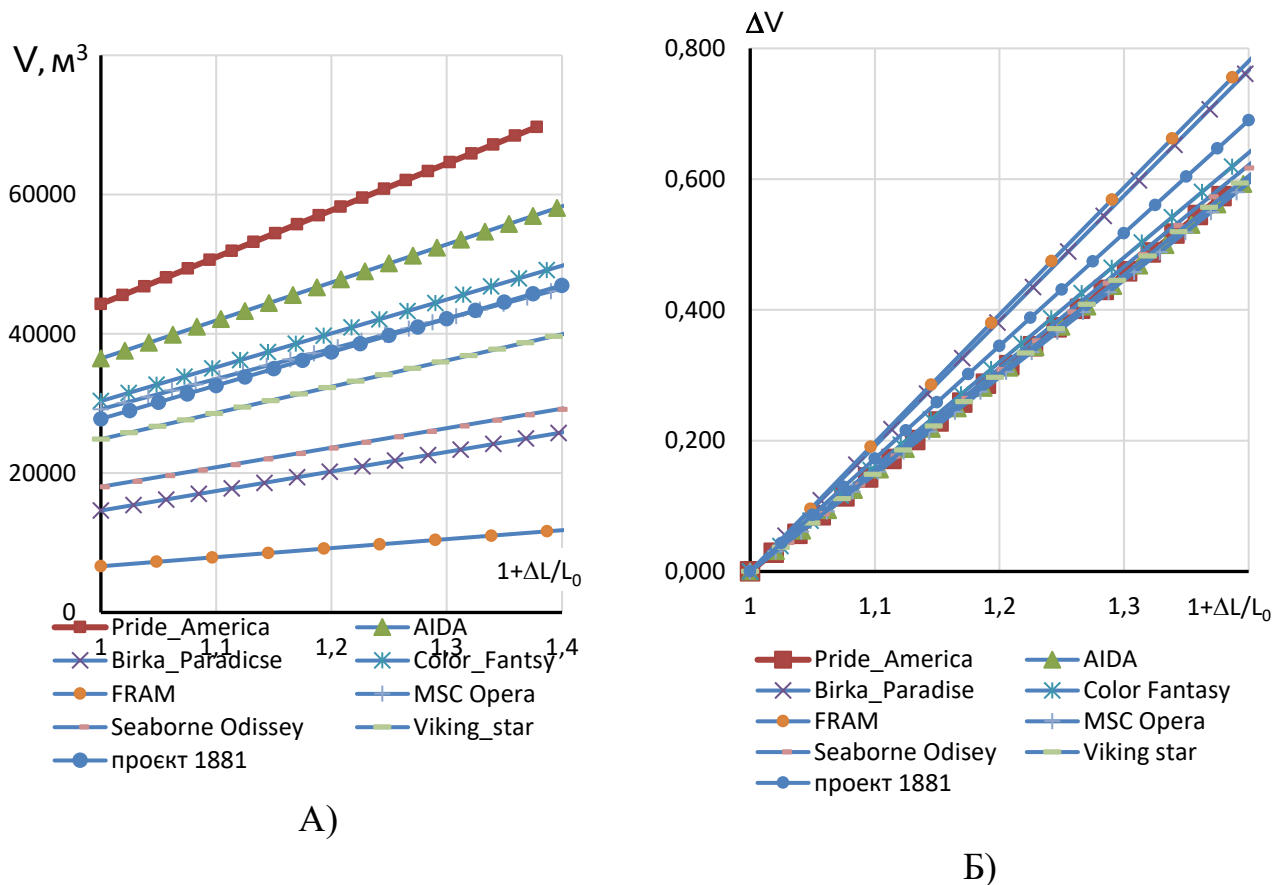


Рисунок 4.3 - Графік залежності об'ємної водотоннажності V (у абсолютних А) і відносних Б) одиницях) від відносної довжини L/L_0 ($(L_0 + \Delta L)/L_0$) суден, вказаних в табл. 4.1.

4.2.2 Вплив подовження судна на безрозмірні коефіцієнти повноти

Результати дослідження водотоннажності дають можливість врахувати їх при оцінюванні ходовості судна – визначенні коефіцієнта попутного потоку, безрозмірних коефіцієнтів повноти, метацентричної висоти подовженого судна і при використанні рівняння мас.

В процедуру розрахунку показників морехідних якостей судна [26, 110, 111, 126, 129, 130, 157] входять, як одні з основних вхідних параметрів, безрозмірні коефіцієнти повноти корпусу судна: загальної повноти; повноти мідель-шпангоута; повноти площі ватерлінії; повздовжньої повноти.

Зміни в конструкції судна впливають на величини цих коефіцієнтів, та відповідно – на розрахунковий опір корпусу судна, пропульсивну установку, ефективність роботи стернового пристрою, розрахункові значення навантажень на корпус судна.

Проведемо оцінку впливу подовження судна на безрозмірні коефіцієнти повноти. Коефіцієнт загальної повноти судна, що визначається за відомою формулою [26, 157, 202, 204] для початкової довжини судна і після подовження

$$c_{b0} = \frac{D_0 10^3}{\rho B_0 L_0 d_0}, \quad c_b = \frac{D 10^3}{\rho B_0 L d'}$$

де D_0, D – водотоннажність (вагова) до і після подовження судна, т;

ρ – густина морської води, т/м³;

B_0 – ширина судна, м;

L_0, L – довжина судна до і після подовження, м;

d_0, d – осадка судна до і після подовження, м.

Зміну коефіцієнта загальної повноти можна представити у вигляді [157]

$$C_b = C_{b0} + \Delta C_b, \quad (4.6)$$

де ΔC_b – поправка, що враховує зміну коефіцієнту повноти внаслідок зміни довжини судна, яку можливо розрахувати з урахувань викладених попередньо думок

$$\Delta C_b = C_b - C_{b0} = \frac{10^3}{\rho B_0} \left(\frac{D}{Ld} - \frac{D_0}{L_0 d_0} \right). \quad (4.7)$$

Цей вираз перепишеться у вигляді, спираючись на формулу $L = L_0 + \Delta L$

$$\begin{aligned} \Delta C_b &= \frac{10^3}{\rho B_0} \left(\frac{D}{(L_0 + \Delta L)d} - \frac{D_0}{L_0 d_0} \right) = \frac{10^3}{\rho B_0} \left(\frac{D}{(L_0 + \Delta L)d} - \frac{D_0}{L_0 d_0} \right) = \\ &= \frac{10^3}{\rho B_0 L_0} \left(\frac{D}{(1 + \Delta L/L_0)d} - \frac{D_0}{d_0} \right) \end{aligned}$$

Тоді рівняння (4.7) приводиться до вигляду

$$C_b = C_{b_0} + \Delta C_b = C_{b_0} + \frac{10^3}{\rho B_0 L_0} \left(\frac{D}{(1 + \Delta L/L_0) d} - \frac{D_0}{d_0} \right).$$

Виражаючи водотоннажність D через об'ємну водотоннажність V –

$D = V\rho/10^3$, та з урахуванням попередньої залежності (4.4) отримаємо рівняння

$$\begin{aligned} C_b &= C_{b_0} + \frac{1}{B_0 L_0} \left(\frac{V_0 + \Delta V}{(1 + \Delta L/L_0) d} - \frac{V_0}{d_0} \right). \\ C_b &= C_{b_0} + \frac{1}{B_0 L_0} \left(\frac{V_0 + C_{M0} B d_0 \Delta L}{(1 + \Delta L/L_0) d} - \frac{V_0}{d_0} \right). \end{aligned} \quad (4.8)$$

Визначення інших безрозмірних коефіцієнтів повноти будемо проводити з застосуванням кореляційних залежностей, що застосовуються в відомому методі Холтропа і Менена (J. Holtrop, G.J. Mennen) розрахунку буксирувального опору судна [157, 185, 204, 185-216].

Коефіцієнт повноти мідель-шпангоута визначається за виразом [157, 185-187, 196, 202, 216]

$$C_M = 0,977 + 0,085(C_b - 0,6) = 0,085C_b + 0,946,$$

який з урахування (4.8), буде визначатись за запропонованим виразом [157]

$$C_M = 0,085 \left[C_{b_0} + \frac{1}{B_0 L_0} \left(\frac{V_0 + C_{M0} B d_0 \Delta L}{(1 + \Delta L/L_0) d} - \frac{V_0}{d_0} \right) \right] + 0,946 \quad (4.9)$$

Коефіцієнт повноти площі ватерлінії розраховується за формулою [157, 185-187, 195-197]

$$C_{WL} = 0,706 + 0,825(C_b - 0,6) = 0,825C_b - 0,211$$

В результаті отримуємо рівняння для визначення коефіцієнту повноти площі ватерлінії [157]

$$C_{WL} = 0,085 \left[C_{b_0} + \frac{1}{B_0 L_0} \left(\frac{V_0 + C_{M0} B d_0 \Delta L}{(1 + \Delta L/L_0) d} - \frac{V_0}{d_0} \right) \right] - 0,946 \quad (4.10)$$

Через розраховані коефіцієнти C_b і C_M можна розрахувати коефіцієнт повздовжньої повноти, $C_P = \frac{C_b}{C_M}$ тобто [157]

$$C_P = \frac{C_{b_0} + \frac{1}{B_0 L_0} \left(\frac{V_0 + C_{M0} B d_0 \Delta L}{(1 + \Delta L/L_0) d} - \frac{V_0}{d_0} \right)}{0,085 \left[C_{b_0} + \frac{1}{B_0 L_0} \left(\frac{V_0 + C_{M0} B d_0 \Delta L}{(1 + \Delta L/L_0) d} - \frac{V_0}{d_0} \right) \right] - 0,211} \quad (4.11)$$

Отримані рівняння (4.8)-(4.11) дозволяють дослідити зміни коефіцієнтів повноти корпусу, результати яких показані на рис. 4.4 - рис. 4.7, для зазначених суден, які розглядаються як прийнятні кандидати для проведення розмірної модернізації шляхом одномірного збільшення довжини L/L_0 $(1 + \Delta L)/L_0$ з додаванням циліндричної вставки. Значення коефіцієнтів C_b , C_M , C_{WL} , C_P змінюються нелінійно, відхилення розрахункових величин від початкових значень C_{b0} , C_{M0} , C_{WL0} , C_{P0} при зростанні довжини корпусу $0\% \leq \Delta L/L_0 \leq 40\%$ склало:

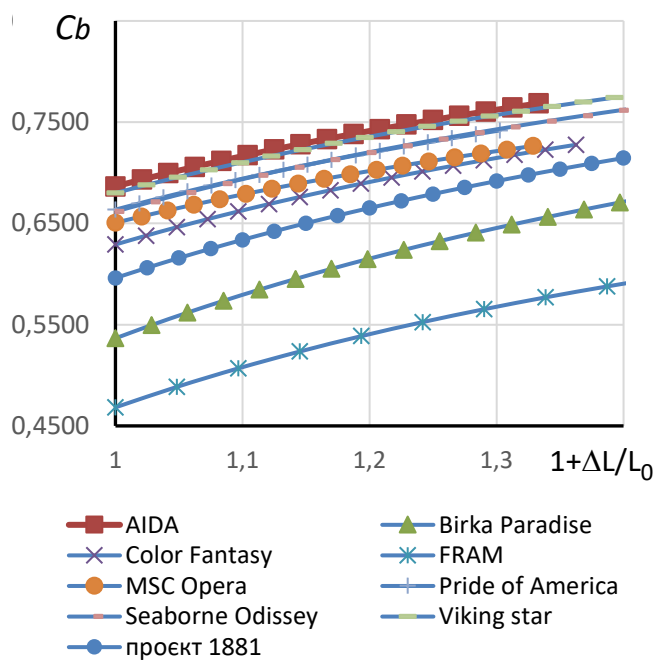


Рисунок 4.4 - Графік зміни коефіцієнта загальної повноти в залежності від зміни довжини судна

– лайнер «AIDA»

$$0\% \leq \Delta C_b/C_{b0} \leq 14\%$$

$$0\% \leq \Delta C_M/C_{M0} \leq 0,8\%$$

$$0\% \leq \Delta C_{WL}/C_{WL0} \leq 10,2\%$$

$$0\% \leq \Delta C_p/C_{p0} \leq 13,0\%$$

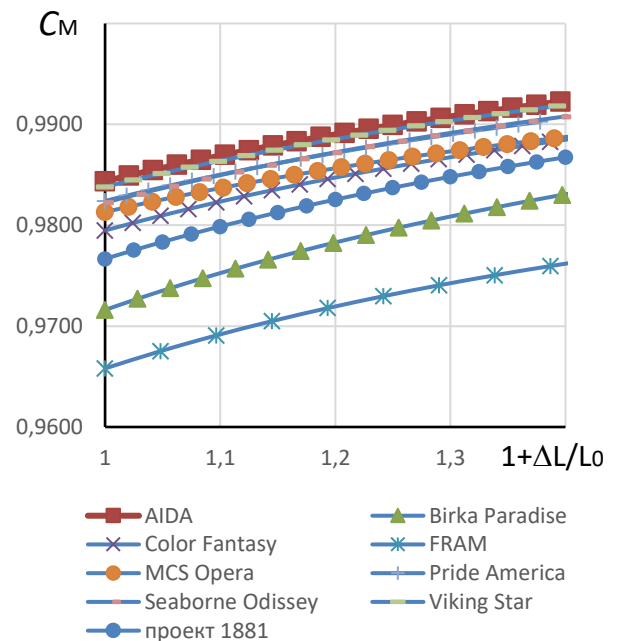


Рисунок 4.5 - Графік зміни коефіцієнта повноти мідель-шпангоута в залежності від зміни довжини судна

– лайнер «Birka Paradise»

$$0\% \leq \Delta C_b/C_{b0} \leq 26\%$$

$$0\% \leq \Delta C_M/C_{M0} \leq 1,2\%$$

$$0\% \leq \Delta C_{WL}/C_{WL0} \leq 17,7\%$$

$$0\% \leq \Delta C_p/C_{p0} \leq 24,7\%$$

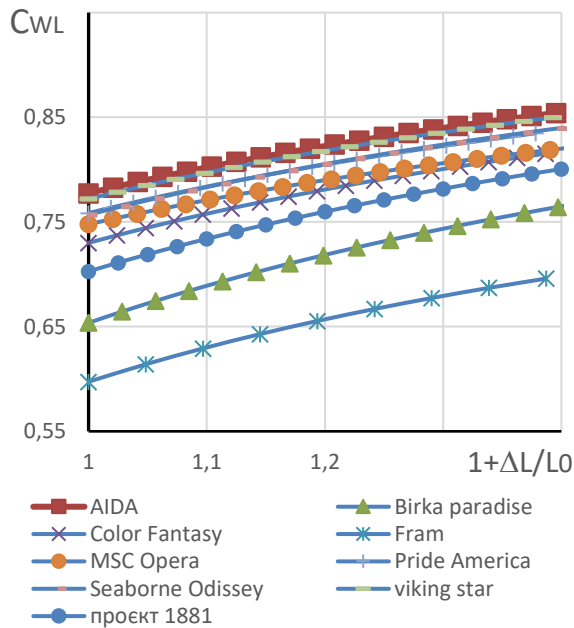


Рисунок 4.6 - Графік зміни коефіцієнта повноти площі ватерлінії в залежності від зміни довжини судна

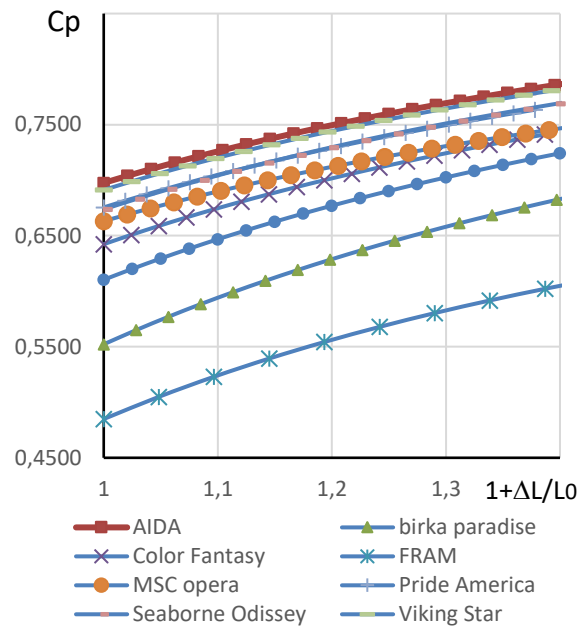


Рисунок 4.7 - Графік зміни коефіцієнта повздовжньої повноти в залежності від зміни довжини судна

– лайнер «Color Fantasy»

$$0\% \leq \Delta C_b / C_{b0} \leq 16\%$$

$$0\% \leq \Delta C_M / C_{M0} \leq 0,8\%$$

$$0\% \leq \Delta C_{WL} / C_{WL0} \leq 11,6\%$$

$$0\% \leq \Delta C_p / C_{p0} \leq 15,4\%$$

– лайнер «MSC Opera»

$$0\% \leq \Delta C_b / C_{b0} \leq 13,7\%$$

$$0\% \leq \Delta C_M / C_{M0} \leq 0,7\%$$

$$0\% \leq \Delta C_{WL} / C_{WL0} \leq 9,8\%$$

$$0\% \leq \Delta C_p / C_{p0} \leq 12,8\%$$

– лайнер «Seaborne Odissey»

$$0\% \leq \Delta C_b / C_{b0} \leq 15,8\%$$

$$0\% \leq \Delta C_M / C_{M0} \leq 0,91\%$$

$$0\% \leq \Delta C_{WL} / C_{WL0} \leq 11,4\%$$

$$0\% \leq \Delta C_p / C_{p0} \leq 14,8\%$$

– лайнер «Fram»

$$0\% \leq \Delta C_b / C_{b0} \leq 27\%$$

$$0\% \leq \Delta C_M / C_{M0} \leq 1,1\%$$

$$0\% \leq \Delta C_{WL} / C_{WL0} \leq 17,8\%$$

$$0\% \leq \Delta C_p / C_{p0} \leq 26,2\%$$

– лайнер «Pride of America»

$$0\% \leq \Delta C_b / C_{b0} \leq 13,9\%$$

$$0\% \leq \Delta C_M / C_{M0} \leq 0,79\%$$

$$0\% \leq \Delta C_{WL} / C_{WL0} \leq 10,4\%$$

$$0\% \leq \Delta C_p / C_{p0} \leq 13,0\%$$

– лайнер «Viking star»

$$0\% \leq \Delta C_b / C_{b0} \leq 14,4\%$$

$$0\% \leq \Delta C_M / C_{M0} \leq 0,85\%$$

$$0\% \leq \Delta C_{WL} / C_{WL0} \leq 10,5\%$$

$$0\% \leq \Delta C_p / C_{p0} \leq 13,5\%$$

– лайнер проекту 1881

$$0\% \leq \Delta C_b / C_{b0} \leq 19,8\%$$

$$0\% \leq \Delta C_M / C_{M0} \leq 0,10\%$$

$$0\% \leq \Delta C_{WL} / C_{WL0} \leq 13,9\%$$

$$0\% \leq \Delta C_p / C_{p0} \leq 18,6\%$$

Отримані рівняння (4.8) - (4.11) показують вплив розмірної модернізації на коефіцієнти повноти корпусу судна C_b , C_M , C_{WL} , C_p (рис. 4.4.-4.7), що позначається на величині буксирувального опору і навантажень, які забезпечують поздовжню міцність корпусу [157].

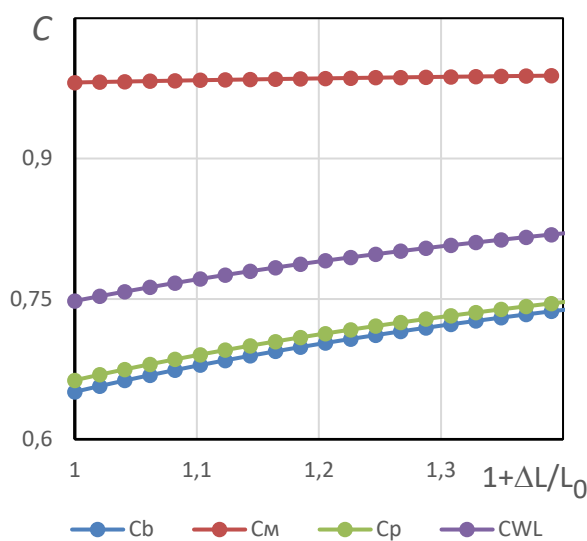


Рисунок 4.8 - Графік, який відображає структуру змін безрозмірних коефіцієнтів повноти при подовженні корпусу на прикладі лайнеру «MSC Opera»

Аналіз впливу подовження судна на коефіцієнти повноти корпусу дозволив виявити основні тенденції у їх змінах. Найбільших змін зазнає коефіцієнт C_b , його значення можуть збільшуватись до 26% при зростанні довжини корпусу до 40% (рис. 4.5), при цьому чим менша початкова довжина тим більше зростання цього коефіцієнту. Найменше змінюється коефіцієнт C_M – він зростає до 1,0%. Це пояснюється мінімальним впливом на нього довжини судна, і залежністю від поперечного перетину мідель-шпангоуту, що є незмінним.

Проілюструємо на прикладі, круїзного судна «MSC Opera» структуру змін коефіцієнтів повноти. Залежності цих коефіцієнтів від зміни довжини судна (за результатами аналізу рис. 4.8. Коефіцієнт повноти мідель-шпангоута можна вважати незмінним, його зростанням до 0,7% можна знехтувати і вважати його графік паралельним осі абсцис. Інші коефіцієнти змінюються синхронно, їх графіки

можна вважати еквідистантними кривими, діапазон їх змін – від 9% до 13%. Аналогічна структура змін притаманна і решті лайнерів.

4.2.3 Вплив розмірної модернізації на буксирувальний опір судна

Опір руху судна в умовах експлуатації R_E визначається як [127]

$$R_E = K_E R, \quad (4.12)$$

де K_E – експлуатаційна надбавка, яка враховує збільшення буксирувальної потужності і опору в умовах експлуатації, що викликаються фактичними умовами експлуатації – корозія і обростання підводної частини корпусу, хвилювання моря, течія і вітер. Вона показує на відмінність між обставинами приймально-здатних випробувань (свіжопофарбований корпус, глибока вода, відсутність течій, вітра, хвилювань моря) і реальної експлуатації;

R – опір судна зі свіже фарбованим корпусом за умови приймально-здатних випробувань.

Визначення ходовості ґрунтується на дослідженні опору судна в експлуатації R_E і його складової – опору судна зі свіже фарбованим корпусом за умови приймально-здатних випробувань R , який розраховується як сума складових [110, 111, 127, 128, 130-132, 202-230]

$$R = R_F + R_{VP} + R_W + R_{AP} + R_A + R_{AA}, \quad (4.13)$$

де R_F – опір тертя, кН;

R_{VP} – опір форми, кН;

R_W – хвильовий опір, кН;

R_{AP} – опір виступних частин корпусу, кН;

R_A – опір шорсткостей, кН;

R_{AA} – повітряний опір, кН.

Ґрунтуючись на теорії гідродинамічної подібності і засобам моделювання руху судна, опір розраховується за класичним рівнянням [127]

$$R = C \frac{\rho v^2}{2} \Omega \quad (4.14)$$

де C – безрозмірний коефіцієнт буксирувального опору;

ρ – густина морської води;

v – швидкість судна;

Ω – площа змоченої поверхні, m^2 .

Безрозмірний коефіцієнт C залежить від розмірів і форми корпусу, чисел Фруда (Fr) і Рейнольдса (Re) і містить в собі складові аналогічні рівнянню (4.13) [127]: C_F – коефіцієнт опору тертя; C_{VP} – коефіцієнт опору форми; C_W – коефіцієнт хвильового опору; C_{AP} – коефіцієнт опору виступних частин корпусу; C_A – коефіцієнт опору шорсткостей; C_{AA} – коефіцієнт повітряного опору.

$$C = C_F + C_{VP} + C_W + C_{AP} + C_A + C_{AA}, \quad (4.15)$$

В сучасній розрахунковій практиці коефіцієнт тертя визначається за виразом [127]

$$C_F = C_{F0} + C_{FC}, \quad (4.16)$$

де C_{F0} – коефіцієнт опору еквівалентної гладкої пластини, визначається за формулою Прандля-Шліхтинга [127];

C_{FC} – добавка до C_{F0} , яка дозволяє враховувати просторовий характер обтікання корпусу судна, тобто переводить тертя гладкої пластини до тертя просторового тіла (корпусу). За звичай ця добавка складає $C_{FC} \leq 0,05C_{F0}$ [127]

Якщо в рівняннях (4.14) і (4.15) виокремити коефіцієнт C_W , коефіцієнт опору форми C_{VP} і добавку C_{FC} , то отримаємо коефіцієнт остаточного опору

$$C_R = C_{VP} + C_W + C_{FC}, \quad (4.17)$$

Це дає можливість формулу (4.14) перетворити до вигляду

$$C = C_{F0} + C_R + C_{AP} + C_A + C_{AA}, \quad (4.18)$$

Універсального методу розрахунку буксирувального опору поки що не створено – всі ці методи мають різноманітне розсіювання похибок. В теперішній час широкого розповсюдження отримали методи наближеного розрахунку буксирувального опору, які ґрунтуються на результатах випробувань великої кількості моделей і реальних суден конкретного типу [127, 185-187, 202].

В новітній практиці проектування суден використовуються три основних групи методів розрахунку буксирувального опору [127, 202]:

- повного опору або потужності;

- залишкового опору або хвильового опору,
- перерахунку залишкового опору з прототипу.

Методи, що утворюють першу групу (Папмеля, Ейра, адміралтейських коефіцієнтів, Дайсона та інші) мають найменшою точністю і зазвичай застосовуються на початку проектування. До другої групи відносять методи на основі досліджень японської суднобудівної асоціації, інституту суднобудування (Токіо), а також Тейлора. Вони дають більш високу точність по відношенню до результатів натурних експериментів. Третя група (Гірса, Дубровіна) поєднує методи випробувань суден з близькими значеннями обводів між прототипом і судном, що проектується [127, 202].

Для визначення коефіцієнта буксирувального опору використаємо дослідження [127], що ґрунтуються на методах другої групи, для яких характерно застосування розділення опору корпусу на опір тертя R_F і залишкове тертя.

Сила залишкового тертя залежить від коефіцієнта [127]

$$C_R = C_R(C_b)k_{L/B}k_{d/B}, \quad (4.19)$$

де $C_R(C_b)$ – значення коефіцієнта залишкового опору судна-прототипу стандартної серії [127], який визначається за конкретними значеннями коефіцієнта повноти C_b і числа Фруда;

$k_{L/B}$ – коефіцієнт впливу невідповідності відношення L/B для судна, яке модернізується, і судна стандартної серії пасажирських суден;

$k_{d/B}$ – коефіцієнт впливу невідповідності відношення d/B для судна, яке модернізується, і судна стандартної серії пасажирських суден.

Для визначення величини надбавок C_A , що враховують опір шорсткостей, і коефіцієнтів опору виступних частин C_{AP} , використано рекомендації табл. 1.4. і табл. 1.5 [127]. Коефіцієнт впливу опору повітря вибирається згідно рекомендацій [204].

Для розрахунку буксирувального опору, відповідно до (4.13), необхідно також оцінити площу змоченої поверхні корпусу Ω . Існує достатня кількість методів, які дозволять визначити цю площу (з похибкою в межах 2...4%) за теоретичними кресленнями судна. Стосовно морських транспортних і

пасажирських суден заслуговує уваги формула В. Семеки, яка тісно корелюється з практичними розрахунками площі Ω , і подається у вигляді [127]

$$\Omega = 1,03 (L_0 + \Delta L) d \left(2 + 1,37(C_b - 0,274) \frac{B}{d} \right) \quad (4.20)$$

де C_b – коефіцієнт повноти корпусу.

Таким чином, залишковий коефіцієнт C_R , який розраховується за рівнянням (4.18), враховує зміни довжини судна і за залежністю (4.17) обчислює нове значення коефіцієнту буксирувального опору, який, поряд з новим значення площі змоченої поверхні (формула (4.19)), за рівністю (4.13) визначає буксирувальний опір судна збільшеної довжини.

Як приклад, на рис. 4.9 проілюстровано вплив збільшення довжини судна на: буксирувальний опір R (А); відносний буксирувальний опір $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ (Б); абсолютне зростання буксирувального опору ΔR (В); відносне зростання опору $\Delta R/R$ (Г) по відношенню до опору судна до модернізації.

Аналогічні розрахунки було проведено для всіх суден (які можуть розглядатись як потенційні кандидати для модернізації), представлених у табл. 4.1. (див. Додаток Д2). Аналіз результатів показує наступне. При додаванні циліндричної вставки, спостерігається очевидне зростання буксирувального опору. Головною причиною цього є збільшення опору тертя і хвильового опору. Найбільші темпи зростання опору ΔR характерні для більших довжин вставки. Циліндричні вставки довжиною до 10 м призводять зростання опору на 2%...5% [202].

Оцінити вплив збільшення довжини судна на зміни величини буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ доцільно представити у відносних координатах. На рис. 4.9 Б (та на відповідних рисунках у Додатку Д2) показано, що зростання відносного опору $\bar{R}$ в залежності від відносної довжини судна $\bar{L}$ добре корелюються з лінійними залежностями. При швидкості ходу судна у 22 вузли спостерігається найбільше зростання відносного опору у порівнянні зі швидкістю в 10 вузлів. Наприклад, при максимальному подовженні $\bar{L}$ на 25%...27% відносний опір

збільшуються від 12,1% («Seaborne Odissey») до 19,7% (проект 1881). Це обумовлено зростанням опору тертя та хвильової складової загального опору руху.

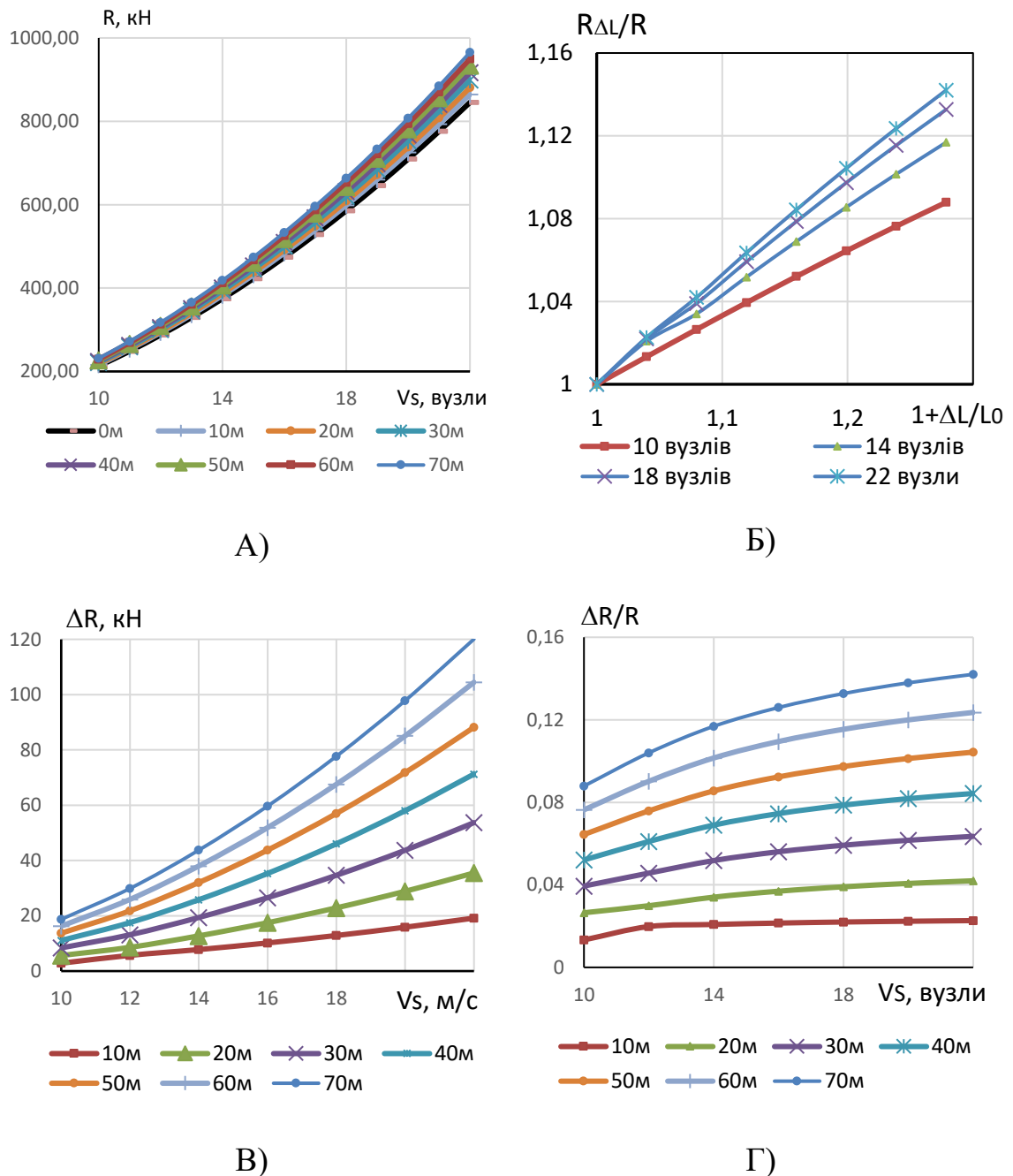


Рисунок 4.9 - Результати дослідження лайнера «*MSC Opera*»

при подовженні його корпусу: А) буксирувального опору R ; Б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ в залежності від зростання відносної його довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$, В) абсолютного зростання буксирувального опору ΔR по відношенню до опору судна до модернізації; Г) відносного зростання буксирувального опору $\Delta R/R$ по відношенню до опору судна до модернізації

Отже, проведені дослідження дають можливість оцінити опір руху судна в умовах експлуатації за виразом (4.12), який є складовою пропульсивної потужності за рівнянням (4.1), тобто в подальшому – здійснити прогноз щодо забезпечення ходовості згідно експлуатаційних характеристик судна.

4.3 Метод розрахунку впливу подовження на пропульсивний коефіцієнт

4.3.1 Вплив подовження судна на коефіцієнти гідродинамічної взаємодії корпусу, гвинта та двигуна

Гідродинамічна ефективність пропульсивного комплексу згідно рівняння (4.18) визначається пропульсивним коефіцієнтом η_{prop} – коефіцієнтом корисної дії пропульсивного комплексу.

Пропульсивний коефіцієнт η_{prop} , вказує на ефективність витрати енергії в ньому, розраховується за відомою залежністю [77, 127, 202, 204, 207-236]

$$\eta_{prop} = \eta_k \eta_{ГВ} = \eta_{k0} \eta_{ГВ0} \overline{\eta_k} \overline{\eta_{ГВ}}, \quad (4.21)$$

де η_k – коефіцієнт впливу корпусу, індекс «0» – для неподовженого судна;

$\eta_{ГВ}$ – к.к.д. гребного гвинта у вільній воді,

$\overline{\eta_k}$, $\overline{\eta_{ГВ}}$ – коефіцієнти зменшення («погіршення») коефіцієнт впливу корпусу і к.к.д. гребного гвинта у вільній воді внаслідок подовження.

На величину коефіцієнта впливу корпусу η_k суттєво впливає характер гідродинамічної взаємодії корпусу, гвинта та двигуна. Він розраховується [127, 203, 204] за співвідношенням

$$\eta_k = \frac{1}{i_Q} \frac{1-t}{1-W_t}, \quad (4.22)$$

де i_Q – коефіцієнт неоднорідності попутного потоку (приймається [127] $i_Q = 1$);

t – коефіцієнт засмоктування;

W_t – коефіцієнт розрахункового попутного потоку.

Як свідчить конструкторська і дослідницька практика проектування транспортних і пасажирських суден при визначенні коефіцієнтів гідродинамічної

взаємодії η_k , t , W_t і i_Q отримують за даними випробувань, що здійснюються в дослідних басейнах [126-128]. На стадії проектування або модернізації можна застосовувати залежності, які отримані за результатами статистичної обробки великої кількості дослідних даних серії моделей різних типів суден [202, 204].

Коефіцієнт розрахункового попутного потоку W_T для транспортних і пасажирських суден має вигляд (формула Папмеля Е.Е.) [204]

$$W_T = 1,165 \ C_b^z \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D_{\text{ГВ}}}} - \Delta W_T, \quad (4.23)$$

де $D_{\text{ГВ}}$ – діаметр гребного гвинта, м;

z – кількість гребних гвинтів,

ΔW_T – коефіцієнт хвильового набігаючого потоку (враховується при числах Фруда

$\Delta W_T = 0,1(Fr - 0,2)$, більших ніж 0,2.

Вплив подовження судна на коефіцієнт розрахункового попутного потоку (4.29) показано у абсолютних W_T (на рис. 4.10 А) та відносних $\bar{W}_T$ (на рис. 4.10 Б) одиницях.

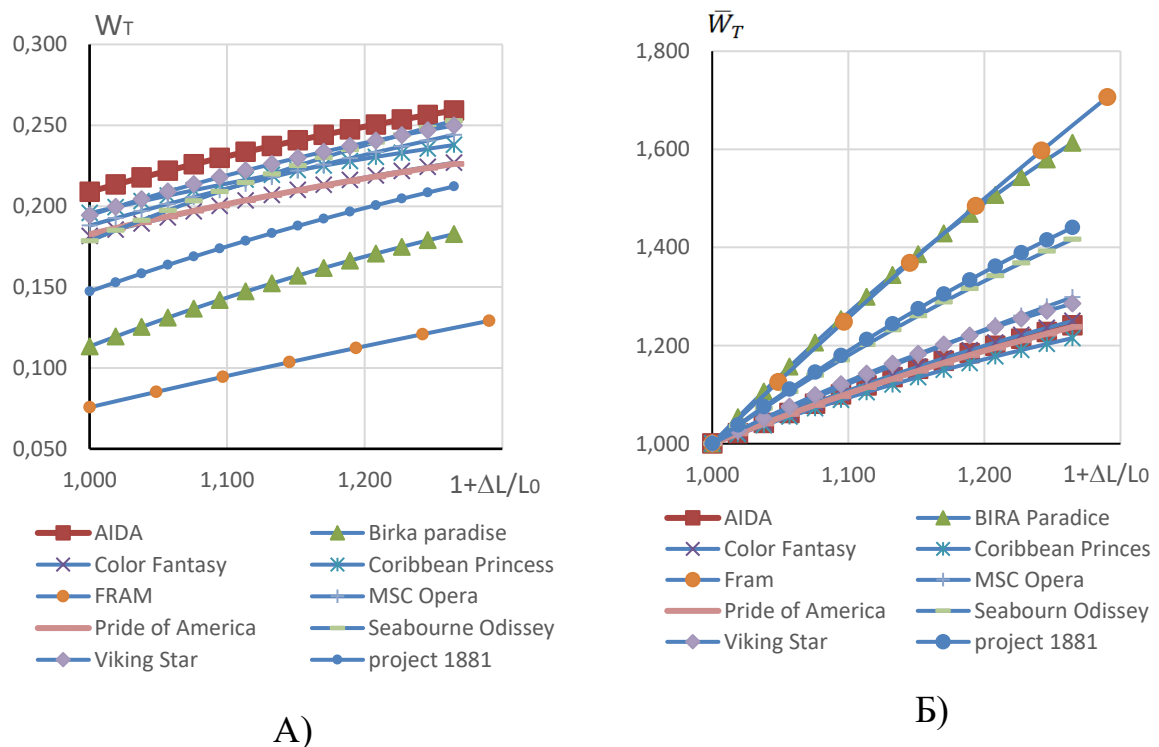


Рисунок 4.10 - Вплив подовження суден на коефіцієнт розрахункового попутного потоку

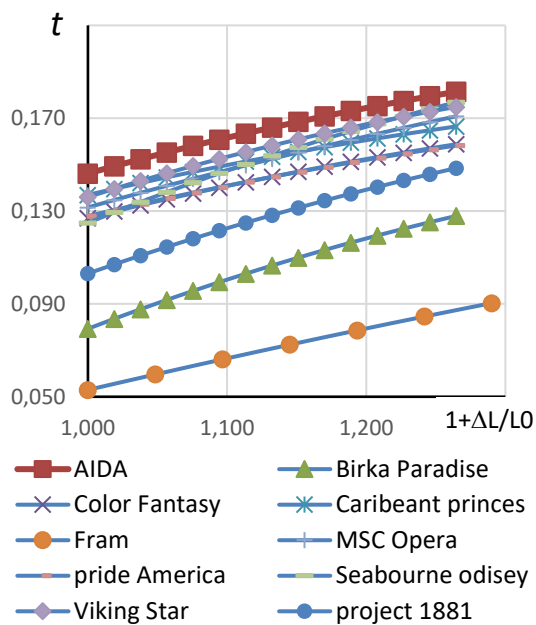
Ступінь збільшення W_T залежить від і комбінації значень коефіцієнтів повноти (рис. 4.7), водотоннажності (4.5) і числа Фруда [127]. Результати розрахунків показують, що при подовженні судна до $0,4L$, коефіцієнт розрахункового попутного потоку W_T збільшується суттєво – до 21,5% ... 70,6%. Це обов'язково слід враховувати при розмірній модернізації суден.

Для визначення коефіцієнту засмоктування застосуємо рівняння, яке отримало широке підтвердження в практиці проектування, для двогвинтових суден (формула Шеккера) [204]

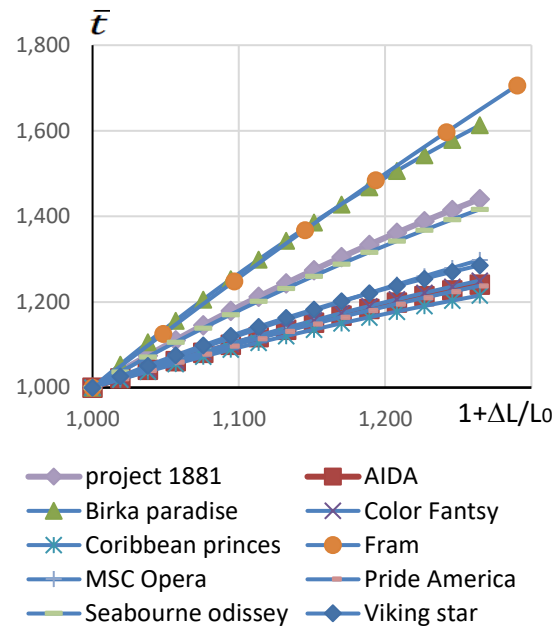
$$t = 0,7W_T + 0,06. \quad (4.24)$$

Результати аналізу впливу подовження судна на коефіцієнт засмоктування t та на його відносне значення $\bar{t}$ показано на рис. 4.11, А та на рис. 4.11 Б, відповідно.

З подовженням судна, коефіцієнт засмоктування збільшується. Ступінь збільшення залежить від геометричних характеристик судна, насамперед від початкової довжини (довжини між перпендикулярами). Його зростання для суден оцінюється діапазоном: «*AIDA*» – від 0,146 до 0,181, відносний коефіцієнт $\bar{t}$ – від 1,0 до 1,241; «*Birka Paradise*» – від 0,079 до 0,128, відносний коефіцієнт $\bar{t}$ – від 1,0 до 1,613, «*Color Fantasy*» – від 0,127 до 0,159, відносний коефіцієнт $\bar{t}$ – від 1,0 до 1,25; «*Fram*» – від 0,053 до 0,090, відносний коефіцієнт $\bar{t}$ – від 1,0 до 1,71; «*MSC Opera*» – від 0,132 до 0,176, відносний коефіцієнт $\bar{t}$ – від 1,0 до 1,296, «*Pride of America*» – від 0,128 до 0,158, відносний коефіцієнт $\bar{t}$ – від 1,0 до 1,238; «*Seaborne Odissey*» – від 0,125 до 0,177, відносний коефіцієнт $\bar{t}$ – від 1,0 до 1,416; «*Viking star*» – від 0,136 до 0,175, відносний коефіцієнт $\bar{t}$ – від 1,0 до 1,286; проєкт 1881 – від 0,103 до 0,149, відносний коефіцієнт $\bar{t}$ – від 1,0 до 1,44; «*Caribbean Princes*» – від 0,137 до 0,166, відносний коефіцієнт $\bar{t}$ – від 1,0 до 1,215. Найбільші темпи зростання» коефіцієнту $t(\bar{t})$ спостерігаються для «*Fram*» і «*Birka Paradise*», це пояснюється найменшою початковою довжиною L_0 (табл. 4.1).



А)



Б)

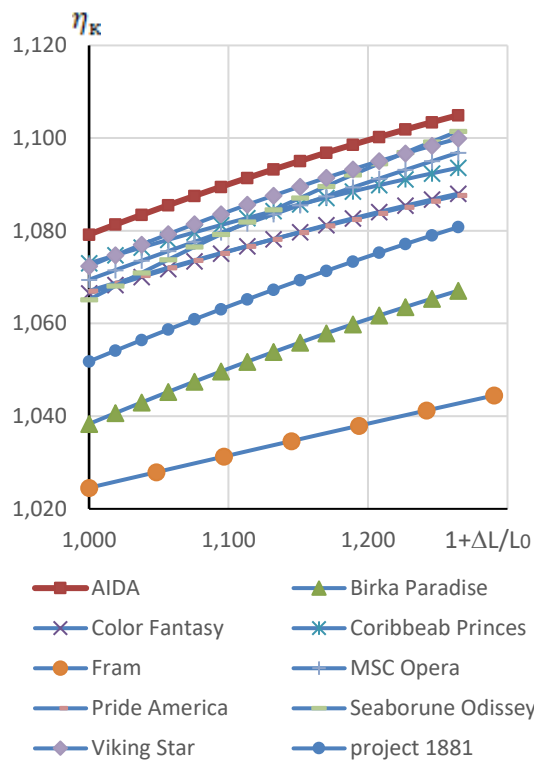
Рисунок 4.11 - Вплив подовження суден на значення коефіцієнту засмоктування:

А) абсолютне значення, Б) відносне значення

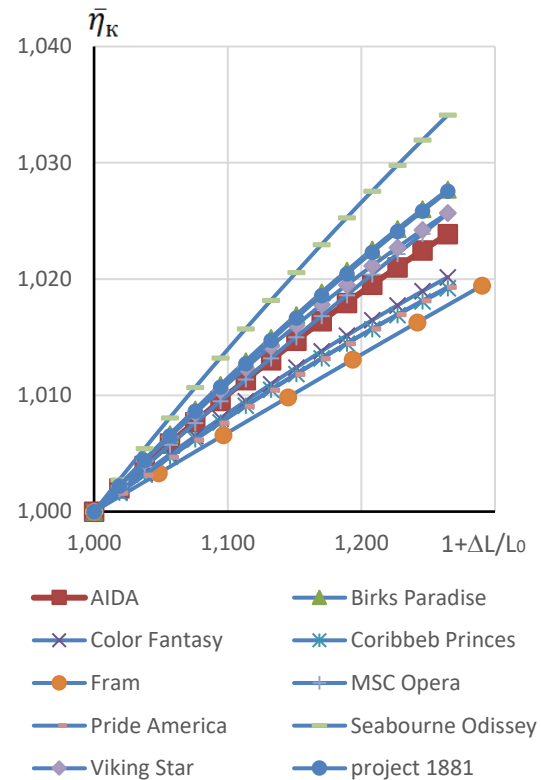
4.3.2 Вплив подовження судна на коефіцієнт впливу корпусу η_k

Визначення впливу подовження судна на коефіцієнт розрахункового попутного потоку W_t , та на коефіцієнт засмоктування t дає можливість оцінити характер змін коефіцієнта впливу корпусу η_k при розмірній модернізації судна. За допомогою співвідношення (4.22) було проаналізовано вплив ступеню подовженні на значення коефіцієнту η_k . Результати надані на рис. 4.12.

Їх аналіз показує наступне. Незважаючи на те, що при збільшенні довжини судна і W_t , і t зростають суттєво, діапазони зміни коефіцієнта впливу корпусу η_k невеликі. Це пояснюється тим, що коефіцієнти засмоктування і попутного потоку зростають синхронно приблизно в однакове число разів, тому згідно рівнянню (4.22) спостерігається незначне підвищення значень коефіцієнта η_k .



А)



Б)

Рисунок 4.12 - Результати розрахунку коефіцієнта впливу корпусу в залежності від відносної довжини суден: абсолютне значення А), відносне значення Б).

4.3.3 Вплив подовження судна на ККД гребного гвинта у вільній воді

Наступний параметр, який впливає на пропульсивний коефіцієнт η_{prop} , це – коефіцієнт корисної дії гвинта у вільній воді $\eta_{гв}$. Величина $\eta_{гв}$ визначається для конкретної серії гвинтів за дослідними даними, які проводяться у спеціалізованих дослідницьких басейнах. За результатними випробувань будуються діаграми розрахунку гребних гвинтів в координатах $J - K_T$ (залежність відносної ходи J від коефіцієнта упору K_T), які є складною графічною залежністю, що віддзеркалює не тільки залежність характеристик J від K_T , але й взаємозв'язок ККД гвинта $\eta_{гв}$ з коефіцієнтом навантаження по упору K_{DT} .

В діаграмах $J - K_T$ коефіцієнт навантаження гребного гвинта по упору K_{DT} – це проміжний аргумент, який визначається як [126, 127, 128, 233]

$$K_{DT} = V_A D_{гр} \sqrt{\frac{\rho}{T/z_{гв}}} = V_A D_{гр} \sqrt{\frac{\rho z_{гв}}{T R_E/(1-t)}}, \quad (4.25)$$

де V_A – поступальна швидкість руху гвинта $V_A = 0,515 V_s(1 - W_T)$;
 T – упор гребного гвинта (сумарний), $T = R_E/(1 - t)$.

Коефіцієнт навантаження гребного гвинта по упору K_{DT} зазнає впливу подовження судна через упор гребного гвинта T і його складові – силу опору R_E і коефіцієнт засмоктування t , які, як показано в п. 4.2.3 і 4.3.1, залежать від довжини судна. Графічна залежність, що відображає вплив подовження суден на зміну значень коефіцієнту K_{DT} показана на рис. 4.13, згідно якій при максимальному подовженні цей коефіцієнт зменшується в середньому на 8,8% [202, 204].

Як зазначалось, коефіцієнт навантаження K_{DT} на діаграмі $J-K_T$ для конкретної серії гвинтів виступає аргументом, що визначає ККД гвинта у вільній воді $\eta_{гв}$.

За діаграмами випробування гвинтів $J - K_T$ суден, приведених у табл. 4.1 (вони були випробувані в Голландському дослідному басейні [128]), з урахуванням даних поданих на рис. 4.13, визначаються коефіцієнти корисної дії гвинта у вільній воді

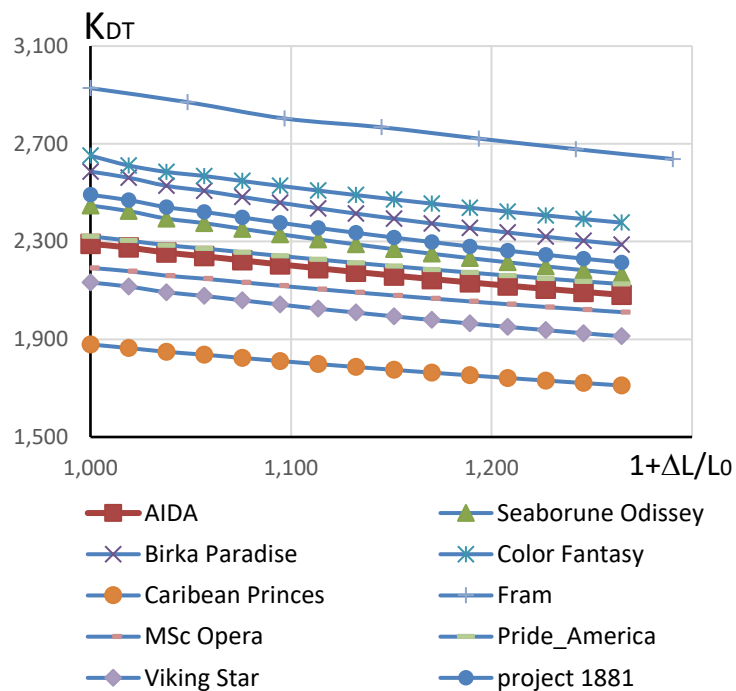
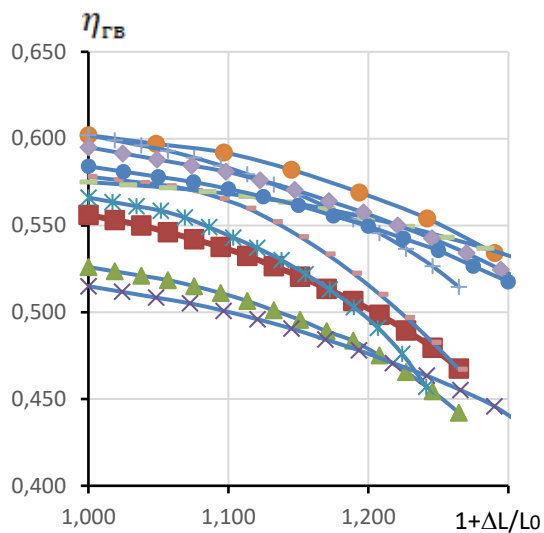


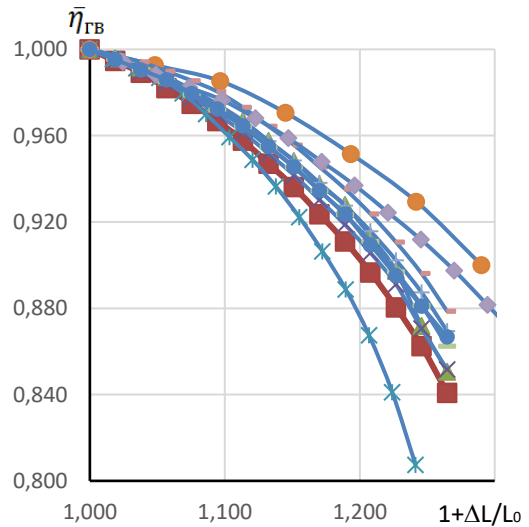
Рисунок 4.13 - Значення коефіцієнту навантаження гвинта по упору в залежності від довжини судна

На них впливає збільшення довжини судна (рис. 4.13.). Значення коефіцієнту навантаження гвинта по упору K_{DT} (які при збільшенні довжин суден визначаються згідно рис. 4.13.) дають можливість, використовуючи діаграми випробувань гвинтів $J-K_T$ [128], визначити ККД такого гвинта. Значення коефіцієнту $\eta_{ГВ}$ і відносного ККД $\bar{\eta}_{ГВ}$ змінюється синхронно зі зміною коефіцієнту K_{DT} – вони зменшуються при зростанні відносної довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$.

Залежності коефіцієнтів $\eta_{ГВ}$ і $\bar{\eta}_{ГВ}$ показані відповідно на рис. 4.14 А) і рис. 4.14 Б). Їх аналіз показує, що збільшення довжини суден понад 20% призводить до стрімкого падіння ККД гвинта.



А)



Б)

Рисунок 4.14 - Залежність коефіцієнтів $\eta_{ГВ}$ і $\bar{\eta}_{ГВ}$ від збільшення довжини судна

Це обмежує використання збільшення довжини судна для роботи на існуючому гвинті, якщо необхідно збільшити судно понад 20%, тоді потрібно змінити гвинт, враховуючи його велику вартість, економічну доцільність цього потрібно додатково оцінити.

Отже, результати аналізу впливу збільшення довжини судна на ККД гребного гвинта дозволяють оцінити ККД всього пропульсивного комплексу, встановити межі подовження, при яких даний гвинт буде мати прийнятну енергетичну ефективність без процедури заміни його на новий.

4.3.4 Вплив подовження судна на пропульсивний коефіцієнт

Аналіз коефіцієнтів впливу корпусу (рис. 4.12) і ККД гребного гвинта у вільній воді (рис. 4.14) відкрив можливість дослідити характер впливу збільшення довжини судна на значення пропульсивного коефіцієнту. За допомогою рівняння (4.22) проведено розрахунки, які дозволили отримати залежність пропульсивного коефіцієнту від подовження судна $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$. Результати розрахунків наведено на рис. 4.15 у абсолютних (рис. 4.15 А) та відносних (рис. 4.15 Б) одиницях.

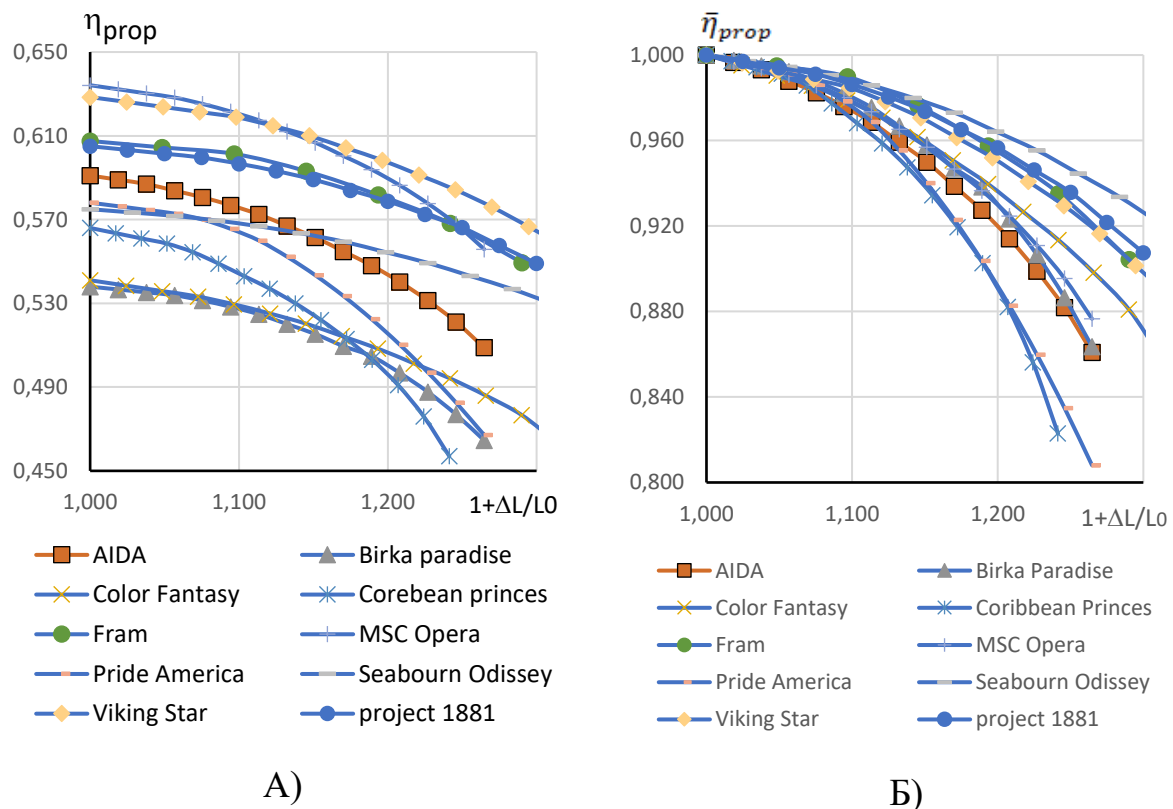


Рисунок 4.15 - Результати визначення пропульсивного коефіцієнту в залежності від збільшення відносної довжини судна

З даних результатів випливає, що збільшення довжини понад 20% початкової довжини призводить до стрімкого падіння пропульсивного коефіцієнту [204].

Підсумовуючи викладене, необхідно зазначити, що отримані результати, поряд з дослідженнями опору руху, дозволяють оцінити вплив подовження судна на його ходовість, визначити діапазон довжин, в якому забезпечується прийнятні значення пропульсивного коефіцієнту для експлуатації.

4.4 Вплив подовження судна на зміни ходовості

Комплексні дослідження факторів, які проведені попередньо, визначають вплив подовження судна на його ходовість при проведенні розмірної модернізації, рівняння якої зводиться до вигляду

$$P_{prop} = \frac{P_E}{\eta_{prop} \eta_v \eta_{red}} \leq zP_{ME}$$

У зв'язку з чим це рівняння доцільно записати у виді

$$\frac{P_E}{zP_{ME}} \frac{1}{\eta_{prop} \eta_v \eta_{red}} = 1 \quad (4.26)$$

Таке подання рівняння ходовості відкриває можливості аналізу впливу величини збільшення довжини судна на пропульсивну потужність і навпаки – при заданій потужності zP_{ME} забезпечити прийнятний розмір вставки і судна в цілому при забезпеченні проектної експлуатаційної потужності [204].

На рис. 4.16 наведена (у відносних величинах) залежність відносної пропульсивної потужності суден $\frac{P_E}{zP_{ME}}$, яка розраховується по експлуатаційному опору (рис. 4.9) і номінальної потужності тягових двигунів, від його довжини. Граничну довжину судна $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$ визначає точка перетину кривої відносної пропульсивної потужності з «прямою» відносної потужності головних двигунів $\bar{y} = \bar{P}_{ME} = 1$. При цьому, встановлена потужність головних двигунів забезпечує максимальну проектну експлуатаційну швидкість судна V_s .

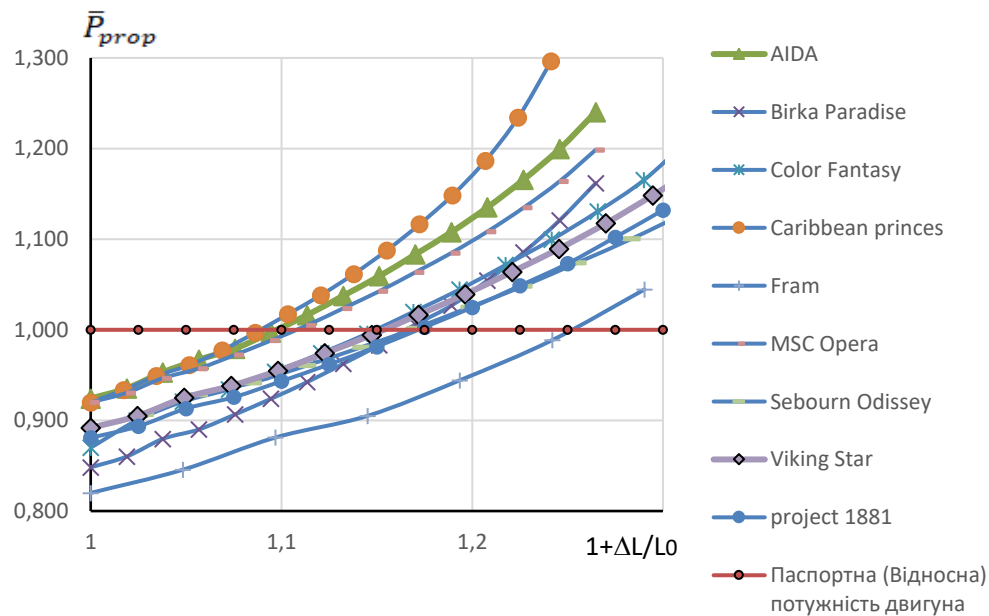


Рисунок 4.16 - Графік залежності пропульсивної потужності суден від ступеню їх подовження (подано у відносних одиницях)

Проведенні дослідження дозволять провести певні узагальнення. Подовження судна призводить до збільшення пропульсивної потужності і при певних умовах рівняння ходовості перестає працювати коректно. При цьому встають питання – або залишити існуючу пропульсивну установку, але з неминучим зменшення швидкості судна, або провести заміну пропульсивної установки (двигунів, гребних гвинтів, валопроводів, підшипників і муфт). Вочевидь, враховуючи дуже велику вартість обладнання і монтажних робіт, перший варіант є переважним [204].

При прийнятті першого варіанта модернізації, слід виділити два типи задач.

Перша задача. За розрахованою пропульсивною потужністю визначається граничне значення відносної довжини судна $x_1 = \overline{L_1} = 1 + \Delta L_1/L_0$ при якій забезпечується проектна (паспортна) швидкість судна $V_s = 22$ вузли.

Необхідна інформація для цього – залежності відносної пропульсивної потужності від подовження судна при різній швидкості руху – розраховані та наведені на рис. 4.17. Криві на рисунку відповідають: 1 – відносна пропульсивна потужність судна при швидкості $V_s=22$ вузли; 2 – відносна пропульсивна потужність судна при швидкості $V_s=21$ вузол; 3 – відносна пропульсивна

потужність судна при швидкості $V_s=20$ вузлів; 4 – відносна пропульсивна потужність судна при швидкості $V_s=19$ вузлів; 5 – відносна потужність головних двигунів; 6 – відносна пропульсивна потужність судна, що забезпечує швидкість V_s , за заданою довжиною [204].

Якщо величина $x_1 = \overline{L}_1 = 1 + \Delta L_1/L_0$ буде недостатньою, а саме – не в повній мірі узгоджується з метою модернізації [133-134] – судновласник може прийняти (керуючись експертними оцінками) власне зважене рішення: зменшення швидкості V_s . При цьому граничні значення відносної довжини судна будуть збільшуватись: криві 2, 3, 4 і відповідні їм значення $x_2 = \overline{L}_{21} = 1 + \Delta L_2/L_0$, $x_3 = \overline{L}_3 = 1 + \Delta L_3/L_0$, $x_4 = \overline{L}_4 = 1 + \Delta L_4/L_0$ при відповідному зменшенні V_s (рис. 4.17) [204].

Друга задача. За пропозицією судновласника встановлюється конкретне значення довжини судна $x = \overline{L} = 1 + \Delta L/L_0$, за яким визначається відповідні опір, потужність і швидкість судна (рис. 4.17) [204].

Таким чином, процедура оцінки ходовості судна в процесі проведення розмірної модернізації повинна включати наступні дослідження, що враховують зміни:

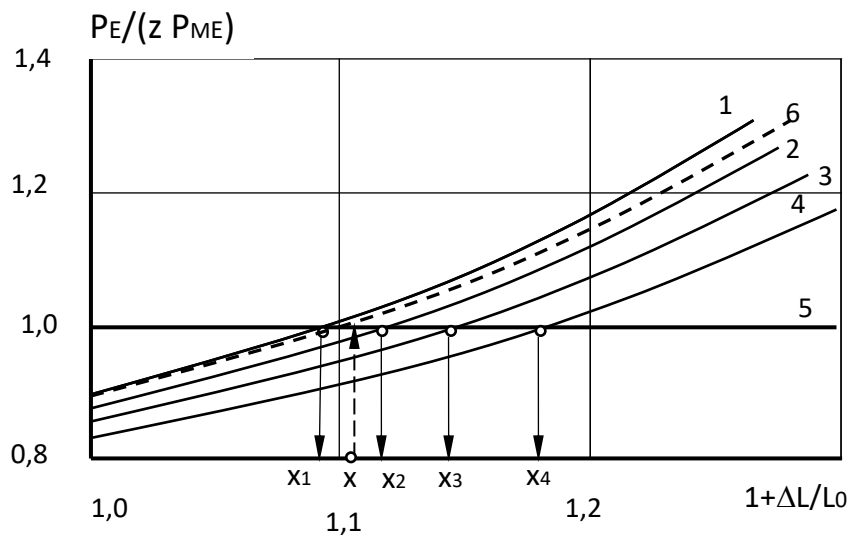


Рисунок 4.17 - Визначення допустимої довжини суден ґрунтуючись на критерії забезпечення їх ходовості (подано у відносних одиницях)

- водотоннажності;
- в значеннях безрозмірних коефіцієнтів повноти;
- буксирувального і експлуатаційного опору руху корпусу судна;
- пропульсивного коефіцієнту (з визначенням складових – коефіцієнтів впливу корпусу і ККД гребного гвинта);
- пропульсивної потужності судна з подальшим аналізом щодо допустимої довжини циліндричної вставки і необхідності заміни головної енергетичної установки.

4.5 Вплив розмірної модернізації на показники безпеки експлуатації пасажирських суден.

4.5.1 Вплив розмірної модернізації на критерії забезпечення остійності

4.5.1.1 Показники остійності

Проведення розмірної модернізації, передбачає обов'язкове оцінювання можливої зміни остійності судна при його подовженні. Загальні вимоги до остійності регламентуються нормами Конвенції SOLAS-74/78. Згідно Правил класифікації та побудови морських суден [136-145], при проектуванні нових і модернізації існуючих суден необхідно забезпечити умови достатньої остійності згідно [237-361]. А саме – початкова метацентрична висота повинна мати значення не менші ніж встановлені норми при проектуванні. Для пасажирських суден слід також враховувати: погодні умови; забезпечення кутів крену при циркуляції з максимальною кількістю пасажирів на верхній палубі; спільної дії моментів крену від скупчення пасажирів і сталій циркуляції; виконання вимог щодо остійності по діаграмі статичної, динамічної остійності [245].

Перша умова [245] стосується забезпечення метацентричної висоти ґрунтується на тричленному рівнянні початкової метацентричної висоти [110, 111, 174, 175, 208]

$$h = z_c + r - z_g \geq h_{min}, \quad (4.27)$$

де z_c – апліката центру величини судна, м;

r – метацентричний радіус, м;

z_g – апліката центру ваги судна, м;

h_{min} – мінімальне значення метацентричної висоти судна згідно правила 2.3.1. [136-145].

Друга умова [245] забезпечує кут крену, що викликається скупченням пасажирів на відкритій палубі біля одного з бортів (правило 3.1.2) [136-145],

$$\theta_1 = \frac{0,25 G_{pas} B}{\Delta h} \frac{180^\circ}{\pi} \leq 10^\circ \quad (4.28)$$

де G_{pas} – загальна вага пасажирів, що розміщуються на відкритій палубі, т, з урахуванням маси одного пасажиру 75 кг [136];

h – метацентрична висота, м.

Третя умова полягає в тому, що кут крену, що викликається спільною дією моментів крену, який виникає від скупчення пасажирів на верхній палубі і від руху на встановленій циркуляції повинен задовольняти нерівність згідно правила 3.1.3 [136-145]

$$\theta_2 = \frac{M_{кр1} + M_{кр2}}{\Delta h} = \frac{0,25 G_{pas} B + \frac{0,2 \Delta V_{0,8}^2 \left(Z_g - \frac{d}{2} \right)}{L_{wl}}}{\Delta h} \frac{180^\circ}{\pi} \leq 12^\circ \quad (4.29)$$

де L_{wl} – довжина судна по конструктивній ватерлінії, м.

Четверта умова [245] встановлює вимоги щодо перевірки параметрів за діаграмою статичної остійності (ДСО), послідовність якої здійснюється за Правилами класифікації та побудови морських суден (правила 2.2.1-2.2.5) [136-145]:

1) площа під додатною частиною діаграми статичної остійності повинна бути не менше ніж 0,055 м·рад до кута крену 30° і не менше ніж 0,09 м·рад до кута крену 40° або до кута заливання θ_f в залежності від того, який із них менший [136], що виражається у вигляді відповідної системи

$$A_{\theta_{max}} \geq \begin{cases} 0,07 \text{ м} \cdot \text{рад} & \text{при } \theta_{max} = 15^\circ \\ 0,055 \text{ м} \cdot \text{рад} & \text{при } \theta_{max} = 30^\circ \\ 0,055 + 0,001 (30 - \theta_{max}) & \text{при } 30^\circ \geq \theta_{max} \geq 15^\circ \end{cases} \quad (4.30)$$

де $A_{\theta_{max}}$ – площа діаграмами, що обмежується кривою відновлювальних плечей до максимального кута крену θ_{max} ;

2) площа обмежена між кутами крену 30° і 40° , або, у випадку, якщо кут заливаності θ_f менше ніж 40° , між 30° і кутом θ_f повинна бути не менше $0,03 \text{ м} \cdot \text{рад}$ [136], тобто записується у такому вигляді

$$A_{30^\circ \dots 40^\circ} \geq 0,03 \text{ м} \cdot \text{рад} \quad \text{при} \quad \begin{cases} 30^\circ \leq \theta \leq 40^\circ \\ 30^\circ \leq \theta_f < 40^\circ \end{cases} \quad (4.31)$$

де $A_{30^\circ \dots 40^\circ}$ – площа діаграми статичної остійності, яка обмежується кривою відновлювальних плечей від 30° до 40° ;

3) максимальне плече діаграми статичної остійності l_{max} повинне бути не менше $0,25 \text{ м}$ для суден довжиною $L \leq 80 \text{ м}$ і $0,2 \text{ м}$ для суден довжиною $L \geq 105 \text{ м}$ при куті крену $\theta_f \geq 30^\circ$ [136], тобто

$$l \geq 0,2 \text{ м при } \theta = 30^\circ \quad (4.32)$$

П'ята умова [136] встановлює вимоги до безпечної експлуатації за критерієм погоди

$$K = \frac{M_{\text{дсо}}}{M_v} \geq 1$$

$M_{\text{дсо}}$ – перекидальний момент, що визначається діаграмою статичної, динамічної остійності, кН·м;

M_v – момент, що кренить судно від вітрового навантаження, кН·м.

$$M_v = 0,001 p_v A_v Z_v$$

де p_v – розрахунковий питомий тиск вітра, Па;

A_v – площа парусності, м^2 ;

Z_v – відстань від центру вітрильності до площини діючої ватерлінії, м.

Правилами класифікації та побудови морських суден унормовується вимога забезпечення остійності судна за критерієм погоди [136]

$$K = \frac{b}{a} \geq 1 \quad (4.33)$$

де b , a – площі під кривою відновлювальних плечей за діаграмою статичної остійності (правило 2.1.2) [136].

Вказані умови забезпечення остійності, представлені рівняннями (4.27)-(4.33), входять в модель функціональності судна при збільшенні його корпусу п.2.3. і п.2.5.

4.5.1.2 Метацентрична висота

Згідно з рівнянням (4.27), метацентричну висоту визначають аплікати центру величини, центру ваги і метацентричний радіус. Подовження судна за рахунок додавання додаткової циліндричної вставки призведе до наступних змін, що дозволить переписати рівняння (4.27) у вигляді [245]

$$h = (z_{c0} + \Delta z_c) + (r_0 + \Delta r) - (z_{g0} + \Delta z_g) \geq h_{min},$$

де Δz_c – приріст аплікати центру величини судна, м;

Δr – приріст метацентричного радіусу, м;

Δz_g – приріст аплікати центру ваги судна, м.

У відповідності до методу Гундобіна-Фінкеля запропоновано рівняння для визначення метацентричної висоти судна h при проведенні розмірної модернізації

$$h = \frac{1}{V_L} \left[V_0 (z_{c0} - z_{g0}) + V_{цв} z_{c\Delta L} + J - \frac{1}{\rho} \sum_{i=1}^n \Delta G_i z_{gi} \right] \geq h_{min} \quad (4.34)$$

де V_L – об'ємна водотоннажність судна після подовження, м³;

V_0 – об'ємна водотоннажність судна до подовження, м³;

z_{c0} – аплікати центру величини судна до подовження, м;

z_{g0} – аплікати центру ваги судна до подовження, м;

$V_{цв}$ – об'ємна водотоннажність циліндричної вставки, м³;

$z_{c\Delta L}$ – аплікати центру величини вставки, м;

J – поперечний момент інерції площі вантажної ватерлінії, м⁴;

ρ – густина морської води, т/м³;

ΔG_i – додаткова вага, т;

z_{gi} – аплікати центру ваги, м.

У відносних одиницях, метацентрична висота $\bar{h} = h/B$ [245]:

$$\bar{h} = \frac{1}{BV_L} \left[V_0(z_{c0} - z_{g0}) + V_{\text{цв}} z_{c\Delta L} + J - \frac{1}{\rho} \sum_{i=1}^n \Delta G_i z_{gi} \right] \quad (4.35)$$

Рівняння (4.35) [245] враховує вплив на метацентричну висоту збільшення водотоннажності за рахунок додаткової водотоннажності циліндричної вставки, поперечного моменту інерції, аплікати центру величини вставки, ваги і аплікати центри ваги додаткових конструкцій і обладнання.

На рис. 4.18, у якості прикладу, показано результати розрахунків за формулою (4.35) відносної метацентричної висоти $\bar{h} = h/B$ в залежності від довжини вставки круїзних суден «AIDA» та «Corebbear Princes». Зі збільшенням відносної довжини $\bar{L}$, криві $\bar{h}$ монотонно зростають і мають точки перетину з прямою $y = (h/B)_{\max}$, яка є границею для рекомендованих зон остійності [245].

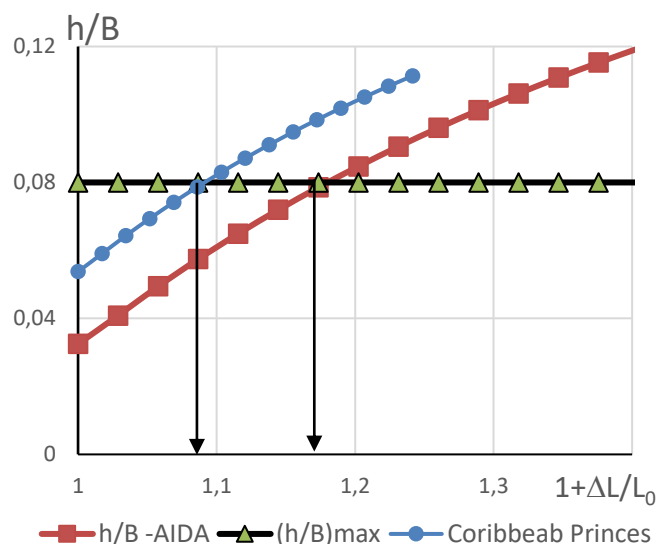


Рисунок 4.18 - Графік залежності відносної метацентричної висоти суден від зростання відносної довжини корпусу (на прикладі електроходів AIDA» і «Corebbear Princes»)

За рекомендаціями професора А.В. Броннікова в залежності від значень відносної метацентричної висоти $\bar{h} = h/B$ виділяють зони недостатньої, оптимальної, підвищеної і надмірної остійності [115, 130]. За пропозицією професора Броннікова [245] границя зони підвищеної остійності, перевищення якої

характеризується значними прискореннями при качці, складає $y = (h/B)_{max} = 0,08$. За допомогою подібних залежностей, можна визначити відносні граничні довжини суден за критерієм забезпечення погодженого значення остійності $y = (h/B)_{max} = 0,08$. Отримане значення остійності погоджується Регістром, суднобудівним підприємством, що проводить модернізацію, та судновласником. Такі довжини включаються до функції обмеження в математичній моделі модернізації судна (п.2.5) [245].

4.5.1.3 Кут крену

Перепишемо рівняння (4.27) з застосуванням виразу (4.35), у виді [245]

$$\theta_1 = \frac{0,25 G_{pas} B}{V \left(\frac{1}{V_L} \left[V_0(z_{c0} - z_{g0}) + V_{ЦВ} z_{c\Delta L} + J - \frac{1}{\rho} \sum_{i=1}^n \Delta G_i z_{gi} \right] \right)} \frac{180^\circ}{\pi} \leq 10^\circ \quad (4.36)$$

Кількість пасажирів на відкритій палубі можна визначити за рівністю [245]

$$N_{pas} = N_{pas0} + \Delta N_{pas} = N_{pas0} + \Delta N_{\Delta L} n_{dec} \Delta L, \quad (4.37)$$

де N_{pas0} – кількість пасажирів, що розміщуються біля борту на відкритій палубі до подовження судна;

ΔN_{pas} – додаткова кількість пасажирів, що розміщуються біля борту на відкритій палубі циліндричної вставки ;

$\Delta N_{\Delta L}$ – кількість пасажирів, що може розміститися по довжині вставки, яка прирівнюється ширині каюти на одній палубі;

n_{dec} – кількість пасажирських палуб.

З урахуванням формул (4.41) і (4.42) отримаємо рівняння для визначення кута крену, який викликається скупченням пасажирів на відкритій палубі біля одного з бортів [245]

$$\theta_1 = \frac{0,25(N_{pas0} + \Delta N_{\Delta L} n_{dec} \Delta L) B}{V \frac{1}{V_L} \left[V_0(z_{c0} - z_{g0}) + \Delta_B z_{c\Delta L} + J - \frac{1}{\rho} \sum_{i=1}^n \Delta G_i z_{gi} \right]} \frac{180^\circ}{\pi} \leq 10^\circ \quad (4.38)$$

Збільшення пасажирів, яке пов'язано з подовженням судна, впливає на кут θ_1 . Кількісний вплив проілюстровано на рис. 4.19 (на прикладі пасажирських лайнерів «AIDA» і «Caribbean Princes») у абсолютних (рис. 4.19 А) й відносних (рис. 4.18 А) одиницях. Зростання кута крену при подовженні довжини корпусу в 1,3 рази складає відповідно 20% і 35% [245].

Таким чином, результати розрахунку куту крену показують, що подовження судна і збільшення числа пасажирів (рис. 4.19) не порушує умову неперебільшення кута $\theta_1 \leq 10^\circ$ при подовженні судна на 30% кута крену, що викликається спільною дією моментів крену, який виникає від скупчення пасажирів на верхній палубі і від руху на встановленій циркуляції [245].

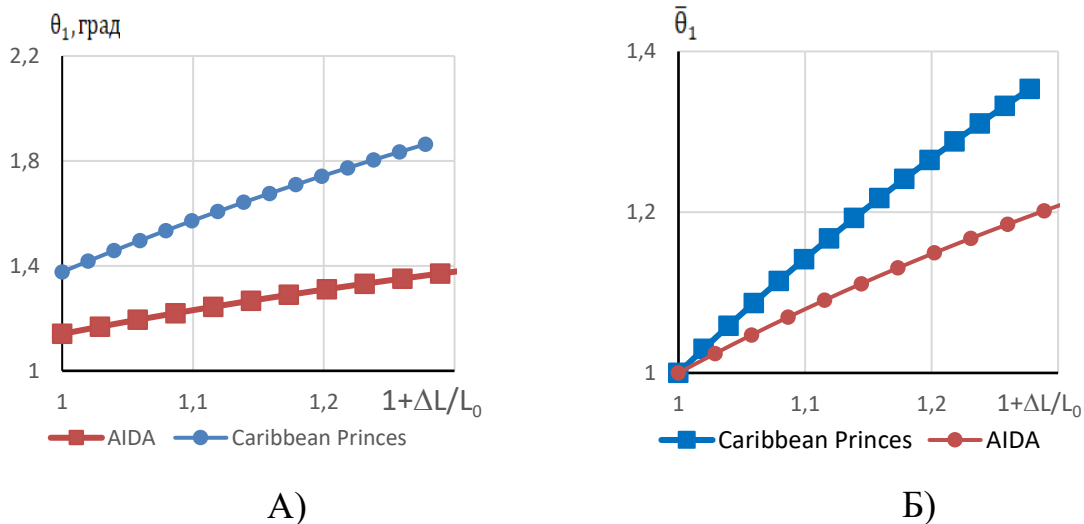


Рисунок 4. 19 – Залежність кута крену судна при збільшенні довжини суден

4.5.1.4 Кут крену від спільною дії скупчення пасажирів і руху судна на встановленій циркуляції.

Спираючись на рівняння (4.29), (4.34), (4.37), отримаємо вираз для визначення кута крену, що викликається [245]

$$\theta_2 = \frac{0,25(N_{pas0} + \Delta N_{\Delta L} n_{dec} \Delta L)B + \frac{0,2 \Delta V_{0,8}^2 \left(Z_g - \frac{d}{2} \right)}{L_{wl0} + \Delta L}}{V \left(\frac{1}{V_L} \left[\Delta_0 (z_{c0} - z_{g0}) + \Delta_{\text{ЦВ}} z_{c\Delta L} + J - \frac{1}{\rho} \sum_{i=1}^n \Delta G_i z_{gi} \right] \right)} \frac{180^\circ}{\pi} \leq 12^\circ \quad (4.39)$$

Вплив подовження судна на кут θ_2 проілюстровано на рис. 4.20 на прикладі круїзних суден «*Caribbean Princes*» (збільшення кута θ_2 на 5%) та «*AIDA*» (збільшення кута θ_2 на 18%).

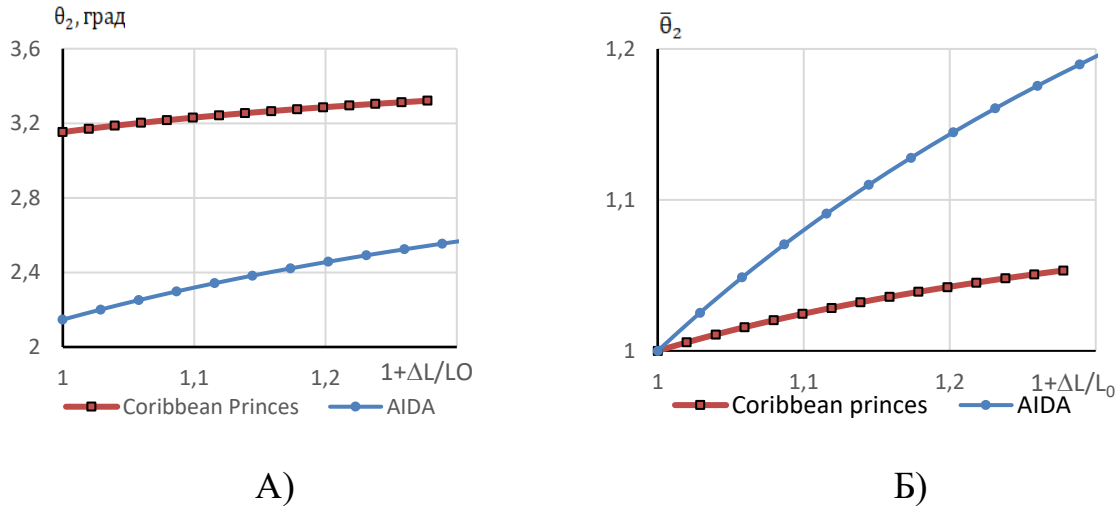


Рисунок 4.20 - Залежність кута крену від спільної дії моментів крену від скупчення пасажирів на верхній палубі й руху на встановленій циркуляції

Висновок: при збільшенні довжини судна до 30%, нерівність (4.39) виконується [245].

4.5.1.5 Момент крену від тиску вітра

Правило 2.1.4.1 Регістру [135] вимагають проведення розрахунку плеча вітрового кренувального моменту від тиску вітру

$$l_{w1} = \frac{p_v A_v Z_v}{1000 g \Delta_0} \quad (4.40)$$

де p_v – тиск вітру;

A_v – вітрильна площа судна;

Z_v – плече вітрильності, яке дорівнює виміряній по вертикалі відстані від центра площі вітрильності до середини осадки судна.

Від подовження залежить вітрильна площа і водотоннажність судна. Тому, плече l_{w1} , можна розрахувати як [245]

$$l_{w1} = \frac{p_v (A_v + A_{v_{цв}}) Z_v}{1000 g (V_0 + V_{цв})} \quad (4.41)$$

де $A_{v_{цв}}$ – вітрильна площа циліндричної вставки;

$V_{цв}$ – вагова водотоннажність циліндричної вставки (визначається з рис. 4.5).

Результати розрахунків плечей для суден «AIDA» і «Caribbean Princes» (у якості прикладу) надані на рис. 4.21 в абсолютних (рис. 4.20 А) та відносних (рис. 4.20 Б) одиницях.

Аналіз результатів показує, що зі збільшенням довжини судна, плечі зменшуються. Наприклад, при зростанні довжини в 1,4 рази вони зменшуються на 5,5% ... 6,7%. Це означає, що згідно діаграми рис. 2.1.2.1 [135], кут статичного крену θ_{w1} буде зменшуватись – остійність покращуватись [245].

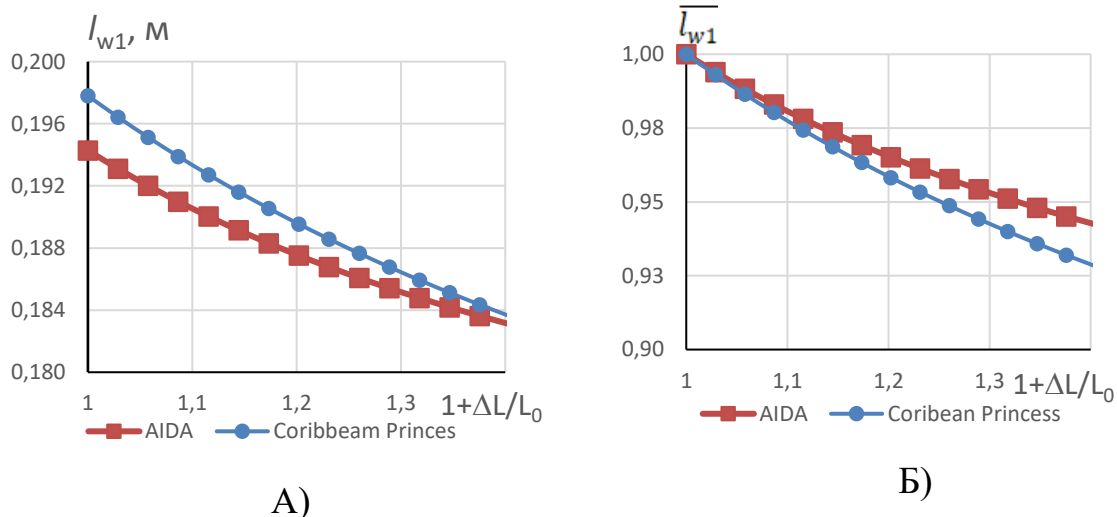


Рисунок 4.21 - Залежність плеча вітрового крінувального моменту від тиску вітру від подовження судна

4.4.1.6 Алгоритм визначення граничної довжини судна за критеріями забезпечення остійності

Блок-схема підмоделі визначення граничної довжини судна за критеріями, які відповідають вимогами безпеки при забезпеченні остійності судна показано на рис. 4.22 [245]. Умови 1-5 встановлюються вимогами Конвенції [246], умова 6

запропонована для досягнення оптимальних значень остійності з позицій забезпечення допустимих значень інерційних навантажень.

Після етапів проєктування, виготовлення і монтажу у відповідності до вимог до п.1 правила 5 частини В-1 – Остійність, проводиться процедура кренування пасажирського судна [105], яке проводиться з метою остаточного визначення його остійності і визначення метацентричної висоти й аплікати центру тяжіння [245].

4.5.2 Оцінка впливу подовження суден на ефективність стернових пристроїв

Враховуючи вагому роль надійності рульових пристроїв в забезпеченні безпеки судноплавства і ефективності технічної експлуатації морських суден [247], необхідно оцінити взаємний вплив подовження суден на роботу стернового комплексу на його ефективність, і навпаки – визначити межі нової довжини судна або довжини циліндричної вставки, в яких можлива ефективна робота стерна (за критеріями Регістра судноплавства [135-146] і Конвенції SOLAS -74/78).

Правилами класифікації та побудови морських суден, та Регістром судноплавства України, розроблено норми щодо проєктування стернових приводів [135]. Перевірка ефективності встановленого на судні стерна зводиться до забезпечення умови його ефективності

$$E_r \geq \begin{cases} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{cases} \quad (4.42)$$

де E_r – фактична ефективність стерна,

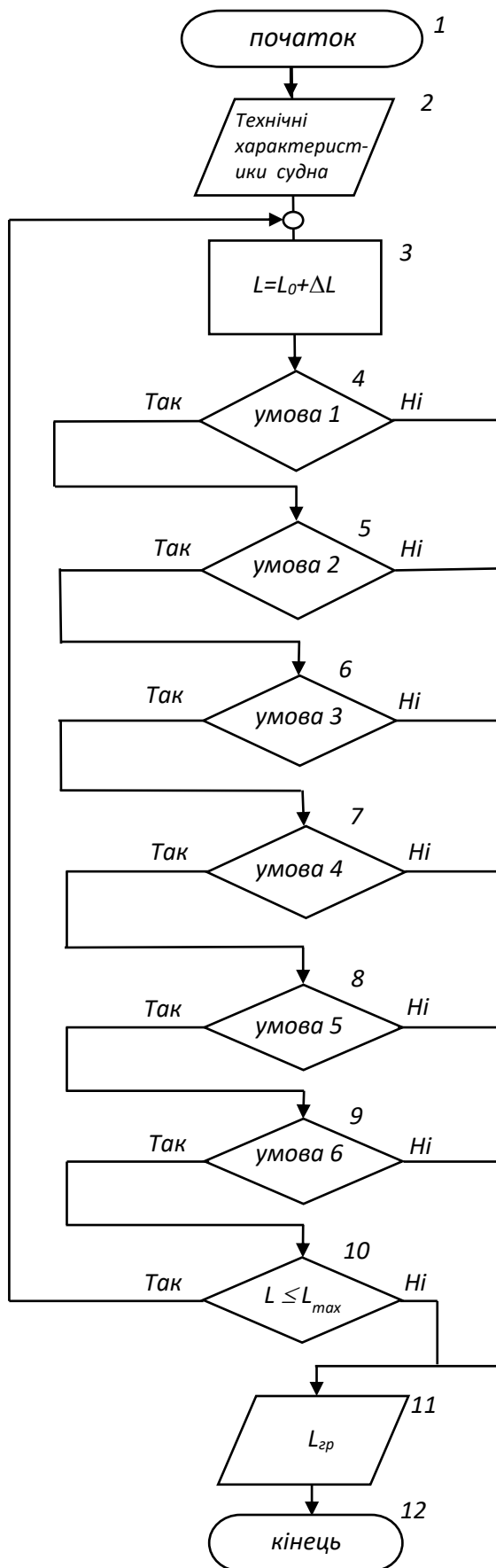
$E_1; E_2; E_3$ – допустимі ефективності стерна, відповідно до прийнятих методик [135].

Ефективність стерна встановленого на судні визначається за формулою (правило 2.10.2.10) [135]

$$E_r = \mu_1 \frac{A}{A_2} \left(1 + C_{\text{нгв}} \frac{A_{\text{гв}}}{A} \right) (1 - W)^2 \quad (4.43)$$

де μ_1 – коефіцієнт

$$\mu_1 = \frac{6,28}{1 + \frac{2A}{h_r^2}}$$



Умова 1 – забезпечення метацентричної висоти $h = z_c + r - z_g \geq h_{min}$

Умова 2 – забезпечення кута крену, що викликається скупченням пасажирів на відкритій палубі біля одного з бортів

$$\theta_1 = \frac{0,25 G_{pas} B}{\Delta h} \frac{180^\circ}{\pi} \leq 10^\circ$$

Умова 3 – кут крену, що викликається спільною дією моментів крену, який виникає від скупчення пасажирів на верхній палубі і від руху на встановленій циркуляції повинен задовольняти нерівність

$$\theta_2 = \frac{\frac{G_{pas} B}{4} + \frac{0,2 \Delta V_{0,8}^2 \left(Z_g - \frac{d}{2} \right)}{L_{wl}}}{\Delta h} \times \frac{180^\circ}{\pi} \leq 12^\circ$$

Умова 4 – перевірки параметрів за діаграмою статичної остійності (ДСО)

$$A_{\theta_{max}} \geq \begin{cases} 0,07 \text{ м} \cdot \text{рад}, \theta_{max} = 15^\circ \\ 0,055 \text{ м} \cdot \text{рад}, \theta_{max} = 30^\circ \\ 0,055 + 0,001 (30 - \theta_{max}) \\ 30^\circ \geq \theta_{max} \geq 15^\circ \end{cases}$$

$$A_{30^\circ \dots 40^\circ} \geq 0,03 \text{ м} \cdot \text{рад}$$

$$\text{при } \begin{cases} 30^\circ \leq \theta \leq 40^\circ \\ 30^\circ \leq \theta_f < 40^\circ \end{cases}$$

$$l \geq 0,2 \text{ м при } \theta = 30^\circ$$

Умова 5 – вимога забезпечення остійності судна за критерієм погоди

$$K = b/a \geq 1$$

Умова 6 – забезпечення допустимих значень відносної метацентричної висоти

$$(h/B) \leq (h/B)_{max}$$

Рисунок 4. 22 - Алгоритм визначення допустимого значення довжини судна за критерієм забезпечення остійності при його подовженні [245].

h_r – середня висота частини пера стерна;

A – площа пера стерна;

A_2 – площа підводної частини діаметральної площини судна;

$C_{\text{гвб}}$ – коефіцієнт навантаження гребного гвинта

$$C_{\text{гвб}} = \frac{9,38T}{D_{\text{гв}}^2 V_1^2}$$

$A_{\text{гв}}$ – частина площі стерна, яка знаходиться в струмені гребного гвинта;

$W = 0,4C_b - 0,13$ – коефіцієнт

Норми ефективності стерна визначаються за рекомендаціями (2.10.3) [135].
графічним методом за допомогою рис. 2.10.3.3-1.

$$E_1 = f(\sigma_k, C_p) \quad (4.44)$$

де C_p – коефіцієнт поздовжньої повноти підводної частини корпусу судна;

σ_k – коефіцієнт повноти підводної кормової частини діаметральної площини судна

$$\sigma_k = 1 - \frac{2(f-f_0)}{L_1 d};$$

де f – площа бокової проекції кормового підзора судна;

f_0 – для двогвинтових суден – площа бокової проекції обтічників гребних гвинтів
(або частина її), що накладається на площу фігури f [135], м²;

Ефективність E_2 , розраховується за формулою 2.10.3.5-1 [135]

$$E_2 = \frac{3,8A_3}{V^2 A_4} \left(1 - 0,0667 \frac{A_3}{A_4} \right) \{ 1 + (\lambda_r - 1)[0,33 + 0,015(V - 7,5)] \} - 5 \frac{x_0}{L_1} \quad (4.45)$$

A_3 – площа бокової вітрильності судна при мінімальній осадці;

A_4 – площа підводної частини діаметральної площини судна, визначається за умови,
коли мінімальна осадка забезпечує повністю занурення стерна у воду [135];

λ_r – коефіцієнт відносного подовження стерна, $\lambda_r = h_r^2 / A$;

x_0 – горизонтальна відстань від мідель-шпангоута до центра ваги площі A_3 , м;

Ефективність E_3 визначається за рівнянням 2.10.3.6 [135]

$$E_3 = 0,03 + 0,01(\lambda_r - 1) + 0,01 \frac{A_5}{A_2} \left(1 - 3 \frac{x}{L_1}\right) \quad (4.46)$$

де A_5 – площа бокової вітрильності судна;

x – горизонтальна відстань від мідель-шпангоута до центра ваги площі A_5 .

Враховуючи норми Регістру судноплавства (4.42)-(4.45) запишемо умову забезпечення ефективності стерна у вигляді наступної системи нерівностей

$$E_r(\bar{L}) \geq \begin{cases} E_1(\bar{L}) = f(\sigma_k, C_p, \bar{L}) \\ E_2(\bar{L}) = \frac{3,8A_3}{V^2 A_4} \left(1 - 0,0667 \frac{A_3}{A_4}\right) \{1 + (\lambda_r - 1)[0,33 + 0,015(V - 7,5)]\} - 5 \frac{x_0}{L_1} \\ E_3(\bar{L}) = 0,03 + 0,01(\lambda_r - 1) + 0,01 \frac{A_5}{A_2} \left(1 - 3 \frac{x}{L_1}\right) \end{cases} \quad (4.47)$$

де $\bar{L}$ – відносна довжина подовженого судна.

Застосування виразу (4.47) для визначення граничного значення довжини судна з позицій ефективності застосування стерен, проілюстровано на рис. 4.23 на прикладі подовження лайнера «AIDA». На рисунку надані залежності від відносної довжини:

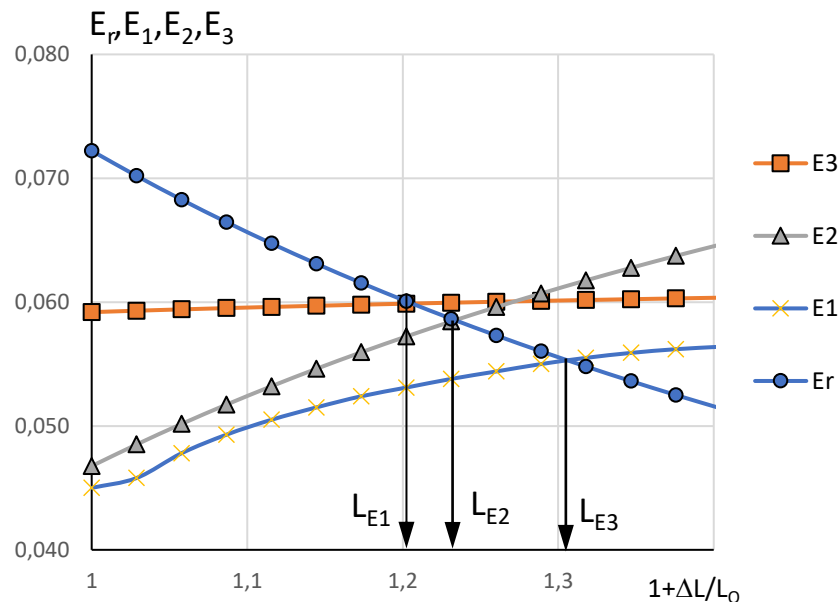


Рисунок 4. 23 - Визначення граничного значення довжини судна за критерієм ефективності стерна (на прикладі лайнера «AIDA»)

- $E_r(\bar{L})$ – ефективність стерна за рівнянням (4.43), де як аргумент використовується довжина судна, що є складовою значення площі підводної частини судна A_2 ;
- $E_2(\bar{L})$ – друга норма ефективності стерна за рівнянням (4.44), де як аргумент використовується довжина судна, що є складовою значення бокової площі вітрильності корпусу судна A_3 і площі підводної частини A_4 ;
- $E_3(\bar{L})$ – третя норма ефективності стерна за рівнянням (4.45), де як аргумент використовується довжина судна, що є складовою значення бокової площі вітрильності A_5 при осадці до літньої ватерлінії.

Розв’язання системи нерівностей (4.47) дає наступний результат: точка перетину графіків $E_r(\bar{L})$ і $E_1(\bar{L})$ визначає абсцису $\bar{L}_{E1}$ – граничне значення максимальної довжини судна, де забезпечується критерій ефективності (4.44). Аналогічно, з’ясовуючи точки перетину графіків $E_r(\bar{L})$ і $E_2(\bar{L})$ та $E_r(\bar{L})$ і $E_3(\bar{L})$, отримуються абсциси $\bar{L}_{E2}$ і $\bar{L}_{E3}$. Отже, значення $\bar{L}_{E1}$, $\bar{L}_{E2}$, $\bar{L}_{E3}$ вказують на те, що при довжині судна, яка перевищить ці значення, стерно буде неефективним з позицій забезпечення маневреності за критеріями ефективності (4.44)-(4.46).

Виходячи з викладеного, граничне значення довжини судна, при якій забезпечується допустима ефективність його управління, запишеться таким чином

$$L_{Er} = \min\{L_{E1}; L_{E2}; L_{E3}\}. \quad (4.48)$$

Для визначення граничного значення довжини судна L_{Er} , при якому забезпечується умова його ефективності для реалізації керованості, запропоновано алгоритм, який показано на рис. 4.24. Згідно нього процедура розрахунку граничної довжини за критерієм керованості здійснюється так:

- блок 3 обчислює нову довжину судна;
- блок 4 розраховує ефективність стерна E_r , встановленого на судні, і норми ефективності стерна для забезпечення керування судном E_1, E_2, E_3 ;
- блок 5 забезпечує перевірку виконання умови ефективності стерна;
- блок 6 перевіряє необхідність заміни існуючого стерна;
- блок 7 здійснює перевірку досягнення максимальної довжини судна.

Дані результати використовується для визначення обмеження цільової функції математичної моделі модернізації судна згідно п.2.5.

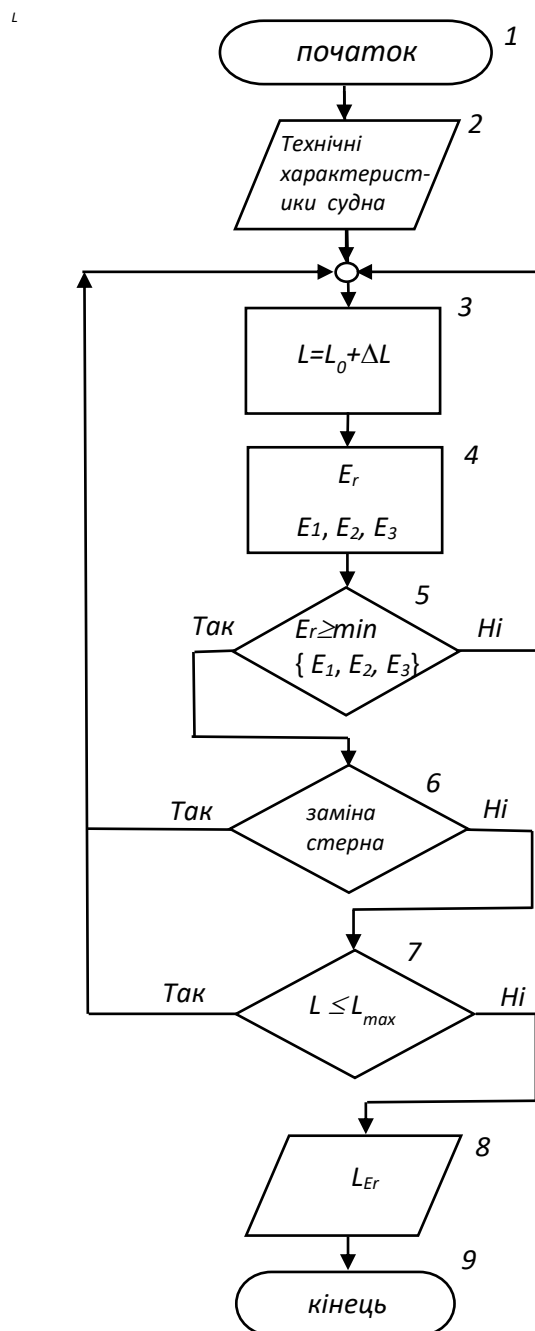


Рисунок 4.24 - Схема алгоритму визначення граничного значення довжини судна за критерієм забезпечення ефективності керування

4.6 Особливості урахування вимог до енергоефективності суден при проведенні їх розмірної модернізації

Міжнародна морська організація (International maritime organization – далі ІМО) встановлює чіткі нормативи щодо забезпечення екологічності морських суден. Для пасажирських лайнерів характерним є вагоме споживання суднових енергетичних ресурсів – пару, електроенергії, холодної та гарячої води, в генерації яких застосовується вуглеводневе паливо, чим обумовлюється забруднення атмосфери шкідливими речовинами і зростанням кількості парникових газів [108, 248-273].

У 1973 році ІМО прийняла Міжнародну конвенцію щодо запобігання забруднення з суден (The International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, MARPOL 73/78) [106]. Це – головний нормативно-правовий документ, що регламентує процедури і правилами, пов'язані з захистом та ліквідацією забруднення морського середовища. Додаток VI цього документу встановлює правила обмеження і запобігання забруднення повітря викидами оксиду сірки, азоту та іншими шкідливими викидами, включаючи тверді частинки [117, 125, 134].

За останні двадцять років людство стикається з ще однією небезпечною загрозою – стале підвищення температури планети, які викликані техногенними факторами різнобічної діяльності людини [125].

ІМО було затверджено рішення комітету (MEPC – The Marine Environment Protection Committee) по захисту морського середовища Згідно цієї резолюції (конвенція MARPOL 73/78), введено коефіцієнт енергоефективності EEDI (Energy Efficiency Design Index).

Розмірна модернізація пасажирських суден має забезпечувати необхідні рівень екологічності. На сьогодні EEDI є один з головних критеріїв модернізації, якій кількісно оцінює співвідношення «шкода довкіллю – корисна робота судна». Коефіцієнт EEDI розроблено для найбільших і найенергоємніших суден, у тому числі – і для пасажирських. Він повинен підвищуватись кожні п'ять років (фази експлуатації).

EEDI розраховується в грамах діоксиду вуглецю (CO_2) у відношенні місткості судна на морську милю – найменше значення EEDI характеризує судно як більш енергоефективне. Рівень скорочення викидів CO_2 (г/тонно-миль) для першого етапу (фази) встановлено на рівня 10% і буде посилено кожні п'ять років, щоб відповідати сучасному рівню розвитку техніки щодо підвищення енергоефективності і скорочення викидів [117, 125, 134].

ІМО приділяє EEDI як відношення маси CO_2 до маси вантажу помноженою на відстань його доставки [253, 257, 261]

$$EEDI = \frac{\text{маса } \text{CO}_2}{\text{маса вантажу} \cdot \text{відстань}}. \quad (4.49)$$

Для круїзних лайнерів, енергетична установка яких побудована на базі єдиної суднові електроенергетичної системи, розрахунковий коефіцієнт EEDI визначається за співвідношенням [261]

$$EEDI = \frac{(\prod_{j=1}^M f_i) (\sum_{i=1}^{n_{DG}} P_{DG_i} C_{FDG_i} SFC_{DG_i})}{f_i f_c f_l GT f_w V_{ref}} - \frac{((\sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{eff_i} P_{DG_{eff_i}}) C_{FDG_i} SFC_{DG_i})}{f_i f_c f_l GT f_w V_{ref}} - \frac{(\sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{eff_i} P_{eff_i} C_{FDG_i} SFC_{DG_i})}{f_i f_c f_l GT f_w V_{ref}} \quad (4.50)$$

де n_{DG} – число дизель-генераторів

$\sum_{i=1}^{n_{DG}} P_{DG_i}$ – фактична сумарна експлуатаційна потужність дизель-генераторів

$$\sum_{i=1}^{n_{DG}} P_{DG_i} = 0,75 MCR_{DG}$$

C_{FDG_i} , C_{FDG} – коефіцієнти кореляції (безрозмірні) між витратою палива і кількістю оксиду вуглецю CO_2 , що утворюються при згорянні відповідного виду палива в дизелі, який визначається вмістом вуглецю [117, 125, 256];

SFC_{DG_i} – питома ефективна для дизель-генераторів, г/(кВт/год) [117, 125, 256];

P_{DGeff_i} – потужність дизель-генераторів, яка генерується з застосуванням енергії відпрацьованих газів [117, 125, 256];

P_{eff_i} – потужність дизель-генераторів, яка генерується інноваційними енергоефективними пристроями;

$f_j, f_i, f_c, f_{eff_i}, f_w$ – постійні коефіцієнти [261], які враховують специфічні конструктивні елементи судна, необхідність обмеження дедвейту, впровадження на судні енергоефективних технологій, погіршенні метеорологічних умов.

На всі нові судна та судна, які пройшли глибоку модернізацію введено поняття граничного (обов'язкового, обмежувального) значення коефіцієнту [*EEDI*] (required EEDI).

$$EEDI \leq [EEDI] \quad (4.51)$$

ІМО запропоновано визначати коефіцієнт EEDI у вигляді графічної залежності цього коефіцієнту від дедвейту або гросс-тоннажу (gross tonnage GT), які рекомендовано зображати у вигляді еталонних ліній (reference lines) для різних типів суден [117, 125, 256]. Еталонна лінія (reference line) – це усереднена крива, яка визначена за індивідуальними значеннями конкретної групи суден. Апроксимацією сімейства EEDI кривих степеневі функції було рекомендовано рівняння виду [253, 257]

$$[EEDI] = a \cdot b^{-c}, \quad (4.52)$$

де a, c – коефіцієнти апроксимаційної залежності [253, 257];

b – аргумент функції, який для пасажирських суден має значення GT .

Для пасажирських суден

$$f(GT) = [EEDI] = a \cdot GT^{-c}, \quad (4.53)$$

де $a=170,84$, $c=0,214$ – коефіцієнти, які отримані в результаті кореляційно-регресійного аналізу [253, 257].

Рівняння (4.53) дозволяє побудувати обмежувальні криві на викиди CO_2 . Але, Правило 21 Додатку VI Конвенції MARPOL 73/78 вимагає від судновласників зменшувати величину [*EEDI*] і положення обмежувальної кривої [*EEDI*] = (DWT, GT) кожні п'ять років на величину X (у відносних одиницях). Це означає

поступне збільшення вимог щодо обмежувальної кривої $[EEDI]$ та враховується коефіцієнтом зменшення $[EEDI]_i = \left(1 - \frac{X_i}{100}\right) [EEDI]_{i-1}$ (reduction factor). Для кожного етапу (фази) допустиме значення $[EEDI]_i$ [253]:

$$\begin{cases} [EEDI]_{phase1} = \left(1 - \frac{X_{phase1}}{100}\right) [EEDI]_{phase0} \\ [EEDI]_{phase2} = \left(1 - \frac{X_{phase2}}{100}\right) [EEDI]_{phase1} \\ [EEDI]_{phase3} = \left(1 - \frac{X_{phase3}}{100}\right) [EEDI]_{phase2} \\ [EEDI]_{phase4} = \left(1 - \frac{X_{phase4}}{100}\right) [EEDI]_{phase3} \end{cases}, \quad (4.54)$$

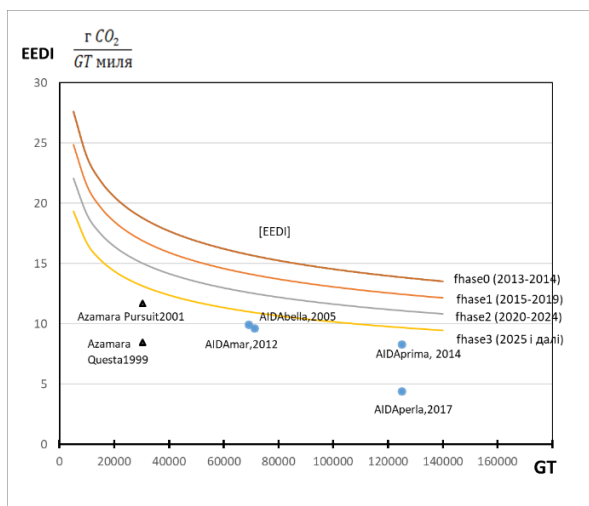
Правило 21 встановлює вимоги щодо граничних значень етапів та темпів зменшення значення $[EEDI]$. Етапи (фази), які регламентуються цим правилом, мають наступну тривалість [117, 125, 256] :

- початковий (phase 0) з 01.12.2013 до 31.12.2014 ;
- перший (phase 1) з 01.01.2015 до 31.12.2019 ;
- другий (phase 2) з 01.01.2020 до 31.12.2024;
- третій (phase 3) з 01.12.2025 і далі.

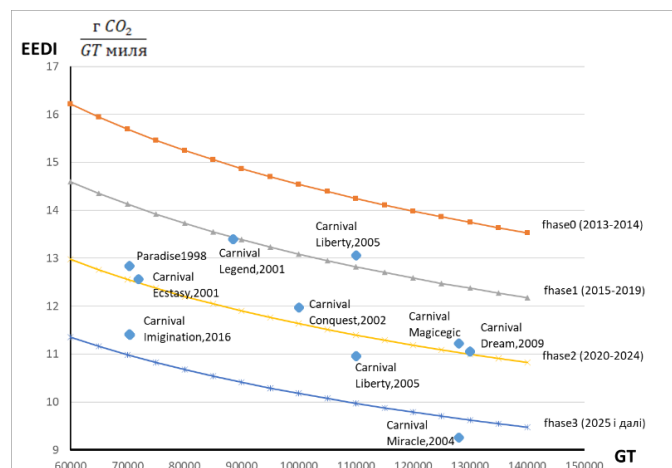
Таким чином, розмірна модернізація передбачає обов'язкову перевірку модернізованого судна на відповідність критерію $EEDI$. Співвідношення (4.54) дає можливість побудувати сімейство граничних кривих для кожного етапу життєвого циклу судна та оцінити відповідність судна, яке планується модернізувати, нормам енергоефективності. Як приклад, на рис. 4.25 (та в Додатку Д3) наведено результати аналізу відповідності коефіцієнтів ефективності існуючим нормам суден найвідоміших круїзних компаній – Azamara і Aida (а), Carnival (б), Gunard line і Celebrity (в), Holland line (г), MSC Cruises (д), NCL (е) [117, 125, 134].

Показано, що всі круїзні лайнери відповідають нормам енергоефективності починаючи від моменту введення в їх експлуатацію, року експлуатації.

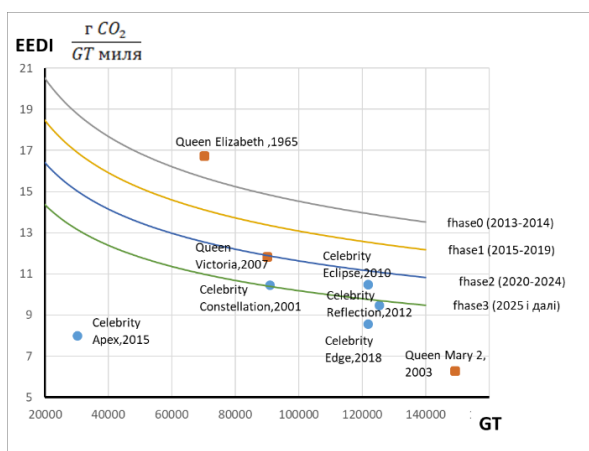
Математична модель модернізації пасажирських суден передбачає виконання умови забезпечення енергоефективності, яка записується у вигляді рівняння (4.50). Використаємо дане рівняння для визначення граничного значення місткості судна, в нашому випадку гросс-тоннажу GT (gross tonnage), при його розмірній конверсії



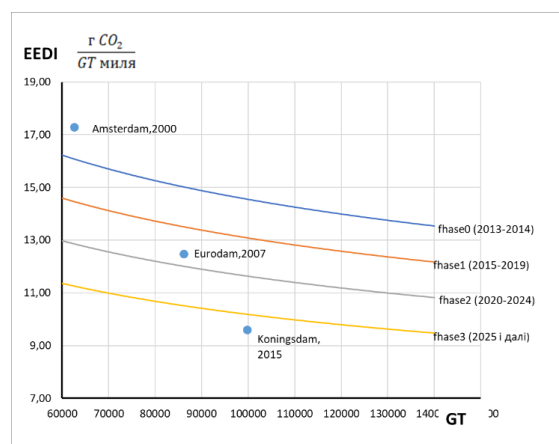
а



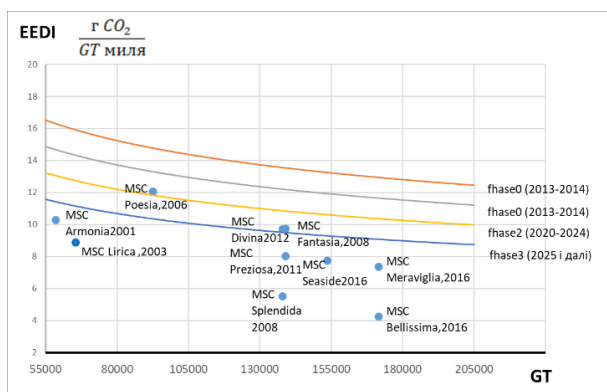
б



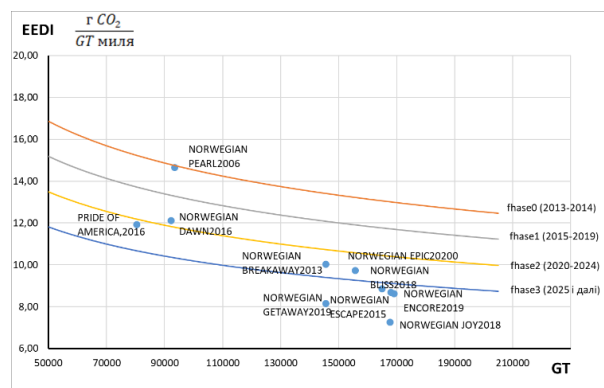
в



г



д



е

Рисунок 4.25 - Результати досліджень коефіцієнтів енергоефективності і порівняння їх з еталонними значеннями, проведених для суден круїзних компаній AZAMARA і AIDA (а), CARNIVAL (б), GUNARD LINE і CELEBRITY (в), HOLLAND LINE (г), MSC Cruises (д), NCL (е)

$$\begin{aligned}
GT = & \frac{(\prod_{j=1}^M f_i) P_{DGi} C_{FDGi} (\sum_{i=1}^{n_{DG}} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l EEDI f_w V_{ref}} - \\
& - \frac{((\sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{effi} P_{DGeffi}) C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l EEDI f_w V_{ref}} - \\
& - \frac{(\sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{effi} P_{effi} C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l EEDI f_w V_{ref}}
\end{aligned} \quad (4.55)$$

Приймаючи допустиме значення коефіцієнту енергоефективності згідно умови (4.51), що дорівнює фактичному значенню $EEDI = [EEDI]$, отримаємо нерівність

$$\begin{aligned}
GT \geq & \frac{(\prod_{j=1}^M f_i) (\sum_{i=1}^{n_{DG}} P_{DGi} C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l [EEDI] f_w V_{ref}} - \\
& - \frac{((\sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{effi} P_{DGeffi}) C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l [EEDI] f_w V_{ref}} - \\
& - \frac{(\sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{effi} P_{effi} C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l [EEDI] f_w V_{ref}}.
\end{aligned} \quad (4.56)$$

Резолюцією комітету з морської безпеки Міжнародної морської організації від 06 червня 1996 р. №653 [274] встановлено метод визначення гросс-тоннажу за геометричними розмірами судна

$$GT = V_E a = LBH a \quad (4.57)$$

де V_E – розрахунковий об’єм, що визначаються розмірами судна, м³;

$$V_E = LBH,$$

L – довжина судна, м;

B – ширина судна, м;

H – висота (сумарна) всіх приміщень від дна до найвищої палуби, м;

a – коефіцієнт, що визначається функцією $a = f(V_E)$ [274].

Застосовуючи вираз (5.56), можна записати

$$\begin{aligned}
LBH a \geq & \frac{(\prod_{j=1}^M f_i) (\sum_{i=1}^{n_{DG}} P_{DGi} C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l [EEDI] f_w V_{ref}} - \\
& - \frac{((\sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{effi} P_{DGeffi}) C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l [EEDI] f_w V_{ref}} -
\end{aligned}$$

$$- \frac{(\sum_{i=1}^{neff} f_{effi} P_{effi} C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l [EEDI] f_w V_{ref}}, \quad (4.58)$$

і отримати нерівність для визначення граничної довжини судна, яка забезпечує потрібну енергоефективність судна

$$L \geq \frac{(\prod_{j=1}^M f_i)(\sum_{i=1}^{n_{DG}} P_{DGi} C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l [EEDI] f_w V_{ref} BH a} - \frac{((\sum_{i=1}^{neff} f_{effi} P_{DGeffi}) C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l [EEDI] f_w V_{ref} BH a} - \frac{(\sum_{i=1}^{neff} f_{effi} P_{effi} C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l [EEDI] f_w V_{ref} BH a}. \quad (4.59)$$

Враховуючи вираз $L = L_0 + \Delta L$, нерівність (4.59) запишеться відносно граничної довжини вставки за критерієм енергоефективності

$$\Delta L \geq \frac{(\prod_{j=1}^M f_i)(\sum_{i=1}^{n_{DG}} P_{DGi} C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l [EEDI] f_w V_{ref} BH a} - \frac{((\sum_{i=1}^{neff} f_{effi} P_{DGeffi}) C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l [EEDI] f_w V_{ref} BH a} - \frac{(\sum_{i=1}^{neff} f_{effi} P_{effi} C_{FDGi} SFC_{DGi})}{f_i f_c f_l [EEDI] f_w V_{ref} BH a} - L_0. \quad (4.60)$$

Таким чином, отримані рівняння (4.75) і (4.76) використовуються як обмеження в інтегральній моделі визначення раціональної довжини судна при розмірній модернізації.

4.7 Визначення розмірів додаткової циліндричної вставки

Основною метою розмірної модернізації пасажирського судна є комерційна мета. Зрозуміло, що розмірна модернізація пасажирського судна, за рахунок його подовження, забезпечує більш високий прибуток від експлуатації судна.

Але, в сучасних умовах експлуатації флоту екологічні аспекти мають не менший пріоритет, ніж комерційні. Відповідність модернізованого судна сучасним нормам екологічності оцінюється коефіцієнтом енергоефективності. Розмірна модернізація передбачає зменшення екологічного навантаження на зовнішнє середовище, за рахунок збільшення знаменника у виразі (4.56) [117, 134]. Але це буде реалізовано лише за умовами, що використовуватимуться сучасні технології, які забезпечують вплив на коефіцієнт f_{effi} , а також за кількості витрати палива [117, 125, 134].

Пропонується інтегральний підхід до визначення розмірів додаткової вставки – з урахуванням і економічних, й екологічних аспектів.

Як економічні, так і екологічні результати розмірної модернізації є функціями від розміру судна GT , а точніше – його збільшення ΔGT . Залежність $Z(\Delta GT)$ – функція зростання ΔGT від довжини, характеризує економічні результати, а залежність $EEDI(\Delta GT)$ від ΔGT – рівень енергоефективності подовжених суден. Збільшення ΔGT досягається введенням додаткової секції ($x > 0$), тому і $Z(\Delta GT)$, і $EEDI(\Delta GT)$ є функціями її довжини x :

$$Z(\Delta GT) = Z(\Delta GT(x)) = Z(x) \quad (4.61)$$

$$EEDI(\Delta GT) = EEDI(\Delta GT(x)) = EEDI(x) \quad (4.62)$$

Величина додаткової секції змінюється дискретно. На її базі формуються додаткові каюти. Тому, важливим параметром, якій впливає на довжину секції x є довжина планованих кают, про що говорилося в п.2.3. Так звана «кратність» додаткової секції $n_c > 0$ – кількість кают, тобто:

$$n_c = \frac{x}{b_c} \in Z^+ \quad (4.63)$$

Збільшення розміру судна має певні обмеження з точки зору конвенції MARPOL 73/78 [253]. Позначимо максимально допустиму довжину додаткової секції – як ΔL_{max} (вона визначається вимогами вказаної конвенції). Тоді:

$$x \leq \Delta L_{max} \quad (4.64)$$

Економічні аспекти оцінки розміру додаткової вставки [117, 134, 85, 202, 210].

Проведення модернізації шляхом збільшення розміру судна за рахунок додаткової секції має своєю метою отримання судновласником додаткового прибутку протягом певного періоду часу. Як правило цей термін встановлюється у кожній ситуації окремо з урахуванням специфіки судна, його стану та інших факторів. Приймаємо у подальшому цей термін як T [117, 125, 134].

Таким чином протягом прийнятого терміну T розгляду, додатковий прибуток від збільшення розміру судна складає:

$$\Delta P(x) = T \cdot \Delta P^y(x) = T \cdot (P_c + P_{ae}) \cdot N_d \cdot \frac{x}{n_c} \quad (4.65)$$

де P_c - середній річний прибуток від однієї каюти певного класу, P_{ae} - середній річний прибуток, пов'язаний з витратами на відпочинок протягом рейсу;

N_d - кількість палуб, на яких планується розташування кают у додатковій секції;

$N_d \frac{x}{n_c}$ - характеризує кількість кают у додатковій секції [117, 125, 134, 256].

У той же час, збільшення довжини судна пов'язано з витратами $C(x)$ на проектування, на проведення модернізації $g_1(x)$, встановлення додаткового обладнання $g_2(x)$, додатковими витратами щодо забезпечення міцності корпусу $g_3(x)$. Усі витрати, звичайно, обмежені можливостями фінансування розмірної модернізації R_m [117, 125, 134]

$$C(x) + g_1(x) + g_2(x) + g_3(x) \leq R_m \quad (4.66)$$

В деяких випадках доцільно розглядати обмеження окремо по кожній позиції витрат, що пов'язані безпосередньо з реалізацією заходів з модернізації [117, 125, 134]:

$$g_1(x) \leq R_1, \quad g_2(x) \leq R_2, \quad g_3(x) \leq R_3 \quad (4.67)$$

Збільшення розміру судна призводить до додаткових щорічних експлуатаційних витрат $\Delta C_{op}^y(x)$. За певний період часу T витрати складають [117, 125, 134]:

$$\Delta C_{op}(\Delta GT(x)) = \Delta C_{op}(x) = T \cdot \Delta C_{op}^y(x) \quad (4.68)$$

Прикінцевий економічний результат модернізації, без врахування дисконтування, дорівнює [185, 210]

$$Z(x) = \Delta P(x) - \Delta C_{op}(x) - C(x) - g_1(x) - g_2(x) - g_3(x) \quad (4.69)$$

Таким чином, (4.69) формує баланс фінансових потоків, які пов'язані саме з розмірною модернізацією. Саме на цьому виразу формується цільова функція оптимізаційних процедур пошуку параметрів додаткової циліндричної вставки корпусу судна з розмірною модернізацією

$$Z(x) = \Delta P(x) - \Delta C_{op}(x) - C(x) - g_1(x) - g_2(x) - g_3(x) \rightarrow \max \quad (4.70)$$

Параметром управління зміною математичної моделі є довжина додаткової секції корпусу – x .

В результаті цього, умова забезпечення заданого рівня щорічного прибутку $\Delta P^{\min}$ від використання додаткових кают представляється нерівністю [117, 125, 134]:

$$\Delta P^y(x) - \Delta C_{op}^y(x) \geq \Delta P^{\min} \quad (4.71)$$

4.7.1 Екологічні аспекти оцінки додаткової вставки

Екологічність будь-якого виробництва – сучасна вимога, яка, у тому числі, стосується морського судноплавства [248-276]. Коефіцієнт енергоефективності $EEDI$ є показником, який оцінює співвідношення шкоди навколишньому середовищу та роботи, яку виконує судно. Діюча нормативна база у сфері міжнародного судноплавства спрямована на забезпечення поступового зниження даного показника, що у комплексі забезпечить технологічно можливу мінімізацію екологічного впливу морського судноплавства [117, 125, 134].

Один з варіантів забезпечення допустимого рівня $EEDI$ є модернізація, у тому числі, розмірна, за результатами якої збільшується GT судна, а це, в свою чергу, підвищує обсяг транспортної роботи судна та зменшує відповідний рівень $EEDI$ [117, 125, 134].

Проведений аналіз енергоефективності суден провідних світових компаній можна застосовувати для визначення їх модернізаційної привабливості; запропоновано модель оптимізації розмірної модернізації пасажирського судна з

визначенням довжини додаткової секції судна при інтегральному розгляді економічних та екологічних аспектів подальшої експлуатації даного судна; виконано експериментальна перевірка моделі, яка обґрунтувала її достовірність та придатність для практичного використання у процесах прийняття рішень щодо розмірної модернізації пасажирських суден [117, 125, 134].

Метод дозволяє визначати краще рішення щодо визначення розміру додаткової секції пасажирського судна у процесі модернізації з урахуванням інтегрального підходу до розгляду економічних та екологічних аспектів подальшої експлуатації даного судна (додаток Д4) [117, 125, 134].

4.8 Висновки за розділом 4

1. За результатами аналізу закономірності змін основних параметрів, які характеризують ключовий експлуатаційний показник судна – його ходовість, спираючись на експлуатаційно-технічні характеристики низки суден-кандидатів на подовження, розроблено метод оцінки впливу подовження корпусу на опір судна при експлуатації (буксирувальний опір) і пропульсивний коефіцієнт. Саме їх співвідношення характеризує здатність судна рухатися з необхідною швидкістю при мінімальній потужності пропульсивних двигунів.

2. При оцінці бажаного ступеню подовження судна в процесі його розмірної модернізації, слід враховувати наступне:

- максимальне зростання буксирувального опору характерно для максимальних значень довжини вставки при експлуатаційної швидкості судна; наприклад, при відносному подовженні судна до 1,1, опір збільшується у 1,05...1,07 разів, а при подовженні до 1,2 – відповідно до 1,1...1,15 разів;

- пропульсивний коефіцієнт гребного гвинта зі збільшенням довжини судна падає; його зниження обумовлено складними процесами взаємодії потоку води з корпусом судна й гвинтами, які кількісно характеризуються коефіцієнтами попутного потоку, засмоктування, впливу корпусу та навантаження гребного

гвинта; всі ці коефіцієнти залежать від довжини судна, а сумісний їх вплив приводить до зниження пропульсивного коефіцієнта до 5%...12%;

– водотоннажність судна зростає більш інтенсивно – при відносному подовженні на 20% – до 30%...40% .

3. Удосконалено метод розрахунку буксирувального опору при подовженні корпусу. Отримано співвідношення щодо оцінки змін основних безрозмірних коефіцієнтів корпусу при подовженні судна – загальної повноти, повноти мідель-шпангоута, повноти площі ватерлінії, повздовжньої повноти – які входять, як основні параметри, в процедуру розрахунку морехідних якостей судна. Проілюстровано вплив подовження суден на ці коефіцієнти, оцінено межі їх змін. Отримані рекомендації дають можливість прогнозувати зміни розрахункового опору, розрахункових навантажень на корпус судна, ККД стернового пристрою, ефективності пропульсивної установки. З'являється можливість встановлення межі подовження, при яких існуючий гвинт забезпечує прийнятну енергетичну ефективність без процедури заміни його на новий.

4. Запропоновано рекомендації з прийняття рішення щодо доцільності розмірної модернізації корпусу судна без заміни пропульсивної установки, або – заміною її. Результати, які представлені в роботі, дозволяють, в залежності від цілей та поставлених задач: або – за розрахованою пропульсивною потужністю визначати граничне значення відносної довжини судна, при якій буде забезпечена паспортна швидкість судна; або навпаки – виходячи з заданого подовження корпусу, оцінювати швидкість руху судна.

5. Розроблено методи визначення граничної довжини вставки корпусу за: критеріями забезпечення остійності, які регламентуються Міжнародною конвенцією з охорони людського життя на морі SOLAS-74/78 і Кодексом забезпечення остійності суден; критеріями ефективності стернових пристроїв, необхідних для забезпечення маневрування судна з прийнятими параметрами управління.

6. Досліджено вплив збільшення довжини на енергоефективність пасажирських суден, яка визначена нормами Міжнародної Конвенції щодо

запобігання забруднення з суден MARPOL-73/78 і резолюціями Комітету з охорони навколишнього середовища ІМО. Запропоновано методику обов'язкової перевірки модернізованих суден на відповідність критерію *EEDI*. Відмінною особливістю методики є те, що вона дає можливість враховувати, відповідно Конвенції, вимоги поетапного збільшення *EEDI* на протязі життєвого циклу судна.

7. Розроблено метод оптимізації величини додаткової вставки при розмірній модернізації пасажирських суден. Метод відноситься до класу формально-евристичних методів оптимізації. Відповідно до поставленої мети, сформульована цільова функція, задана допустима область змін параметра, якій оптимізується, зазначені обмеження.

Представлена концептуальна модель розмірної модернізації. Окреслено найважливіші завдання, показано протиріччя між цілями, розставлено пріоритети, визначено зв'язки між основними критеріями якості, прописано причинно-наслідкові зв'язки. Метод дозволяє визначати кращі рішення щодо визначення розміру додаткової секції, з урахуванням інтегрального підходу до розгляду економічних й екологічних аспектів, функціональності та безпеки подальшої експлуатації судна.

Результати даного розділу опубліковані у [117, 125, 134, 157, 202, 245, 273].

РОЗДІЛ 5

МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ Й МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ ЕЛЕКТРОХОДІВ ПРИ МАНЕВРУВАННІ

5.1 Структурна схема пропульсивного комплексу електроходу

При розмірній модернізації пасажирських суден збільшуються їх маса-габаритні 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 [277].

Аналіз впливу подовження корпусу пасажирських суден на їх маневрені властивості може бути побудованим за результатами моделювання маневрених режимів роботи суднових пропульсивних комплексів. До складу комплексу входять [278-280]: суднова електроенергетична системи; гребна електрична установка; гребні гвинти; кермо (стерно); корпус електрохода.

Сучасні пасажирські судна – електроходи. Їх гребні установки можуть бути побудовані за класичним варіантом [281-282], 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 суднової електроенергетичної системи, яка забезпечує електроенергією як саму систему електроруху, так і загальносуднових споживачів електроенергії. Таким чином, судновий пропульсивний комплекс електрохода – це складна система, яка об'єднує багато складових частин з різними фізичними процесами, які в них протікають.

У процесі проектування електроходів, при розробці рекомендацій з пошуку ефективних і безпечних способів управління роботою судна та його

електроенергетичної установки на маневрах, широко використовуються прийоми математичного моделювання перехідних режимів їх роботи. В процесі маневрування судна всі складові його пропульсивного комплексу практично безперервно працюють у перехідних режимах, надаючи при цьому суттєвий вплив один на одного. Тому аналіз маневрених режимів роботи як самого судна, так і будь-якої його складової частини необхідно проводити у єдності з усіма іншими складовими частинами [283, 284].

В основу побудови математичних моделей перехідних режимів пропульсивних комплексів електроходів на маневрах покладено математичну модель запропоновану професором Небесновим В.І. і його науковою школою, що представлена в роботах [283-286].

З урахуванням наявності у сучасних електроходів САУ курсом судна та застосовування у якості гребних електродвигунів РКК Azipod, структурна схема комплексу зазнає суттєвих змін. У цьому випадку вона має уточнений вигляд [283, 285-288], представлений на рис. 5.1.

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 (ТД); $G1, G2, \dots, G_n$ – синхронні генератори (СГ); $DR1, \dots, DR_n$ – регулятори частоти обертання теплових двигунів; $GR1 \dots GR_n$ – 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 ГЕД, $P1, P2$ – 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 и ThA – гвинти носового та кормового ПП;

- *SHIP'S CONSUMERS* – загально-суднові споживачі електроенергії;

- *CONTROL SYSTEM* – система управління пропульсивним комплексом;

- стерно (кермо) – R ;

– корпус судна – *HULL*.

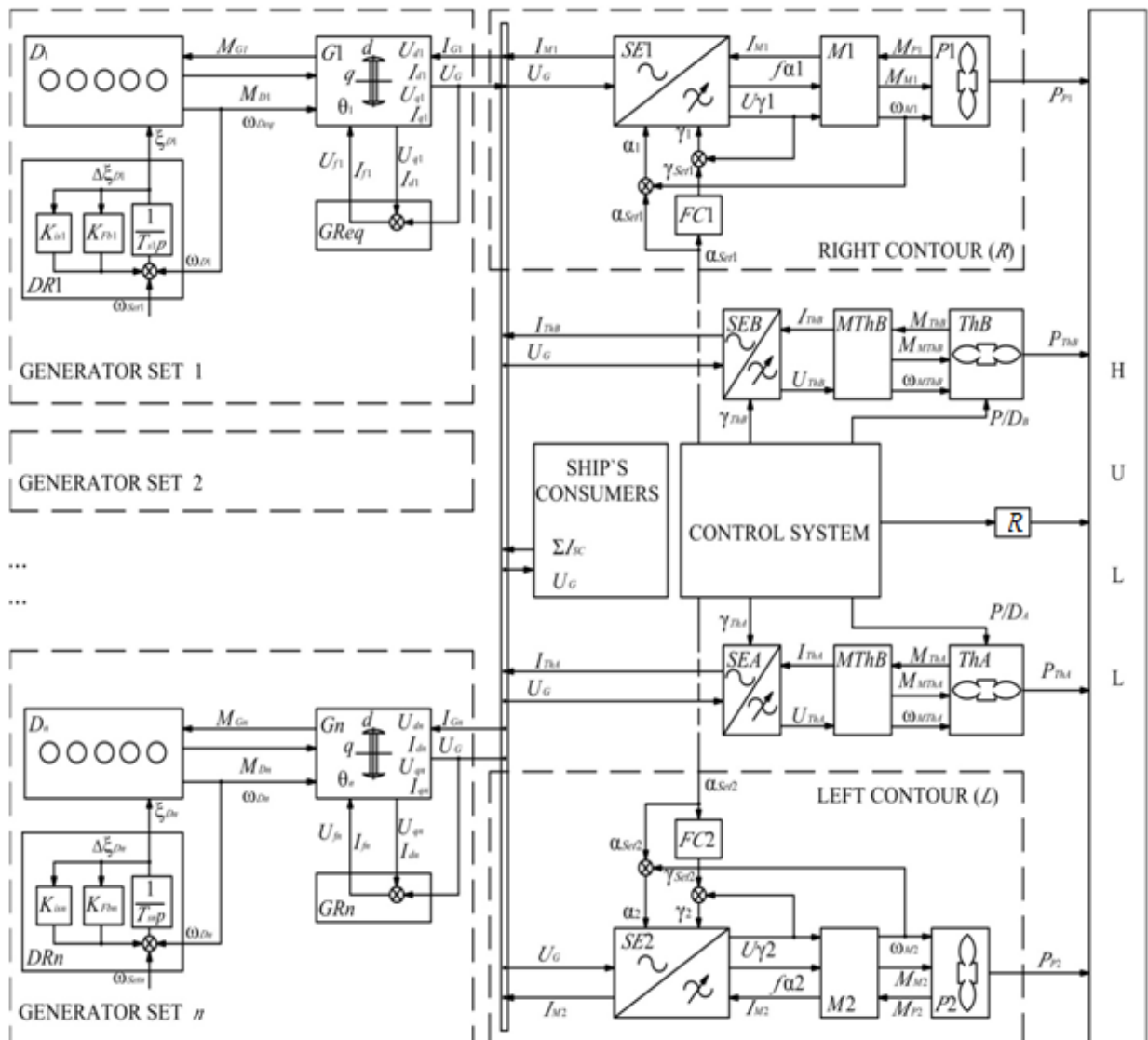


Рисунок 5.1 - Структурна схема пропульсивного комплексу електрохода

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

Система автоматичного регулювання відповідно до структурної схеми (рис.5.1) включає такі елементи, що координують роботу силових контурів і сигналів системи управління: в підсистемі генерування енергії – *DR* – регулятор частоти обертання теплового двигуна (ТД); ξ_D – хід рейки паливного насосу ТД; ω_{Set} – вставка кутової швидкості в регуляторі швидкості; ω_D і M_D – кутова швидкість і обертовий момент вихідного валу ТД; $1/T_{sp}$ – вузол (ланка)

сервомотору; K_{Fb} – коефіцієнт підсилення ланки жорсткого зворотного зв'язку; K_{is} – коефіцієнт підсилення ланки гнучкого (ізодромного) зворотного зв'язку; GR – автоматичний регулятор напруги СГ; U_G – напруга на виході СГ; U_d і U_q – напруги в СГ у внутрішній системі координат (по поздовжній та поперечній осях); I_d і I_q – струми в СГ по поздовжній та поперечній осях (згідно внутрішніх координат); M_G – електромагнітний момент СГ; U_f – напруга збудження СГ; I_f – струм збудження СГ; I_G – струм СГ; *в силових контурах* – I_M – струм ГЕД; α_{Set} – відносна частота перетворювача частоти SE (виконує роль сигналів управління); γ_{Set} – відносна напруга перетворювача частоти SE (виконує роль сигналів управління); α і γ – відносні частота та напруга на виході перетворювача частоти SE ; P_p і M_p – упор і момент гребних гвинтів; ω_M і M_M – кутова швидкість і обертовий момент ГЕД; I_{Th} і U_{Th} – струм і напруга електродвигунів ПП; ω_{Th} і M_{Th} – кутова швидкість і обертовий момент 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; FC – функціональний перетворювач, який здійснює формування відповідного закону частотного управління $\gamma = f(\alpha)$.

Як регулятори швидкості обертання валу теплового двигуна використовуються всережимні регулятори непрямої дії з гнучким зворотнім зв'язком, ізодромні (пропорційно-інтегральні). Для регулювання напруги синхронних генераторів застосовуються системи (регулятори) з комбінованим регулюванням за відхиленням напруги й збуренням струму.

При проведенні будь яких наукових досліджень, найважливішим питанням їх організації є вибір правильного підходу. Це, перш ж за все, визначається поставленими цілями і ступенем наукової новизни результатів, які мають бути отримані. При цьому, слід пам'ятати таке: в процесі дослідження маневрених режимів, результати будь-якого розрахунку, які виконані стосовно якогось конкретного електроходу, мають лише приватний характер. Це – вирішення окремої конкретної задачі (розрахунок будь-якого маневру) стосовно конкретного електроходу за певних зовнішніх умов та в конкретній ситуації. Наукова цінність

таких розрахунків невелика. Варто змінити якийсь конструктивний параметр електрохода або умови виконання маневру, або отримати нові, більш точніші дані про фізичні процеси в об'єкті, що досліджується – і результат розрахунку буде іншим. При аналізі маневрених властивостей електроходів найважливішим питанням є наукова цінність отриманих результатів. Вона насамперед визначається ступенем узагальнення результатів, можливістю прогнозування поведінки досліджуваних об'єктів (і об'єктів, їм подібних) у різних ситуаціях. Дослідження повинні охоплювати якомога ширший клас суден та найбільш характерні маневри. Вони повинні сприяти як створенню нових електроходів, із заздалегідь заданими властивостями, так і підвищенню ефективності експлуатації вже існуючих. Розв'язання подібних завдань можливе лише на основі теорії динамічної подоби.

Відповідно до такого підходу, об'єктом дослідження має стати динамічно подібний судновий пропульсивний комплекс [277-279]. У процесі переходу до динамічно подібного комплексу автоматично формуються критерії динамічної подібності цього комплексу та узагальнені безрозмірні параметри [284-285]. Після подібних перетворень, поведінка всіх складових частин пропульсивного комплексу описується системою диференціальних і алгебраїчних рівнянь у відносних одиницях, з узагальненими безрозмірними параметрами. Комплекси з рівними значеннями безрозмірних параметрів матимуть однакові закони зміни режимних показників (відносних одиницях) у відносному часі. Саме безрозмірні параметри (критерії динамічної подоби) визначають характер протікання перехідних процесів та чисельні значення показників якості виконання маневрених операцій. Подібний підхід відкриває широкі можливості узагальнення результатів аналізу та дозволяє прогнозувати поведінку електроходів на маневрах.

Математична модель, що описує перехідні режими роботи комплексу, структурна схема якого наведена на рис. 5.1, показана нижче. Відповідно до поняття наближеного динамічно еквівалентного комплексу [279], вона переведена до системи безрозмірних одиниць. Це дозволило перевести режимні показники у відносні одиниці та виявити узагальнені безрозмірні параметри пропульсивних комплексів електроходів.

Для такого переведення введемо поняття базового режиму роботи і відповідно йому – базових значень режимних показників. В якості таких (вони будуть відзначені індексом «0») приймаються значення, які відповідають роботі комплексу в номінальному усталеному режимі при русі судна по вільній, глибокій, спокійній воді прямим курсом. Тоді відносні значення режимних показників будуть визначатися як відношення поточних значень до базових значень. Вони позначатимуться символом з рискою зверху. Наприклад: відносний обертовий момент на валу гребного електродвигуна генератора – $\overline{M}_M = \frac{M_M}{M_{M0}}$; відносна

швидкість руху судна – $\overline{v} = \frac{v}{v_0}$. Такі перетворення проводяться з усіма

режимними показниками комплексу.

Нижче наведено математичний опис перехідних режимів, отриманий в результаті переведення рівнянь, що описують процеси в складових пропульсивного комплексу, в систему відносних одиниць. Частина рівнянь відноситься до комплексів з традиційним компонуванням гребної електроенергетичної установки [278, 280, 283, 284]. Друга частина рівнянь, з тих що наведено нижче, удосконалюють математичну модель. Вони описують перехідні процеси в підрулюючих пристроях та в рушійно-кермових комплексах Azipod, і процеси, які враховують взаємний вплив РКК та корпусу електрохода.

5.2 Генераторні агрегати пропульсивного комплексу

Теплові двигуни та регулятори частоти їх обертання.

Рівняння руху теплового двигуна генераторного агрегату [279]

$$\frac{d\overline{\omega}_D}{dT} = N_D (\overline{M}_D - K_D^T \overline{M}_G - K_{TD}), \quad (5.1)$$

де $\overline{\omega}_D$ – швидкість обертання (відносна) теплового двигуна; $\overline{M}_D$ – крутний момент (відносний) валу теплового двигуна; $\overline{M}_G$ – момент опору (відносний), приведений

до валу двигуна; K_D^T та K_{TD} – постійні коефіцієнти; T – відносний час $T = \frac{v_0}{L} t$; v_0 – швидкість судна у базовому режимі; L – довжина судна між перпендикулярами, t – поточний час; J_D – приведений момент інерції генераторного агрегату; N_D – критерій динамічної подоби

$$N_D = \frac{M_{D0} L}{J_D \omega_{D0} v_0} . \quad (5.2)$$

При роботі теплових двигунів на регуляторних характеристиках відносний момент двигуна $\overline{M_D}$ можна представити як відносне переміщення $\overline{\xi_D}$ рейки паливного насоса $\overline{M_D} = \overline{\xi_D}$ [279, 287]. Зміна положення цієї рейки

$$\frac{d\overline{\xi_D}}{dT} = K_P (1 - (\overline{\omega_D} - \Delta \overline{\omega_H})) - K_{Fb} \overline{\Delta \xi_D} - K_{is} \frac{\overline{\Delta \xi_D}}{dT}, \quad (5.3)$$

де K_P , K_{Fb} , K_{is} – коефіцієнти посилення за зміною швидкості обертання теплового двигуна, жорсткого зворотного зв'язку та гнучкого зворотного зв'язку.

Уточнений опис рівнянь руху в регуляторах частоти теплових двигунів генераторних агрегатів, з урахуванням роботи системи розподілу активного навантаження [286], надано у Додатку 3.

Синхронні генератори (СГ) генераторних агрегатів.

Пропульсивні електродвигуни та електродвигуни підрулюючих пристроїв системи електроруку споживають від СГ дуже велику частку електроенергії. Передача її здійснюється через напівпровідникові перетворювачі, що порушує синусоїдальний характер струму. У теорії електроруку прийнято [288, 289, 290] вважати, що передавання електроенергії споживачам здійснюється першими гармоніками, а споживачами вищих гармонік є система живлення. Тому, реальний генератор замінено джерелом еквівалентної синусоїдальної електрорушійної сили (розкладанням у ряд Фур'є). Після цього, з'являється можливість використання спрощеної векторної діаграми струмів та напруг. За допомогою цієї діаграми можна знайти основні розрахункові параметри: кут зсуву фаз ψ_G між векторами струму $\overline{I_G}$ і електрорушійної сили $\overline{E_G}$; кут зсуву фаз ϕ_G між векторами напруги $\overline{U_G}$

і струму $\overline{I}_G$; кут зсуву фаз θ_G між векторами напруги $\overline{U}_G$ і електрорушійної сили $\overline{E}_G$. Векторна діаграма та процедура розрахунку цих параметрів наведено Додатку 3.

В основу розрахунку основних внутрішніх (в системі координат $d - q$) та зовнішніх вихідних параметрів синхронних генераторів покладено математичну модель на основі рівнянь Парка-Горєва. Математичний опис процесів в генераторах побудовано з урахуванням того, що СГ працюють у складі суднового пропульсивного комплексу, тому електромагнітні перехідні процеси в обмотках генераторів, як це прийнято в теорії електроруку, не враховуються.

Струм та напруга генератора уздовж внутрішньої координати d

$$\overline{I}_d = -\overline{I}_G \sin \psi_G ; \quad (5.4)$$

$$\overline{U}_d = -K_{d1} \overline{I}_G \cos \psi_G ; \quad (5.5)$$

Струм та напруга генератора уздовж внутрішньої координати q

$$\overline{I}_q = \overline{I}_G \cos \psi_G . \quad (5.6)$$

$$\overline{U}_q = -K_{q1} \overline{I}_G \sin \psi_G + K_{q2} \overline{I}_f , \quad (5.7)$$

де K_{d1} , K_{q1} , K_{q2} – постійні коефіцієнти; I_f – струм збудження генератора.

Напруга на виході генератора

$$\overline{U}_G = \sqrt{\overline{U}_d^2 + \overline{U}_q^2} . \quad (5.8)$$

Струм генератора [291]

$$\overline{I}_G = \frac{3\sqrt{2}}{4} \mu_G \overline{I}_M \cos \varphi_M , \quad (5.9)$$

де $\overline{I}_M$ та $\cos \varphi_M$ – відносний струм та коефіцієнт потужності гребного електродвигуна; μ_G – сигнал управління перетворювачем електроенергії.

Система самозбудження синхронних генераторів, крім основного призначення, забезпечує і автоматичне регулювання напруги, і автоматичний розподіл реактивного навантаження між паралельно працюючими генераторними агрегатами. З урахуванням всіх цих процесів, струм збудження генератора буде змінюватись як [286]

$$\frac{d\overline{I_f}}{dT} = N_f \left(K_{f1} K_{Uq} \overline{U_q} + K_{f2} K_{Id} \overline{I_d} - K_{f3} K_U \left(\overline{U_G} - (1 - \Delta \overline{U_{H1}}) \right) - \overline{I_f} \right), \quad (5.10)$$

де K_{f1} , K_{f2} , K_{f3} – коефіцієнти підсилення за основним сигналом, за збурюванням і за відхиленням 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

$$N_f = \frac{L U_{f0}}{L_f I_{f0} v_0}, \quad (5.11)$$

де L_f – індуктивність обмотки збудження; U_{f0} і I_{f0} – напруга і струм збудження у базовому режимі.

При роботі синхронних генераторів під навантаженням вони створюють момент опору тепловим двигунам. Момент опору розраховується за векторною діаграмою СГ, виходячи з відомих співвідношень [288, 289, 290]

$$\overline{M_G} = -K_{G1} \overline{I_G}^2 \sin \psi_G \cos \psi_G + K_{G2} \overline{I_f} \overline{I_G} \cos \psi_G, \quad (5.12)$$

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

Повний опис перехідних процесів надано у Додатку 3.

Перетворювач електроенергії SE.

Як перетворювачі електроенергії в силових контурах електрохода використовують перетворювачі частоти SE1 і SE2, та перетворювачі напруги – SEB і SEA.

Перетворювачі першого типу встановлені в силових контурах пропульсивних гребних електродвигунів. Вони забезпечують регулювання частоти обертання ГЕД за рахунок управління відносною частотою α напруги живлення. Одночасно, система управління формує сигнали за відносною напругою γ . Закони управління α і γ запропоновані в роботах [279, 286, 289]. Управління $\alpha(T)$ враховує зворотні зв'язки, які передбачені в частотно-керованих електроприводах гребних установок. Управління $\gamma(\alpha, T)$ здійснюється відповідно оптимальному закону управління Костенко, з урахуванням падіння напруги на активному опорі статора.

Перетворювачі напруги *SEB* і *SEA* встановлені в контурах живлення електродвигунів підрулюючих пристроїв. В підрулюючих пристроях з гвинтами регульованого кроку упор гвинтів регулюється за рахунок зміни кута повороту лопатей, тому електропривод двигуна повинен забезпечити його плавний пуск та вихід на усталений режим роботи. Далі у роботу вступає гідравліка. Саме перетворювачі напруги *SEB* і *SEA*, за рахунок плавного регулювання напруги живлення й забезпечують керований пуск електродвигуна [282], з обмеженням величини струму на необхідному рівні.

У загальному випадку, з урахуванням загальноприйнятих припущень, перетворювачі першого та другого типів можна представити як безінерційний перетворювач електроенергії, вихідна напруга $\overline{U_M}$ якого (вхідна напруга електродвигуна) знаходиться за співвідношенням

$$\overline{U_M} = K_{SE} \cdot \gamma(\alpha, T) \cdot \overline{U_G}, \quad (5.13)$$

де K_{SE} – постійний коефіцієнт, величина якого залежить від типу перетворювача та його схемного рішення; $\gamma(\alpha, T)$ – сигнал управління, якій залежить і від типу перетворювача, і від обраного закону управління.

5.3 Пропульсивні гребні електродвигуни

За математичну модель перехідних режимів роботи гребних електродвигунів використано опис, який запропоновано у роботі [279]. Запропонована модель описує електродвигуни постійного струму, асинхронні та синхронні електродвигуни змінного струму та вентильні електродвигуни. Математичний опис асинхронного гребного електродвигуна є окремий випадок з цієї моделі. При його побудові [278, 279] були враховані загальноприйняті [287] в теорії електроруку припущення. В основу математичного опису покладено, як це прийнято в теорії частотного управління, точну схему заміщення [278-279, 283, 290-291].

Рівняння руху пропульсивного гребного електродвигуна [278-279, 283, 286]

$$\frac{d\overline{\omega_M}}{dT} = N_M \left(\overline{M_M} - K_M^T \overline{M_P} - K_{MT} \right) \quad (5.14)$$

В рівнянні руху (5.14) електродвигуна N_M – є критерій динамічної подоби

$$N_M = \frac{M_{M0}L}{J_M \omega_{M0} v_0} . \quad (5.15)$$

Відносний обертовий момент електродвигуна

$$\overline{M}_M = C_{M16} \frac{1}{R_f(\alpha, \overline{\omega}_M)} \cdot \frac{\gamma^2}{(C_{M19}\alpha - C_{M20}\overline{\omega}_M)}, \quad (5.16)$$

де γ – відносне значення напруги живлення ГЕД;

α – відносна частота напруги живлення;

C_{M16} , C_{M19} , C_{M20} – безрозмірні постійні коефіцієнти [396-398, 401-402, 405]

$$C_{M16} = \frac{\beta_{M0}}{r_M'^2} \left[(b_M^2 + c_M^2 \alpha_0^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha_0^2) \frac{r_{2M}'^2}{\beta_{M0}^2} + 2r_{1M} \alpha_0 \frac{r_{2M}'}{\beta_{M0}} \right] ;$$

$$C_{19} = \alpha_0 ; \quad C_{M20} = \frac{\omega_{M0}}{\omega_{1MH}} ;$$

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 [290];
 r_{2M}' – приведений активний опір ротора;

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

$$R_f(\alpha, \overline{\omega}_M) = \sqrt{(C_{M17} + C_{M18}\alpha^2) + \frac{C_{M21} + C_{M22}\alpha^2}{(C_{M19}\alpha - C_{M20}\overline{\omega}_M)^2} + \frac{C_{M23}\alpha}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\overline{\omega}_M}}, \quad (5.17)$$

де C_{M17} , C_{M18} , C_{M21} , C_{M22} , C_{M23} – постійні безрозмірні коефіцієнти [396, 397, 405]

Струм електродвигуна

$$\overline{I}_M = C_{M24} \gamma \frac{1}{R_f(\alpha, \overline{\omega}_M)}, \quad (5.18)$$

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

$$\cos \varphi_M = \frac{1}{R_f(\alpha, \overline{\omega_M})} \cdot \frac{C_{M17} + \frac{C_{M21}}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\overline{\omega_M}} + \frac{C_{M23}\alpha}{2(C_{M19}\alpha - C_{M20}\overline{\omega_M})}}{\sqrt{C_{M17} + \frac{C_{M21}}{C_{M19}\alpha - C_{M20}\overline{\omega_M}}}}. \quad (5.19)$$

5.4 Гребні гвинти та рушійно-кермові комплекси

5.4.1 В відомих працях професора Небеснова В.І. гідродинамічна реверсивна характеристика гребних гвинтів представлена параболічними поліномами. Відповідно до цього, у суден з класичним варіантом компоновання гребної електроенергетичної установки, з урахуванням руху судна по криволінійній траєкторії, момент опору і упор гребного гвинта можуть бути представлені [278-280, 286] у виді:

момент опору

$$\overline{M_P} = a_{21}\overline{\omega_P}^2 + b_{21}\overline{\omega_P}\overline{v_e} + c_{21}\overline{v_e}^2 + a_M\overline{v}^2 tg^2 \alpha_{Bev}, \quad (5.20)$$

корисний упор гвинта

$$\overline{P_P} = a_{11}\overline{\omega_P}^2 + b_{11}\overline{\omega_P}\overline{v_e} + c_{11}\overline{v_e}^2 + a_P\overline{v}^2 tg^2 \alpha_{Bev}, \quad (5.21)$$

де $\overline{\omega_P}$ – відносна кутова швидкість обертання гребного гвинта;

$\overline{v_e}$ – швидкість, з якою вода натікає на гребний гвинт;

α_{Bev} – кут скосу потоку води при криволінійному русі;

a_{21} , b_{21} , c_{21} , a_M , a_{11} , b_{11} , c_{11} , a_P – коефіцієнти гідродинамічної реверсивної характеристики гребного гвинта [283].

Такий спосіб подання добре зарекомендував себе [277-278, 284] при дослідженні перехідних режимів роботи електроходів на маневрах.

5.4.2 Особливістю гребних електричних установок на основі РКК Azipod є можливість зміни напрямку гвинта тяги щодо корпусу судна. Рушійно-кермові

комплекси здатні повертатися на 360° і створювати тягу в будь-якому напрямку. Завдяки цьому вони виконують функції і рушія і керма (стерна).

Математичний опис режимів роботи РКК у складі пропульсивного комплексу електрохода стикається із серйозними труднощами. Дуже складну проблему створює процес визначення сил та моментів, що виникають на елементах РКК. Це пов'язано з тим, що залежності сил, які з'являються у РКК, від параметрів руху судна – досі залишаються невизначеними. Опис кінематики потоку води та траєкторії обтікання ним елементів РКК теж залишається неоднозначним. Не досліджено процеси взаємодії РКК з корпусом судна на усталених і, тим більше, на неусталених режимах роботи. До кінця не вивчено роботу самих двигунів РКК на маневрах. Все це ускладнює аналіз поведінки електроходів, обладнаних комплексами Azipod під час маневрування.

Аналіз опублікованих робіт показує, що основним їх недоліком є відсутність досліджень гідродинамічної взаємодії рушійно-кермового комплексу з приводним двигуном та з корпусом судна. Адже саме ця взаємодія повністю визначає поведінку всього пропульсивного комплексу електроходу на маневрах. За таким підходом, розв'язання задач керованості суден з РКК Azipod на маневрах виявляється дуже наближеним.

Ще одна проблема істотно впливає на аналіз маневрених режимів роботи електроходів. Це – недостатня ступінь точності у визначенні більшості коефіцієнтів, що впливають на величини сил й моментів. Інформація щодо них дуже суперечлива і в основному відноситься до конкретних типів гвинтів та конструктивних параметрів РКК. Зі зміною профілю гвинтів та параметрів РКК ця інформація стає неактуальною.

Метод розрахунку маневрених режимів роботи електроходів, побудований на основі теорії динамічної подоби, дозволяє забезпечити нівелювання впливу на результати розрахунків неточності інформації щодо визначення коефіцієнтів взаємодії РКК з іншими параметрами комплексу (та інших неточностей, припущень та нехтувань).

В основу розрахунку крутного моменту та упору гребних гвинтів, що працюють у косому потоці води, покладено методику А.Д. Гофмана. З урахуванням того що поперечна сила гвинта, як показано у працях [396] невелика, схема обтікання гребного гвинта РКК Azipod потоком води довільного напрямку, яка представлена у відомих працях А.Д. Гофмана, набуде наступного вигляду (рис. 5.3).

На рис. 5.3 видно, що при роботі в косому потоці змінюється осьова складова швидкості натікання води на гвинт, що впливає на коефіцієнт навантаження гвинта.

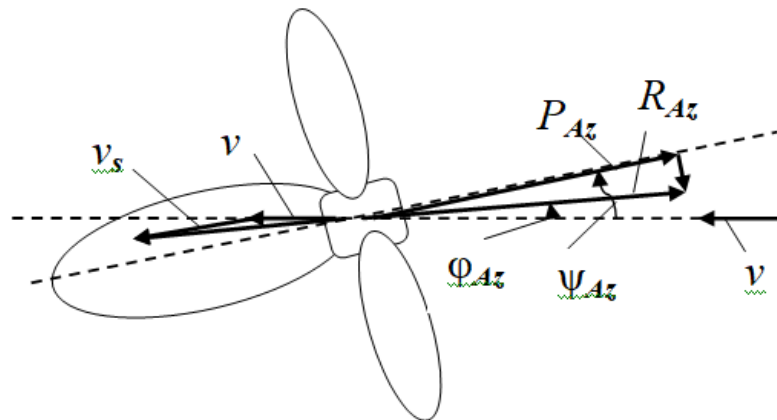


Рисунок 5.3 - Схема обтікання гребного гвинта Azipod потоком води

Сумарний упор та момент на валу гвинта змінюються. Кут ϕ_{Az} між напрямком вектору швидкості натікання води $\overline{v_A}$ на гребний гвинт та напрямом вектору результуючої сили $\overline{R_{Az}}$ практично дорівнює куту повороту Azipod – ψ_{Az} . Це означає, що поздовжня складова сили гвинта $\overline{P_{Az}}$ (упор гребного гвинта) практично дорівнює результуючій силі $\overline{R_{Az}}$.

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 коефіцієнти упору та моменту представлені у вигляді функціональних залежностей

$$k_T = 1,0 + C_1 \left[\left(\frac{P}{D} \right), \sigma_{T0} \right] \cdot f_1 \left[\left(\frac{P}{D} \right), \beta_k^* \right]; \quad (5.22)$$

$$k_Q = 1,0 + C_2 \left[\left(\frac{P}{D} \right), \sigma_{T0} \right] \cdot f_2 \left[\beta_k^* \right]; \quad (5.23)$$

$$f_2[\beta_k^*] = 0,00017 \left[\beta_k^* + 4(\beta_k^*)^2 \right], \quad (5.24)$$

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

В процесі маневрування електрохода змінюються два поточні режимні показники 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 результуючої 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 це і викликає необхідність розглядати на маневрах рушійно-кермовий комплекс Azipod у складі єдиного суднового пропульсивного комплексу. Саме це формує алгоритм розрахунку упору та моменту опору його гвинта.

У процесі формування алгоритму розрахунку упору та моменту (там, де це доцільно для полегшення порівняльного з першоджерелом аналізу) збережено позначення, які прийняті Гофманом А.Д.

Послідовність розрахунку включає наступні етапи.

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 хода гвинта $\lambda_0 = v_A/Dn$ при осьовому потоці.

2. З залежностей $k_{T0} = k_T(P/D, \lambda)$ та $k_{Q0} = k_Q(P/D, \lambda)$, наведених у роботах Гофмана А.Д., Войткунського Я.И., Лебедева Е.П., Бланке, М., Крістінсена М., Фосена П, Харвальда А, Соренсена Н. та інш. [292-294, 296], 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:

$$k_{T0} = \left[0,64 \left(\frac{P}{D} \right) - 0,1 \left(\frac{P}{D} \right)^2 \right] \cdot [1 - 0,502\lambda - 0,416\lambda^2]; \quad (5.25)$$

$$10k_{Q0} = \left[0,072 \left(\frac{P}{D} \right) + 0,550 \left(\frac{P}{D} \right)^2 \right] \cdot [1 - 0,87\lambda]. \quad (5.26)$$

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

$$\sigma_{T0} = (8/\pi) \left(\frac{k_{T0}}{\lambda^2} \right). \quad (5.27)$$

5. За допомогою залежностей $k_T = k_T \left[\left(\frac{P}{D} \right), \sigma_T, \psi_{Az} \right]$ знаходяться значення коефіцієнта k_T в косому потоці води. Графічні залежності k_T від кута скосу 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:

$$q_k' = [1 - 0,73 \left(\frac{P}{D} - 0,6 \right)] \cdot [1 + 0,775 \psi_{Az} + 1,048 \psi_{Az}^2]; \quad (5.28)$$

$$q_k'' = [1 - 0,73 \left(\frac{P}{D} - 0,6 \right)] \cdot [1 + 0,775 \psi_{Az} + 1,048 \psi_{Az}^2] (1 - e^{-0,285 \sigma_{T0}}). \quad (5.29)$$

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

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

6. Для розрахунку моменту опору гвинта слід скористатися співвідношенням (5.23). Аналітична інтерполяція графічної залежності співмножника $C_2[(P/D), \sigma_{T0}]$ дала такі результати:

$$C_2[(P/D), \sigma_{T0}] = [(0,288(P/D) + 0,348) - (0,288(P/D) + 0,248) \cdot (1 - e^{-0,635\sigma_{T0}})] \quad (5.30)$$

Коефіцієнт моменту $q_{kQ} = q_Q$ визначається за співвідношенням (5.23) з урахуванням (5.24).

Момент опору гвинта при цьому розраховується як

$$M_{Az} = k_Q M_0. \quad (5.31)$$

Представлений алгоритм, по суті, представляє модель гідродинамічних сил і моментів рушійного комплексу Azipod на маневрах. Вона входить складовою в узагальнену математичну модель пропульсивного комплексу електрохода. У цій узагальненій моделі прийнято систему безрозмірних одиниць. У якості режимних показників, що розраховуються, використовують їх відносні значення, зокрема – відносні значення корисного упору $\overline{P}_{Az} = P_{Az} / P_{Az0}$ і моменту $\overline{M}_{Az} = M_{Az} / M_{Az0}$ (індекс «0» відноситься до базового режиму 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. 5.4.

5.4.3 Гондола РКК Azipod має ще одне призначення. Певною мірою, вона виконує функцію керма (стерна). Це – додатковий керуючий вплив на рушійно-кермовий комплекс, якій викликає додаткові сили та крутний момент, що діє на корпус судна. Будемо називати гондолу (у цьому її функціональному поданні) пасивним кермом.

Традиційний спосіб визначення поперечної сили, що розвивається цим пасивним кермом, засновано на формальному обліку поля швидкостей, викликаних потоком води, що набігає на кермо. Вважатимемо [289], що одна частина пасивного керма A_R^F (кріплення гондоли) омивається водою зі швидкістю v_A , а друга частина

A_R^{Az} (сама гондола), розташована в потоці струменя і омивається водою зі швидкістю v_s (з урахуванням кривизни гондоли, еквівалентна її площа, в першому наближенні, визначатиметься як $0,6 A_R^{Az}$).

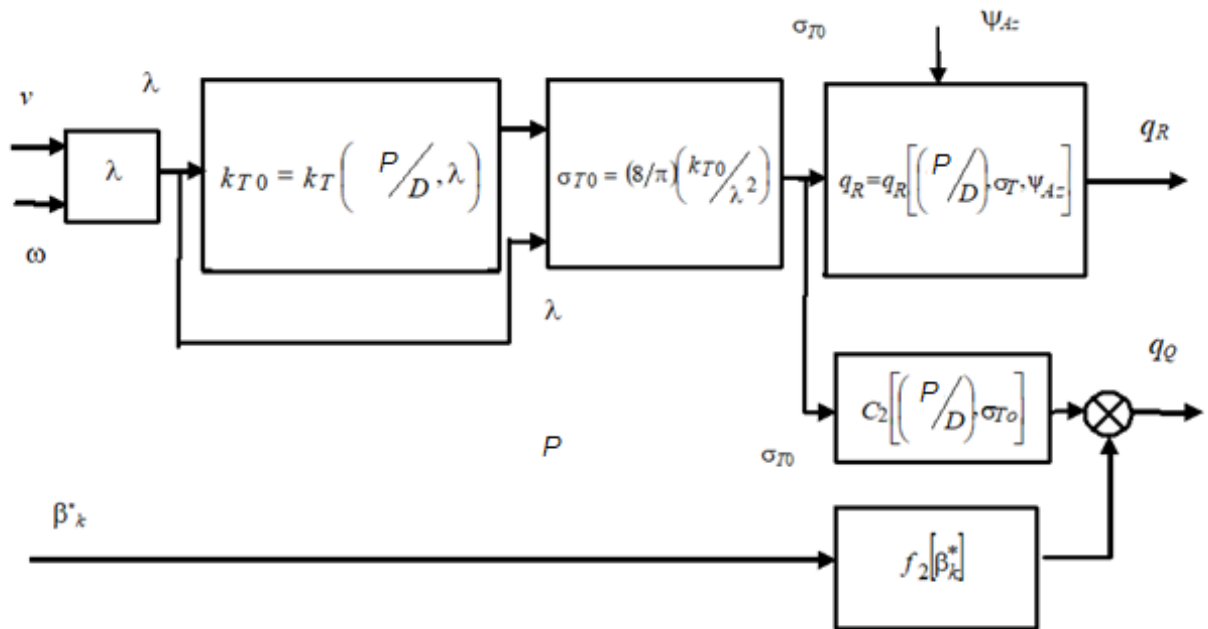


Рисунок 5.4 - Структурна схема алгоритму розрахунку q_R й q_Q

Номінальна швидкість натікання води на Azipod визначається із співвідношення

$$v_A = v k_v (1 - \psi'), \quad (5.32)$$

де v – швидкість руху центру тяжіння судна;

$$k_v = \frac{\cos \beta}{\cos \beta_k};$$

β – кут дрейфу у центрі тяжіння судна;

β_k – місцевий кут дрейфу в районі Azipod;

ψ' – коефіцієнт номінального попутного потоку.

Швидкість струменя води v_s визначається співвідношенням

$$v_s = v_A [1 + \chi (\sqrt{1 + \sigma_T} - 1)], \quad (5.33)$$

де χ – коефіцієнт стиснення струменя.

При русі по криволінійній траєкторії швидкість натікання води

$$v_A = v_0 \bar{v} k_v (1 - \psi'), \quad (5.34)$$

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

$$\beta_k^* = \chi_k \beta_k, \quad (5.35)$$

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

$\bar{v} = \frac{v}{v_0}$ – ступінь зниження швидкості при виході на маневр (відносна швидкість

руху центру ваги судна).

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

$$\beta_k = \arctg \left(\tg \beta - \frac{\varepsilon \bar{\Omega}}{\cos \beta} \right). \quad (5.36)$$

Тут: β – кут дрейфу – кут між поздовжньою віссю ОХ у пов’язаній із судном системі координат та вектором швидкості судна $v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}$

$$\beta = \arctg \frac{v_y}{v_x}; \quad (5.37)$$

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

ε – відносна відстань від міделя до стерна (керма).

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

$$Y_{RAz} = \left(\frac{\partial C_{yR}}{\partial \psi_{Az}} \right)_{isolated_rudder} \left(\frac{\rho v_A^2}{2} A_R^F + \frac{\rho v_s^2}{2} A_R^{Az} \right) \psi_{Az}. \quad (5.38)$$

Якщо погодиться 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

$$Y_{RAz} = \left(\frac{\partial C_{yR}}{\partial \psi_{Az}} \right)_{isolated_rudder} \left(\frac{\rho v_A^2}{2} A_R^\Sigma \right) \psi_{Az}. \quad (5.39)$$

Градiєнт 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 керма.

Таким чином, при повороті гондоли Azipod на кут ψ_{Az} й виходом судна на криволінійну траєкторію, змінюється швидкість руху центру ваги 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.

5.5 Корпус судна

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'язаній з судном) системі координат [278, 279, 284, 285]. Початок співпадає з центром тяжіння G . Повздовжня вісь GX направлена до носової частини, вісь GY направлена до правого борту, вісь GZ направлена вертикально в верх. Величиною приєднаного статичного моменту λ_{26} можна знехтувати [278].

Приведення рівнянь руху судна до безрозмірних одиниць, з виявленням при цьому критеріїв динамічної подоби та узагальнених безрозмірних параметрів пропульсивного комплексу, здійснено за процедурою, описаною в п. 5.1.

Система рівнянь руху судна з традиційною гребною установкою у пов'язаній з ним системі координат надана у працях [278, 283, 286]. З урахуванням використання 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 (5.25) – (5.39), що діють на корпус судна, рівняння руху суттєво змінюються й набувають наступного вигляду:

швидкість руху судна вздовж осі OX

$$\frac{d\overline{v_X}}{dT} = C_{\lambda 2} \overline{v_Y} \overline{\Omega_Z} + N_X \left\{ \sum_j K_{Pj} \overline{P_{Azj}} \cos \psi_{Azj} - \sum_j k_{Pj} C_{RX} \beta_k^* \overline{v^2} - \overline{R_X} \right\}; \quad (5.40)$$

швидкість руху судна вздовж осі OY

$$\frac{d\overline{v_Y}}{dT} = -\frac{1}{C_{\lambda 2}} \overline{v_X} \overline{\Omega_Z} + \frac{N_X}{C_{\lambda 2}} \left\{ \sum_j \pm K_{Pj} \overline{P_{Azj}} \sin \psi_{Azj} \pm \sum_j k_{RL} k_{Pj} C_{RY} \beta_k^* \overline{v^2} - \overline{R_Y} \right\}; \quad (5.41)$$

швидкість обертання судна навколо осі OZ

$$\frac{d\overline{\Omega_Z}}{dT} = -\frac{N_{\Omega}}{N_X} C_{\lambda 21} \overline{v_X} \overline{v_Y} + N_{\Omega} \left\{ \sum_j K_{Pj} h_{Pj} \overline{P_{Azj}} \sin \psi_{Azj} + \sum_j k_{RL} K_{Pj} h_{Pj} C_{RY} \beta_k^* \overline{v^2} + \right. \\ \left. + \sum_j K_{Pj} h_{Pj} \overline{P_{Azj}} \cos \psi_{Azj} + (\overline{M_{PZ}} - \overline{M_{DZ}}) \right\}. \quad (5.42)$$

Рівняння (5.40) – (5.42) описують рух судна, побудованого як по варіанту РКК Azipod, так і по класичному варіанту гребної електроенергетичної установки. У другому (традиційному) варіанті замість позначення $\overline{P_{Azj}}$ використовується $\overline{P_{ej}}$. (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 (5.40) та (5.41) 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 (5.42) – це додатковий крутний момент від Azipod, викликаний конструктивним зміщенням осі гондоли відносно діаметральної площини судна.

Поздовжня $\overline{R_X}$ та поперечна $\overline{R_Y}$ складові опору води руху судна, позиційна $\overline{M_{PZ}}$ та динамічна $\overline{M_{DZ}}$ складові моменту опору повороту судна визначаються за співвідношенням [278, 279, 284, 286]:

– поздовжня складова

$$\overline{R_X} = \left\{ C_{11} \cos 1,5\beta_{dr} - C_{12} \sin^4 1,5\beta_{dr} + C_{13} \left(\frac{2\beta_{dr}}{\pi} \right)^3 \right\} \overline{v^2} ; \quad (5.43)$$

– поперечна складова

$$\overline{R_Y} = \left\{ C_{21} \sin 2\beta_{dr} \cos \beta_{dr} + C_{22} \sin^2 \beta_{dr} + C_{23} \sin^4 2\beta_{dr} \right\} \overline{v^2} ; \quad (5.44)$$

– позиційна $\overline{M_{PZ}}$ та динамічна $\overline{M_{DZ}}$ складові моменту опору повороту судна

$$\overline{M_{PZ}} - \overline{M_{DZ}} = \left[C_{61} \sin 2\beta_{dr} + C_{62} \sin \beta_{dr} + C_{63} \sin^3 2\beta_{dr} + C_{64} \sin^4 2\beta_{dr} \right] \overline{v^2} - C_{65} \overline{\Omega_Z} \overline{v^2} . \quad (5.45)$$

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

$$\beta_{RP} = K_R \beta_R - \chi_C \left(\arctg \beta_{dr} - \varepsilon \frac{\overline{\Omega_Z}}{v} \right), \quad (5.46)$$

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 (5.40) – (5.42):

$$N_X = \frac{L \sum K_{Pj} P_{ej0}}{(m + \lambda_{11}) v_0^2}, \quad (5.47)$$

$$N_\Omega = \frac{L^3 \sum K_{Pj} P_{ej0}}{2(J_Z + \lambda_{66}) v_0^2} \quad (5.48)$$

– 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 Додатку 3.

У наведених рівняннях руху судна:

m – маса судна; J_Z – момент інерції судна під час обертання навколо осі Z ; $\overline{P_{Azj}}$ (або $\overline{P_{ej}}$) – корисний упор гребного гвинта; K_{pj} – частка упору гребного гвинта у сумарному упорі; $\overline{h_{pj}}$ та $\overline{h_{pj}^y}$ – 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} и 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 [279, 283, 284, 295].

Рух судна у нерухомій (непов'язаною із судном) системі координат $OX_1Y_1Z_1$ (рис. 5.5) описується наступним чином. Поздовжня v_{x1} та поперечна v_{y1} складові вектору швидкості центру тяжіння судна та його координати X_1 та Y_1 у нерухомій системі $OX_1Y_1Z_1$:

$$v_{x1} = v \cos \phi_C; \quad (5.49)$$

$$v_{y1} = v \sin \phi_C \quad (5.50)$$

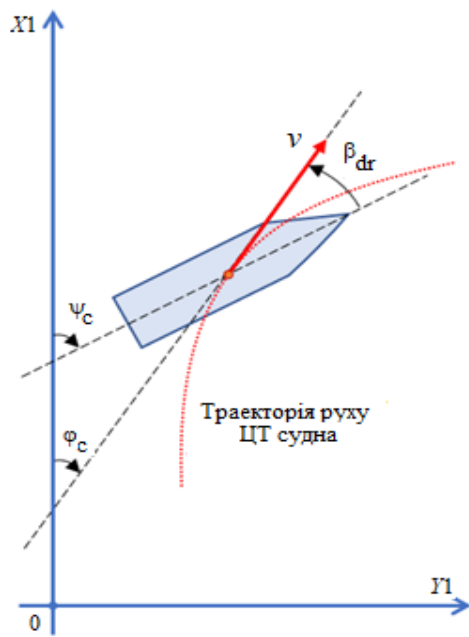


Рисунок 5.5 - Траєкторія криволінійного руху судна

Координати центру тяжіння X_1 , Y_1 , кут швидкості судна φ_C та кут курсу ψ_C визначаються як

$$X_1 = \int_0^t v_{X1} dt = \int_0^t v \cos \varphi_C dt ; \quad (5.51)$$

$$Y_1 = \int_0^t v_{Y1} dt = \int_0^t v \sin \varphi_C dt ; \quad (5.52)$$

$$\varphi_C = \psi_C - \beta_{dr} ; \quad (5.53)$$

$$\psi_C = \int_0^t \Omega_Z dt . \quad (5.54)$$

5.6 Ілюстрація працездатності математичного апарату

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 маневрені якості електроходів, так і показники роботи всіх інших складових частин єдиного суднового пропульсивного комплексу.

Як приклад, на рис. 5.6 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, які відрізняються на 180° при усталеному русі.

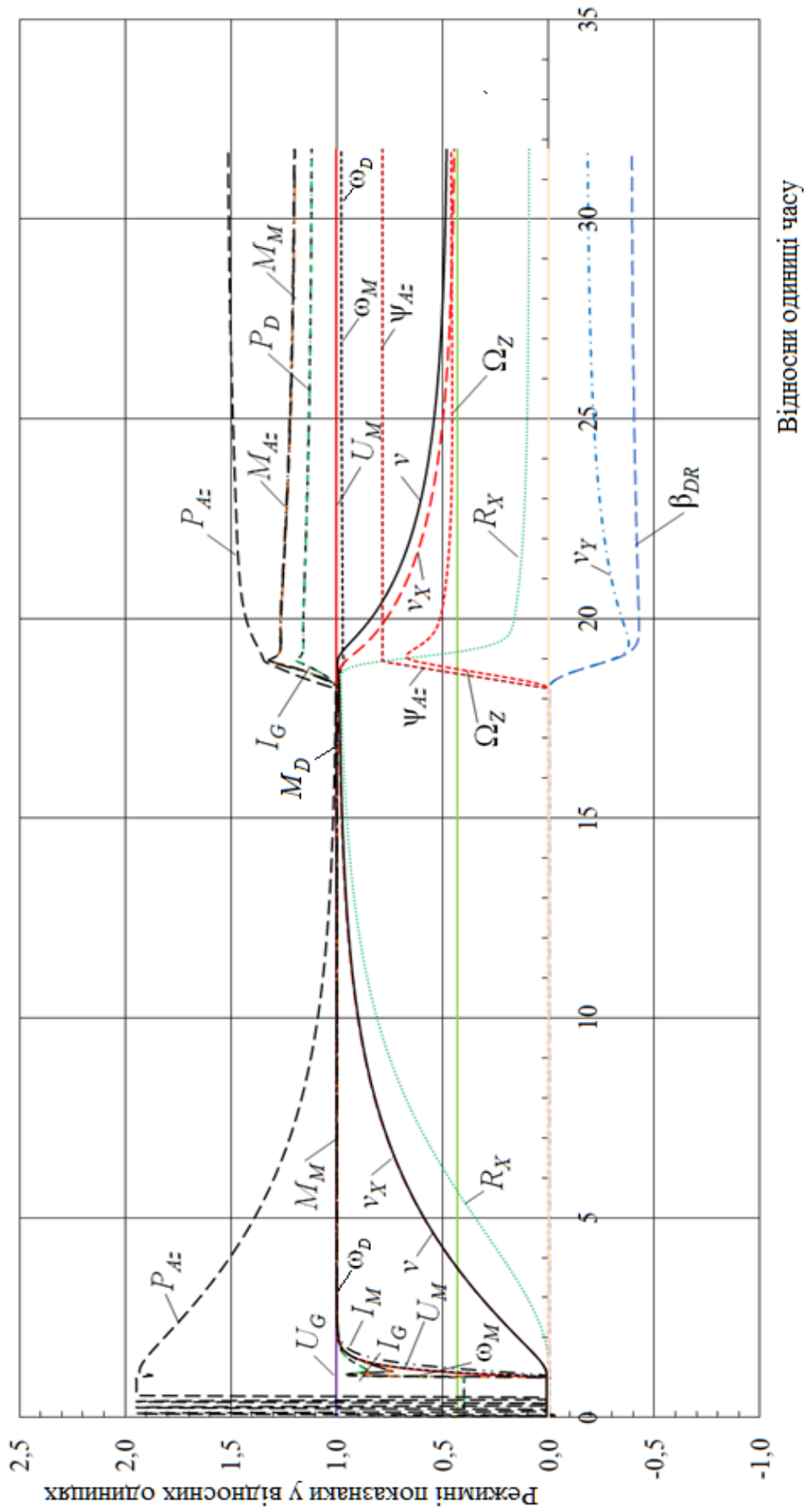


Рисунок 5.6 - Поточні значення режимних показників пропульсивного комплексу при маневруванні

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 суднах електроходах [295], яке показано в табл. 5.1

Таблиця 5.1 - Порівняльний аналіз розрахунків режимних показників за запропонованою моделлю і експериментальними даними

№	Електроходи	"Капітан Білоусов"	Криголам проекту 10520	рятувальне судно "Рятівник 21" (КНР)
	параметр	відхилення % значень за моделлю від експерименту		
1.	частота обертання теплових двигунів	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 гребних гвинтів	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

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

5.7 Висновки по розділу

1. На безпеку та функціональність пасажирських суден в процесі технічної експлуатації впливають їх маневрені характеристики. При розмірній модернізації змінюються масо-габаритні характеристики суден та їх енергоозброєність, що може суттєво впливати на ефективність виконання маневрених операцій. Виходячи з цього, будь яка конструктивна модернізація електроходів передбачає обов'язкову перевірку ступеню погіршення (або покращення) маневрених властивостей модернізованих суден.

2. При проектування та модернізації пасажирських суден виникають проблеми з пошуком найкращих варіантів конструкторських рішень. Відсутності спільного підходу, єдиного математичного апарату досліджень, єдиних критеріїв оцінки якості роботи суттєво ускладнює порівняльний аналіз режимів роботи суднових 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 суднового 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 суднового комплексу при роботі на електроходів маневрах.

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

Результати даного розділу опубліковано у [278, 280, 285, 298, 299]

РОЗДІЛ 6.

МЕТОДИ ОЦІНКИ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ
НА МАНЕВРЕНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОХОДІВ З КЛАСИЧНОЮ
КОМПОНОВКОЮ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

6.1 Метод оцінки інерційних характеристик електроходів

Циркуляром MSC/Circ.1053 Комітет безпеки на морі схвалив пояснювальні примітки до Стандартів щодо маневреності суден. Відповідно до прийнятої 4 грудня 2002 р. Резолюції MSC.137(76) [297], стандарти маневреності суден (Стандарти) слід використовувати для оцінки маневрених характеристик суден і для допомоги особам, відповідальним за проектування, будівництво, ремонт і експлуатацію суден.

Стандарти розроблені для суден з традиційними пропульсивними та рульовими системами, та базуються на розумінні того, що маневреність суден може бути оцінена за характеристиками звичайних пробних маневрів. Для демонстрації відповідності цим Стандартам, можуть бути використані два методи:

- випробування масштабної моделі;
- комп'ютерні прогнози з використанням математичних моделей для прогнозування відповідності на етапі проектування.

Якщо ремонт, зміни та модифікації, на думку Адміністрації, можуть вплинути на характеристики маневреності, слід продемонструвати, що ці характеристики не призводять до будь-якого погіршення маневреності судна.

Відповідно до Стандарту маневреності, до основних маневрів, показники яких контролюються відносяться:

- випробувальна швидкість, яка відповідає 85% максимальної потужності двигуна;
- випробування активним гальмуванням з контролем дальності шляху судна з моменту, коли дається команда на повний назад до зупинки судна у воді;

- маневр циркуляції, з контролем його основних параметрів – висування; тактичного діаметру циркуляції;
- випробування зигзагом (за стандартним маневром), поворотом керма по черзі на 10° та 20° , з контролем кутів перевищення.

Для оцінки впливу параметрів пропульсивних комплексів на маневрені характеристики електроходів пропонується скористатися узагальненою математичною моделлю перехідних режимів (5.1) – (5.69), яка надана у Розділі 5, та розробленим на її основі методом розрахунку. За їх допомогою, з'являється можливість проведення, на базі запропонованої імітаційної моделі, дослідження перехідних режимів роботи пропульсивних комплексів під час маневрування, оцінки впливу на маневрені характеристики будь яких факторів, зв'язаних з конструктивними параметрами електроенергетичної установки, зовнішніми факторами, геометрією корпусу судна.

Узагальнена математична модель універсальна, охоплює сучасні та перспективні судна з електрорухом. Характер протікання перехідних процесів та чисельні значення показників якості виконання маневрених операцій визначаються критеріями динамічної подоби та узагальненими безрозмірними параметрами пропульсивних комплексів. Саме тому дослідження впливу будь яких параметрів комплексу на показники якості слід проводити стосовно безрозмірних параметрів. Комплекси з однаковими значеннями безрозмірних параметрів матимуть однакові (у відносних одиницях) значення показників якості. Але іноді, для проведення порівняльного аналізу та полегшення сприйняття отриманих результатів, доцільно одночасно надавати результати дослідження і в абсолютних одиницях. Для цього слід обрати, у якості прикладу, конкретне судно. Розглянемо у якості такого прототипу пасажирське круїзне судно LIRICA. (Основні параметри цього судна, і відповідно його узагальнені безрозмірні параметри, надані у Розділі 8. Це більш підпадає під логіку надання матеріалу. В наслідок цього, результати розрахунків, там де це доцільно, будуть представлені і у відносних, і у абсолютних одиницях.

Повертаючись до Стандарту маневреності, слід відмітити, що інерційні властивості є важливими показниками, які необхідно враховувати, для

забезпечення безаварійної експлуатації судна. Можливість точного визначення місця зупинки судна безпосередньо впливає на безпеку плавання. Найчастіше, аварійні ситуації є результатом недостатнього знання та неврахування судноводіями саме інерційних властивостей судна [298-299]. Тому, питанням забезпечення необхідних швидкісних та інерційних характеристики приділяється серйозна увага.

Основними елементами інерційної оцінки судна є час t і відстань X , які необхідні судну на придбання іншої заданої швидкості чи зупинки. Найбільшу інформацію щодо інерційних характеристик дають такі маневри: розгін судна до заданої швидкості; активне гальмування [298-299].

На інерційні характеристики судна впливають різні чинники: початкова швидкість, завантаження, крен, диферент, глибина місця, гідрометеорологічні умови. Але особливу вагу щодо забезпечення необхідних значень цих характеристик відводиться, як показали дослідження [275, 285, 298], енергоозброєності судна, ефективності його енергетичної установки, її динамічним характеристикам.

В основному інерційно-гальмівні характеристики визначаються дослідним шляхом. Однак, можливість їх визначення розрахунковим шляхом менш втратно, і часто дає більше інформації. Подібні методи особливо потрібні на ранніх етапах проектування судна, або його модернізації. І якщо в процесі модернізації передбачається зміна геометрії корпусу судна, цілком природно виникає потреба в оцінці ступеня зміни саме інерційних характеристик [298-299].

Визначення інерційних характеристик пропонується проводити за результатами розрахунку виконання електроходами відповідних маневрів (розгін, активне гальмування). На показники розгону та гальмування дуже суттєво впливає [279] робота гребної електричної установки. Вона, у свою чергу, входить складовою частиною в єдину судову електроенергетичну систему. Все це означає, що в основі розрахункових методів оцінки інерційних характеристик слід покласти результати рішення системи диференціальних рівнянь руху судна як складової частини єдиного судового пропульсивного комплексу.

Рішення поставленої задачі може бути здійснено за допомогою математичної моделі перехідних режимів (5.1) - (5.69), та розробленого метода розрахунку. Проте, постановка завдання, дає можливість спростити модель, не втративши при цьому всю необхідну (відповідно до поставлених цілей) інформацію. А саме, будимо вважати, що [298-299]:

- оскільки розглядається лише прямолінійний рух судна, в математичній моделі рівняння руху (5.55) вздовж поперечної осі судна Y і рівняння обертального руху (5.56) навколо вертикальної осі Z можуть бути опущені;

- перехідні процеси в регуляторах швидкості обертання теплових двигунів (ТД) практично не впливають на інерційні характеристики судна; виходячи з цього, вважаючи, що теплові двигуни ГА працюють на регуляторних характеристиках зі статизмом, якій не перевищує 1%, можна вважати, що кутова швидкість їх обертання постійна з точністю до статизму;

- оскільки дослідження охоплюють електроходи з єдиною судновою електроенергетичною системою (як найбільш поширені), будемо вважати, що потужність пропульсивної установки становить 60%, а потужність загальносуднових споживачів електроенергії – 40% потужності генераторних агрегатів суднової електростанції.

Як приклад, на рис. 6.1 наведено [298, 299] результати розрахунків перехідних режимів роботи електрохода при виконанні двох маневрів, що чергуються: розгін судна (до встановленої швидкості $v = 1$) – активного гальмування (перекладанням рукоятки ПУ в протилежний напрямок) до зупинки ($v = 0$).

На рис. 6.1 показано поточні (у відносному часі) значення основних режимних показників, які характеризують пропульсивний комплекс електрохода на маневрі [275]:

- кутову швидкості обертання ω_D , крутного моменту M_D та потужності P_D первинних двигунів;

- напруги U_G та струму I_G генераторів;

- напруги U_M , струму I_M , крутного моменту M_M та кутової швидкості обертання ω_M ГЕД;
- моменту опору M_P та упору P_P гребних гвинтів;
- параметрів руху судна у зв'язаній XYZ (складових швидкості v_X і v_Y по поздовжньої X і поперечної Y осей корпусу судна, та кутової швидкості обертання Ω_X навколо вертикальної осі Z) та у незв'язаній $X_1Y_1Z_1$ (складових швидкості v_{X1} , v_{Y1} , кута швидкості φ_s , кута курсу ψ_s та пройденого шляху X_1 , Y_1) з ним системах координат.

Управління процесом маневрування здійснюється переключенням рукоятки посту управління у відповідні положення переднього (розгін) та заднього (активне гальмування) ходу. Однак, при здійсненні таких маневрів, необхідно враховувати [300, 301] навантаження, які виникають в електроенергетичній установці, і особливо – в теплових двигунах генераторних агрегатів (ГА). Перевантажувальні можливості гребної електричної установки і теплових двигунів (значно більшою мірою) обмежені. Раптовий перехід гребних електродвигунів (ГЕД) з переднього ходу на задній неминуче призведе до неприпустимих навантажень на гребну електричну установку, на генераторні агрегати суднової електростанції, спрацьовування захисту від перевантаження й – до автоматичного зниження темпу зміни сигналів, управління, або – до невиконання маневру [298-299].

Розрахунки, результати яких наведено на рис. 6.1, проведені при інтенсивному розгоні та раптовому гальмуванні. Як видно, при такому маневруванні і в генераторних агрегатах, і в гребних електродвигунах виникають відчутні перевантаження, які перевищують допустимі значення. Необхідно обмежувати як темпи зміни сигналів управління при розгоні і при гальмуванні, так і задані (при переключенні рукоятки ПУ в положення заднього ходу) значення частоти обертання ГЕД.

Для визначення цих обмежень було проведено додаткові дослідження [298, 299]. Нижче наведено їх результати [298, 299].

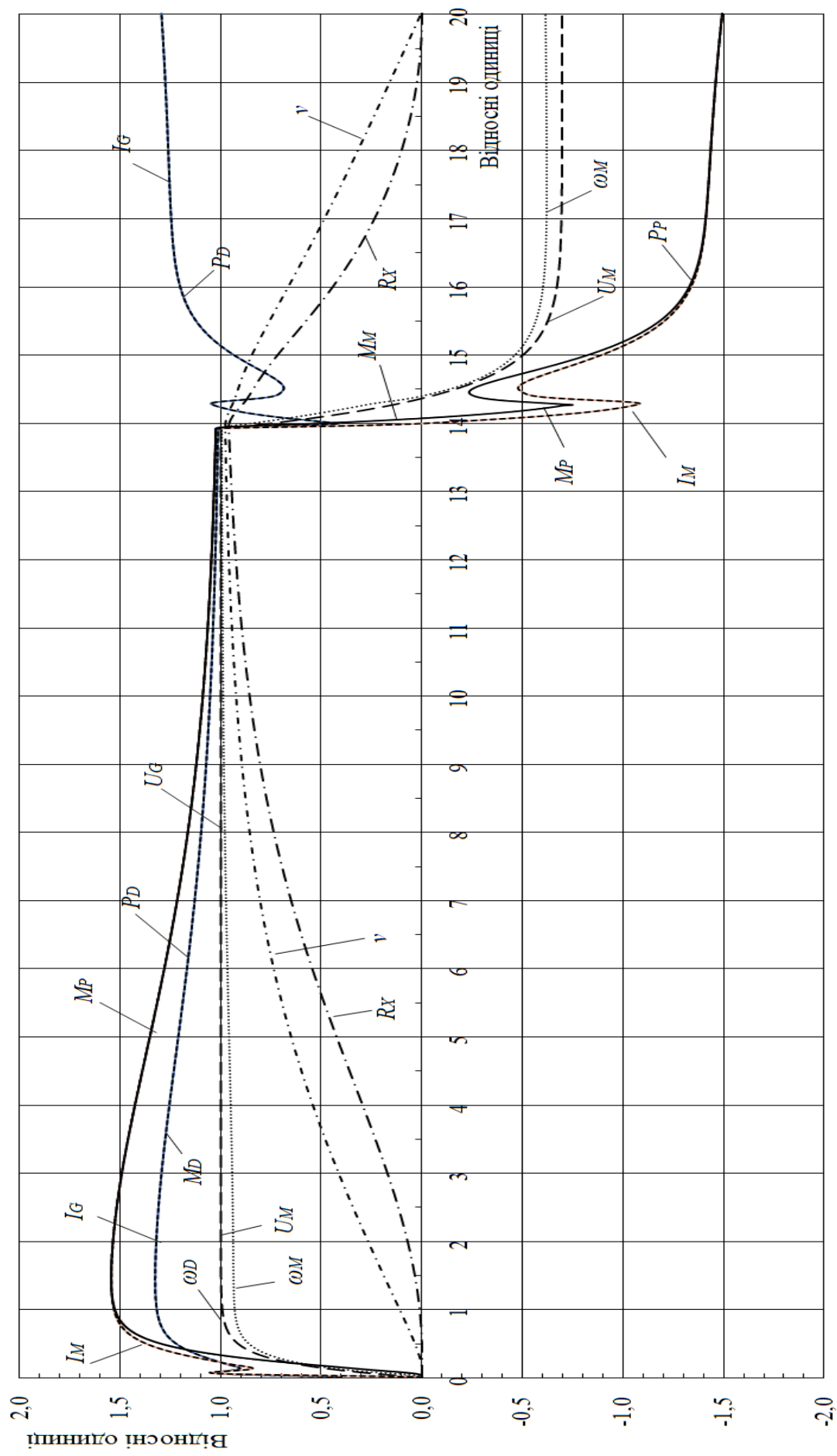


Рисунок 6.1 - Поточні значення режимних показників під час виконання маневру «розгін – гальмування»

Закони зміни сигналів управління кожного силового контуру мають вигляд [298, 299]:

а) при розгоні

$$\mu_{Macc} = \mu_{Maccset} (1 - e^{-K_{1acc}T});$$

б) при реверсі з переднього ходу на задній

$$\mu_{Mrev} = (-\mu_{Maccset} - \mu_{Mrevset}) (1 - e^{-K_{1rev}T}),$$

де μ_{Macc} і μ_{Mrev} – сигнали управління перетворювачами електроенергії, які забезпечують живлення гребних електродвигунів при розгоні й реверсі, та їх усталенні значення – $\mu_{Maccset}$ і $\mu_{Mrevset}$;

K_{1acc} і K_{1rev} – постійні часу при розгоні і при реверсі ГЕД.

За критерії (показники якості) оцінки впливу величин K_{1acc} , K_{1rev} і μ_{Mrev} на перехідні процеси в комплексі прийняті:

- максимальні значення кидка струму генератора $I_{Gaccmax}$ (й потужності теплового двигуна $P_{Daccmax}$) на початковому етапі розгону електрохода;
- значення струму генератора $I_{Gaccset}$ (й потужності теплового двигуна $P_{Daccset}$), що встановлюються після закінчення перехідного режиму розгону електрохода;
- максимальні значення кидка струму гребного електродвигуна $I_{Maccmax}$ на початковому етапі розгону електрохода;
- значення струму гребного електродвигуна $I_{Maccset}$, що встановлюються після закінчення перехідного режиму розгону електрохода;
- пройдений електроходом шлях – повний вибіг – X_{1acc} ;
- тривалість розгону T_{acc} ;
- максимальні значення кидка струму генератора $I_{Grevmax}$ (потужності теплового двигуна $P_{Drevmax}$) на початковому етапі гальмування;
- значення струму генератора $I_{Grevset}$ (потужності теплового двигуна $P_{Drevset}$), наприкінці гальмування електрохода;
- максимальні значення кидка струму гребного електродвигуна $I_{Mrevmax}$ на початковому етапі гальмування електрохода;
- струм гребного електродвигуна $I_{Mrevset}$ наприкінці гальмування електрохода;

- гальмівний шлях електроходу X_{1rev} ;
- тривалість реверсу T_{rev} .

Усі критерії оцінювалися у відносних одиницях. Нижче представлені результати досліджень впливу K_{1acc} (табл. 6.1), K_{1rev} (табл. 6.2) і μ_{Mrev} (табл. 6.3) на перелічені вище критерії при розгоні і гальмуванні судна [298, 299].

Таблиця 6.1 - Вплив коефіцієнта K_{1acc} на показники розгону

Показник якості	Значення коефіцієнта K_{1acc}					
	0,3	0,5	1	2	5	8
$I_{Gaccmax}$	1,1	1,2	1,25	1,3	1,33	1,35
$I_{Gaccset}$ ($P_{Daccset}$)	1	1	1	1	1	1
$I_{Maccmax}$	1,2	1,32	1,45	1,5	1,55	1,55
$I_{Maccset}$	1	1	1	1	1	1
X_{1acc}	19,7	16,5	15	14,4	14	13,8
T_{acc}	11,47	10,05	9,62	9,54	9,52	9,51

Аналіз результатів показує таке. При інтенсивному розгоні ($K_{1acc} = 2 \dots 8$) гребних електродвигунів раптово зростають навантаження на генераторні агрегати, і особливо на їх теплові двигуни, що неминуче призведе до спрацювання системи захисту від перевантаження. У діапазоні $K_{1acc} = 0,3 \dots 2$ навантаження знаходяться в допустимих межах, проте суттєво зростає тривалість розгону та пройдений судном шлях. Прийнятним варіантом може бути рекомендовано $K_{1acc} = 1$ [298, 299].

Аналіз результатів показує, що з урахуванням динамічних навантажень на електроенергетичну установку та ступеня погіршення інерційних характеристик судна при підвищенні інтенсивності гальмування електроходу, прийнятним варіантом значення коефіцієнта K_{1rev} є: $K_{1rev} = 1$ [298, 299].

Вплив значення частоти обертання гребних електродвигунів μ_{Mrev} , яка має бути встановлена системою управління, при перекладі рукоятки ПУ в положення заднього ходу, проілюстрована в табл. 6.3.

Дослідження впливу коефіцієнта K_{1rev} , (інтенсивності гальмування) проілюстровано в табл. 6.2.

Таблиця 6.2 - Вплив коефіцієнта K_{1rev} на показники гальмування

Показник якості	Значення коефіцієнта K_{1rev}			
	0,5	0,75	1	1,3
$I_{Grevmax}$	0,8	0,85	0,9	0,98
$I_{Grevset}$ ($P_{Drevset}$)	1,07	1,08	1,09	1,3
$I_{Mrevmax}$	0,65	0,77	0,82	0,95
$I_{Mrevset}$	1,12	1,15	1,156	1,49
X_{1rev}	5,04	4,41	4,04	3,36
T_{rev}	9,7	8,8	8,3	6,7

Порівняння інерційних властивостей судна і показників, які характеризують навантаження на електроенергетичну установку, дає підстави обмежити значення μ_{Mrev} величиною $\mu_{Mrev} = 0,6$.

Результати проведених досліджень дають можливість вирішення одного з основних завдань роботи завдання – оцінки впливу геометричних параметрів корпусу електрохода на його інерційні характеристики [298, 299].

Таблиця 6.3 - Вплив μ_{Mrev} на показники гальмування

Показник якості	Значення μ_{Mrev}			
	0,4	0,6	0,7	0,8
$I_{Grevmax}$	0,84	0,9	0,95	0,97
$I_{Grevset}$ ($P_{Drevset}$)	0,75	1,1	1,3	1,5
$I_{Mrevmax}$	0,77	0,82	0,84	0,9
$I_{Mrevset}$	0,58	1,156	1,49	1,85
X_{1rev}	5,56	4,07	3,61	3,27
T_{rev}	12,9	8	6,9	5,9

6.2 Метод оцінки показників циркуляційного руху

Керованість судна визначається його навігаційними якостями – поворотністю та стійкістю на курсі [287, 293, 296, 302]. Поворотність характеризує здатність судна до зміни курсу під час руху криволінійною траєкторією. Характерним маневром, якій дозволяє судити про поворотність, є циркуляційний рух. Основні показники якості циркуляційного руху можуть бути визначені за параметрами характерних точок $A_1 \dots A_5$, показаних на циркуляційній кривій рис. 6.2. Для наближеної оцінки показників циркуляційного руху є відповідні рекомендації. Вони представлені у вигляді наближених формул та графіків. Ці рекомендації одержано за результатами узагальнення чисельних експериментальних матеріалів. У якості основних параметрів, в них також фігурують й конструктивні параметри судна.

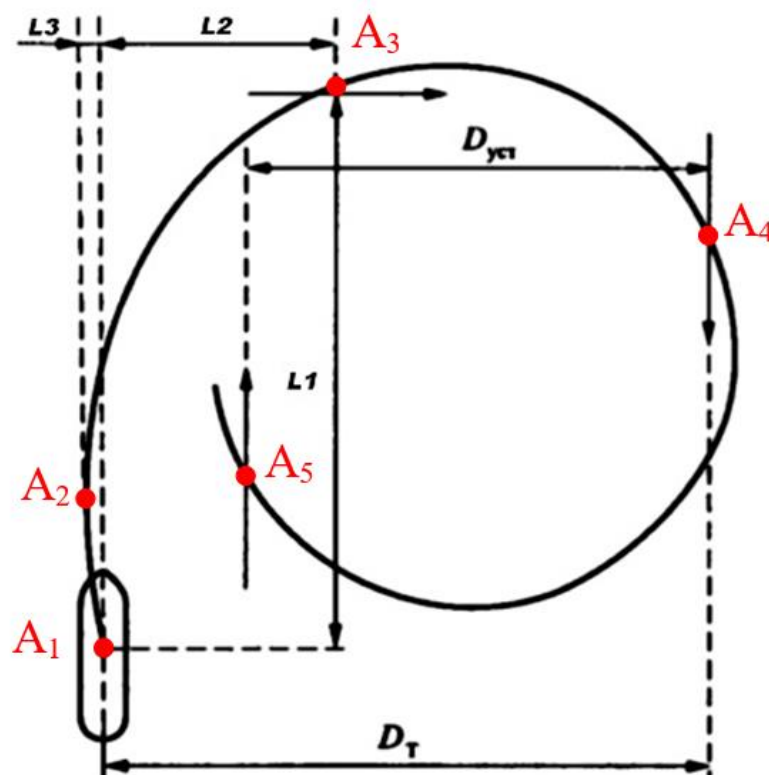


Рисунок 6.2 - Характерні точки циркуляційної кривої

Однак, як показали дослідження, результати яких наведені у роботах [279, 285, 301], крім геометричних параметрів корпусу судна на показники якості

циркуляції впливають також швидкість його руху (а точніше – ступінь її зниження) та частота обертання гребного гвинта. З виходом судна на циркуляцію швидкість його руху падає, внаслідок чого, зростає момент опору гребних гвинтів, збільшуються навантаження на гребні двигуни. Частота їхнього обертання зменшується, що у свою чергу веде до ще більшого зниження швидкості руху судна.

У електроходах зі збільшенням навантаження на гребні електродвигуни зростають навантаження на всю судову електроенергетичну установку [285, 300]. У складних умовах маневрування – при перекладанні керма на великий кут на високій швидкості руху судна – вони можуть перевищувати границі, які встановлені для електроенергетичного обладнання. В результаті – може спрацювати система захисту та виникне небезпека невиконання маневру. Виходячи з цього, для коректного аналізу показників якості циркуляційного руху необхідно розглядати єдиний судовий пропульсивний комплекс, який включає в себе, як нерозривні складові, і корпус судна, і гребні гвинти, і кермо, і гребну електроенергетичну установку у складі судового електроенергетичного комплексу.

Відповідно до Стандартів маневреності суден, основними показниками маневру циркуляції, якій виконується поворотом керма на 35° або максимально допустимий кут повороту на тестовій швидкості, є:

- висування – відстань X_1 , яка пройдена міделем у прямому напрямку до положення, що відповідає зміні курсу на 90° ;
- тактичний діаметр – відстань $D_{Ст}$, яка пройдена міделем від початку повороту, до положення, що відповідає зміні курсу на 180° .

Для повноти оцінки цього маневру до перерахованих показників слід, як прийнято в теорії керованості суден [296], додати:

- діаметр усталеної циркуляції – відстань D_C між положеннями діаметральної площини судна на двох послідовних курсах, що відрізняються на 180 градусів при усталеній русі;

- пряме зміщення судна – відстань Y_1 від лінії початкового курсу за нормаллю до центру ваги судна, на момент зміни курсу на 90° ;
- кутову швидкість обертання судна навколо вертикальної осі $Z - \Omega_Z$;
- Δv_C – зниження швидкості руху судна при виході на усталену циркуляцію;
- тривалість маневру T_C .

Оскільки якісне виконання маневру (забезпечення необхідних чисельних значень перелічених показників) в першу чергу визначаються можливостями суднової електроенергетичної установки (СЕЕУ) та перевантажувальними здібностями її складових частин, до показників циркуляційного руху судна необхідно додати також і показники, що характеризують роботу самої СЕЕУ. Насамперед, це – зміни у процесі маневрування:

- кутової швидкості обертання гребних електродвигунів (ГЕД) та гребних гвинтів – $\Delta \omega_M$;
- крутного моменту ΔM_M й струму ΔI_M гребних електродвигунів;
- потужності теплових двигунів генераторних агрегатів – ΔP_D .

Ці (та низка інших – про них буде сказано нижче) показники роботи СЕЕУ мають певні обмеження на допустимий діапазон зміни їх значень. Тому у процесі маневрування їх необхідно контролювати. Виходячи з цього, при аналізі циркуляційних характеристик судна об'єктом дослідження повинен бути знов ж таки – єдиний судновий пропульсивний комплекс.

Для оцінки основних показників циркуляційного руху судна, рекомендується скористатися математичною моделлю [285] та методом дослідження, наведеними в розділі 5.

Імітаційне моделювання процесу виходу електрохода на циркуляцію проводиться мовою JAVA.

У якості прикладу, на рис. 6.3 наведено результати моделювання виходу судна на циркуляцію [285].

Результати, які надані на рис. 6.3, отримані моделюванням двох послідовних маневрів: розгін електроходу до усталеної відносної швидкості $v = \frac{v_t}{v_0} = 1$

(v_t – поточна швидкість) і вихід судна на циркуляцію за рахунок повороту керма β_R . При моделюванні розглянуто судно у якого встановлено два силових контурів та два керма.

Основними режимними показниками вибрано:

- параметри руху судна у зв'язаній з ним системі координат XYZ : складові швидкості v_X та v_Y й кутова швидкість повороту Ω_Z навколо осі Z ;
- параметри руху судна у незв'язаній з ним системі координат $X_1Y_1Z_1$: складові швидкості v_{X1} , v_{Y1} , кут швидкості φ_C , кут курсу ψ_C та пройдений шлях уздовж осей X_1 та Y_1 ;
- кутова швидкість обертання ω_M , напруга U_M , струм I_M , крутний момент M_M гребних електродвигунів;
- корисний упор P_P і момент опору M_P гребних гвинтів;
- напруга U_G та струм I_G генераторів;
- кутова швидкість обертання ω_D , крутний момент M_D та потужність P_D теплових двигунів генераторних агрегатів.

Аналіз результатів моделювання (рис. 6.3) показує наступне. При інтенсивному розгоні та виході на циркуляцію суттєво зростають навантаження і на гребні електродвигуни, і на генераторні агрегати. Вони можуть перевищувати допустимі значення. Налаштування система автоматичного керування забезпечують обмеження (як показано у п. 6.1) темпів зміни сигналів управління як гребною установкою, так і приводом керма.

На рис. 6.4 показано траєкторію руху судна при виконанні цього комбінованого маневру.

Візуалізація маневру дозволяє проаналізувати траєкторію руху та оцінити всі показники, що характеризують цей маневр [275, 285].

У характерних точках траєкторії (рис. 6.4) проставлена інформація про:

- тривалість пройденого етапу у відносному (T) та абсолютному (t) часі;
- пройдений судном шлях у відносних (довжинах судна) та абсолютних (метрах) одиницях.

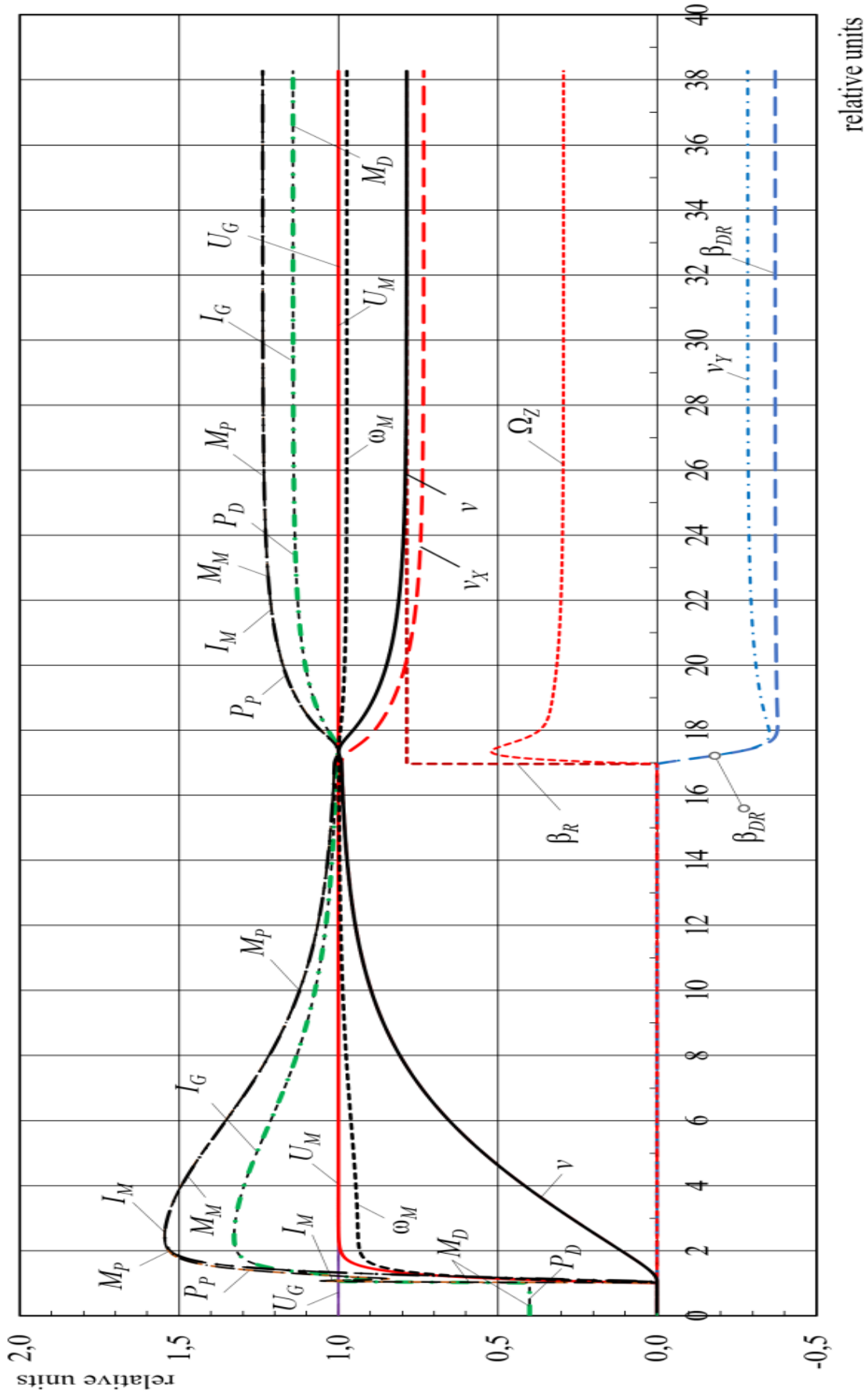


Рисунок 6.3 - Поточні значення режимних показників під час виконання маневру «розгін – вихід циркуляцію

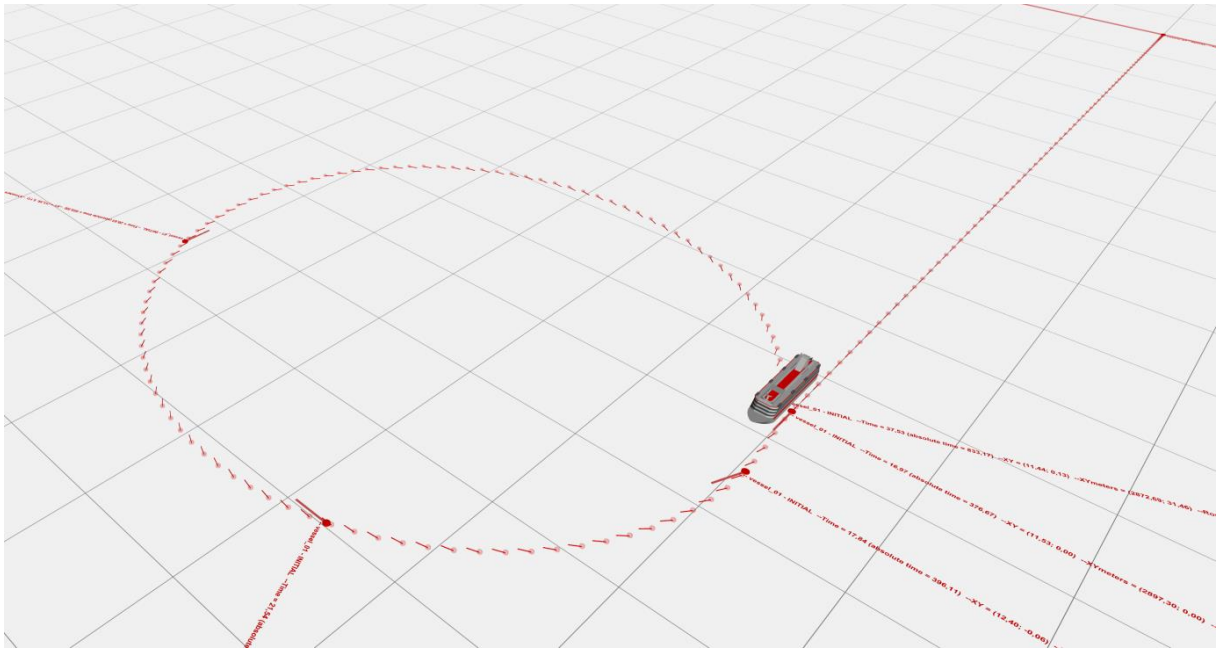


Рисунок 6.4. - Траєкторія руху судна на циркуляції

До цих точок (див. рис. 6.2 та рис. 6.4) відносяться:

- початок циркуляції (перекладання керма на правий борт) – точка A1;
- точка A2 максимального зміщення ЦТ судна від лінії початкового курсу у бік, зворотній напрямку повороту;
- точка A3 траєкторії, що відповідає зміні курсу судна на 90° ;
- точка A4 траєкторії, що відповідає зміні курсу судна на 180° від початку повороту;
- точка A5 траєкторії, що відповідає зміні положення ДП судна на двох послідовних курсах, що відрізняються на 180° градусів при усталеної русі.

Наведені у роботах [285, 302, 303] дослідження виходу судна на циркуляцію показали, що на основні показники якості виконання подібних маневрів істотно впливають:

- початкова швидкість судна v_{str} перед виходом на циркуляцію;
- кут перекладки пера керма β_R ;
- розташування (зовнішній або внутрішній гвинт по відношенню до центру циркуляції) гребного гвинта;
- узагальнені безрозмірні параметри пропульсивного комплексу.

Вплив на показники циркуляції швидкості судна v_{str} та кута перекладки β_R керма очікувано та зрозуміло. Для кількісної їхньої оцінки було проведено додаткові дослідження. Їхні результати наведені нижче у таблицях.

У табл. 6.4 представлено результати аналізу впливу на показники циркуляційного руху початкової швидкості v_{str} при куті перекладки пера руля на 35° .

Показники циркуляції у табл. 6.4 оцінювалися в наступних одиницях: висування X_1 , пряме зміщення Y_1 , тактичний діаметр D_{CT} , діаметр усталеної циркуляції D_C – у довжинах судна L і в метрах; відносна зміна швидкості Δv_C – у відсотках; максимальне значення кутової швидкості повороту Ω_Z – у відносних одиницях; тривалість циркуляції T_C – у відносних одиницях та в секундах [285].

Таблиця 6.4 - Вплив початкової швидкості руху v_{str} на показники циркуляції

Показник циркуляції	Відносна швидкість руху судна v_{str}			
	0,3	0,6	0,8	1
X_1, L (м)	3,66 (918)	3,68 (924)	3,71 (931)	3,73 (936)
Y_1, L (м)	1,93 (485)	1,92 (482)	1,91 (480)	1,90 (480)
D_{CT}, L (м)	5,78 (1453)	5,77 (1451)	5,77 (1451)	5,77 (1451)
D_C, L (м)	5,65 (1419)	5,65 (1419)	5,65 (1419)	5,65 (1419)
$\Delta v_C, \%$	0,871	0,834	0,841	0,752
Ω_Z, rv	0,233	0,312	0,405	0,495
$T_C, \text{rv (с)}$	27,9 (619)	29,04 (644)	30,77 (684)	39,49 (877)

Аналіз результатів показує таке. На показники траєкторії руху судна початкова швидкість v_{str} впливає незначно. Істотно змінюється лише Δv_C . Причому, при виході на циркуляцію з повного ходу, швидкість руху судна, як і очікується, знижується. Якщо ж судно виходить на циркуляцію на малій чи середній швидкості, вона (швидкість) продовжує зростати й надалі, відповідно до положення рукоятки посту управління. З виходом на усталену циркуляцію, швидкість v_C судна поступово виходить на одне і теж значення – це швидкість,

що визначається положенням рукоятки поста управління і заданим кутом перекладки керма. Саме цим і пояснюється те, що інші показники циркуляційного руху (крім тривалості) практично не змінюються.

Вплив величини кута перекладки керма набагато суттєвіший. Нижче, у табл. 6.5 представлені результати розрахунків виходу електрохода на циркуляцію на повній швидкості судна при перекладці пера керма на 25° , 30° , 35° та 40° [285]. (Діапазон зміни кута перекладки спеціально збільшений, порівняно з 35° , у дослідницьких цілях).

Таблиця 6.5 - Вплив кута перекладки керма на показники циркуляції [285]

Показник циркуляції	Кута перекладки керма β_R , градуси			
	25	30	35	40
X_1, L (м)	5,24 (1316)	4,36 (1094)	3,73 (936)	3,27 (820)
Y_1, L (м)	3,06 (770)	2,38 (599)	1,91 (480)	1,57 (395)
D_{CT}, L (м)	8,53 (2142)	6,91 (1736)	5,78 (1451)	4,95 (1243)
D_C, L (м)	8,39 (2107)	6,78 (1702)	5,65 (1419)	4,82 (1212)
$\Delta v_C, \%$	0,88	0,84	0,81	0,78
Ω_Z, rv	0,357	0,426	0,495	0,561
$T_C, \text{rv (с)}$	47,7 (1059)	42,86 (951)	39,49 (877)	37,03 (822)

Вплив кута перекладки керма передбачуваний. Зі збільшенням β_R , основні показники циркуляційного руху – висування судна X_1 , пряме зміщення Y_1 , тактичний діаметр D_{CT} , діаметр усталеної циркуляції D_C , усталене значення швидкості руху судна v_C , і тривалість маневру T_C – зменшуються. Зростає лише кутова швидкість повороту судна щодо вертикальної осі Z .

Зниження швидкості руху впливає (див. рис. 6.3) і на показники роботи електроенергетичної установки – навантаження на гребні електродвигуни та на генераторні агрегати збільшуються.

Вплив розташування гребного гвинта та вплив безрозмірних параметрів комплексу потребує додаткових коментарів. Зовнішній та внутрішній по

відношенню до центру циркуляції гребні гвинти по різному обтікаються потоком води. Це впливає на місцевий кут дрейфу та призводить до зміни завантаження гребних гвинтів. Тому, при кількісній оцінці ступеня зміни струму ΔI_M та моменту ΔM_M на валу гребного електродвигуна, слід враховувати розташування гвинта.

Із узагальнених безрозмірних параметрів комплексу найбільш значний вплив на показники циркуляційного руху надають [283] параметри

$$N_X = \frac{L \Sigma K_{Pj} P_{ej0}}{(m + \lambda_{11}) v_0^2}; \quad C_{65} = \frac{2 \left[0,739 + 8,7 \frac{H}{L} \right] C_{m0}^{\omega} \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{\Sigma K_{Pj} P_{ej0}};$$

$$C_{M16} = \frac{\beta_{M0}}{r_M'^2} \left[(b_M^2 + c_M^2 \alpha_0^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha_0^2) \frac{r_{2M}'^2}{\beta_{M0}^2} + 2r_{1M} \alpha_0 \frac{r_{2M}'}{\beta_{M0}} \right].$$

Розроблений метод розрахунку показників циркуляційного руху судна та проведені дослідження дають можливість оцінити ступінь впливу конструктивних параметрів електроходів на ці показники. Ілюстрацією цього впливу є матеріали, наведені у розділі 8.

6.3 Метод оцінки показників маневру «зигзаг»

Відповідно до Стандарту ІМО маневреності суден, до найбільш суттєвих показники їх керованості, відноситься контроль «нишпорення», що характеризує реакцію судна на перекидку керма у протилежний бік, як наприклад це має місце, при виконанні маневру «зигзаг». Розробка методу оцінки впливу конструктивних параметрів корпусу електрохода на показники якості виконання пропульсивним комплексом електроходу маневру «зигзаг» є дуже важливим завданням [275].

До типових маневрів, що використовуються для оцінки якості управління судном, відноситься так званий «зигзаг Кемпфона», який полягає у періодичній перекидці керма з борту на борт. В стандарті ІМО за обов'язкові випробування суден, включені два види випробувань на «зигзаг» – $10^\circ/10^\circ$ і $20^\circ/20^\circ$. У першому випадку кермо кладеться на 10° будь-якого борту, а потім, коли напрямок руху

зміниться на 10° , перекладається на такий самий кут іншого борту. У другому випадку кут кладки керма та зміна напрямку руху становлять 20° [275].

Найбільш важливою інформацією, що одержується з випробувань, є [275]:

а) початкова здатність до повороту: із застосуванням кута керма 10° ліворуч/праворуч, судно не повинне пройти більше ніж 2,5 довжини судна до моменту зміни курсу на 10° від початкового курсу;

б) значення першого кута перевищення у випробуванні «зигзагом» $10^\circ/10^\circ$ не повинно перевищувати:

- 10 градусів, якщо L/v менше 10 с;
- 20 градусів, якщо L/v становить 30 с, або більше;
- $[5 + 1/2(L/v)]$ градусів, якщо L/v становить 10 с або більше, але менше ніж 30 с, (де L і v виражені в м і м/с відповідно);

в) значення другого кута перевищення в тесті «зигзагом» $10^\circ/10^\circ$ не повинно бути більше:

- 25 градусів, якщо L/v менше 10 с;
- 40 градусів, якщо L/v становить 30 с, або більше;
- $[17,5 + 0,75(L/v)]$ градусів, якщо L/v становить 10 с, або більше, але менше ніж 30 с.

г) значення першого кута перевищення у випробуванні «зигзагом» $20^\circ/20^\circ$ не повинно перевищувати 25 градусів.

На базі математичної моделі, наведеної у Розділі 5, запропоновано (за допомогою мови JAVA) метод імітаційного моделювання процесу виходу електрохода на цей маневр. Розташування контрольних точок на схему руху судна при виконанні маневру «розгін – вихід на зигзаг» показано на рис. 6.5. Розгін електроходу здійснюється до значення відносної швидкості руху судна $v = \frac{v_t}{v_0} = 1$,

де v_t – поточна швидкість. (Далі, під v розумітиметься саме відносна швидкість). Після закінчення розгону (точка A_1), починає саме «зигзаг». Закінчення маневру – у точці A_6 , коли курс судна досягає значення $\psi_C = 0$.

На схемі (рис. 6.5) вказані характерні точки маневру [275] A_i :

A_0 – вихідний стан судна;

A_1 – вихід судна на тестову швидкість $v = 1$; поворот керма у правий борт на тестовий кут β_R ;

A_6 – зупинка маневру.

Застосовується, коли курс судна досягає $\psi_C = 0^\circ$.

A_5 – кутова швидкість = 0.

Вимірюється кут курсу (другий кут перевищення).

A_4 – перекладка керма на $\beta_R = +10^\circ$.

Застосовується, коли курс судна досягає $\psi_C = -10^\circ$.

A_3 – кутова швидкість = 0.

Вимірюється кут курсу (перший кут перевищення).

A_2 – перекладка керма на $\beta_R = -10^\circ$.

Застосовується, коли кут курсу судна $\psi_C = 10^\circ$.

A_1 – перекладка керма на $\beta_R = 10^\circ$.

Застосовується, коли швидкість = 1.

A_0 – початок розгону судна.

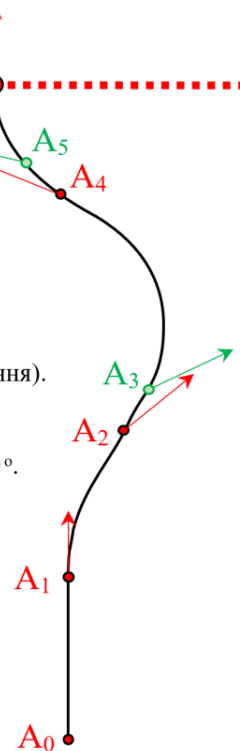


Рисунок 6.5 - Розташування контрольних точок під час виконання маневру "розгін – вихід на зигзаг"

A_2 – вихід судна на курс ψ_C (правий борт), що відповідає тестовому куту β_R ; поворот керма на тестовий кут у лівий борт;

A_3 – вихід судна на максимальний кут ψ_C (правий борт) – перший кут перевищення;

A_4 – вихід судна на курс ψ_C (лівий борт), що відповідає тестовому куту β_R ; поворот керма на тестовий кут у правий борт;

A_5 – вихід судна на максимальний кут ψ_C (лівий борт) – другий кут перевищення;

A_6 – вихід судна на курс $\psi_C = 0$; закінчення маневру.

Основними режимними показниками, в процесі розрахунків, обрані перелічені вище:

- параметри руху судна у зв'язаній XYZ та у незв'язаній $X_1Y_1Z_1$ з ним системах координат;
- упор і момент опору гребних гвинтів;
- режимні показники роботи гребних електродвигунів, генераторів та первинних двигунів генераторних агрегатів.

На рис. 6.6, як приклад, наведено поточні значення режимних показників, які були отримані за результатами моделювання маневру «розгін – вихід на зигзаг» для пасажирського судна – електрохода LIRICA. Розглянуто «зигзаг» $20^\circ/20^\circ$. (Маневр – $20^\circ/20^\circ$ – більш ілюстративне показує вплив відхилення керма на режимні показники роботи електроенергетичної установки та на показники криволінійного руху судна) Крім перерахованих режимних показників, на рис. 6.6 показані:

- кут повороту керма β_R ;
- кут дрейфу β_{dr} ;
- складова сили опору води руху судна по поздовжній осі – R_x .

Аналіз результатів моделювання показує таке. При виході судна на "зигзаг" навантаження на електроенергетичну установку зростають. Причиною цього є коливальні зміни поздовжньої складової R_x сили опору води руху судна і зміни, у зв'язку з цим, швидкості руху v . В результаті – збільшуються навантаження і на гребні електродвигуни, і на генератори, і на теплові двигуни генераторних агрегатів. У той же час, ці додаткові навантаження невеликі і не перевищують допустимих значень.

Траєкторія руху судна на маневрі, що розглядається, показана на рис. 6.7. Вона відповідає «зигзагу» $10^\circ/10^\circ$. Комп'ютерна візуалізація маневру дозволяє проаналізувати траєкторію руху та оцінити показники, що характеризують цей маневр. У характерних точках A_i траєкторії по лівому борту судна (див. рис. 6.5) проставлені:

- пройдений шлях по осях X_1 , Y_1 та пройдена судном дистанція S_1 у відносних (в довжинах судна) та абсолютних (в метрах) одиницях;
- швидкість судна v у відносних одиницях;

- кут курсу судна ψ_C ;
- тривалість пройденого етапу у відносному (T) та абсолютному (t) часі.

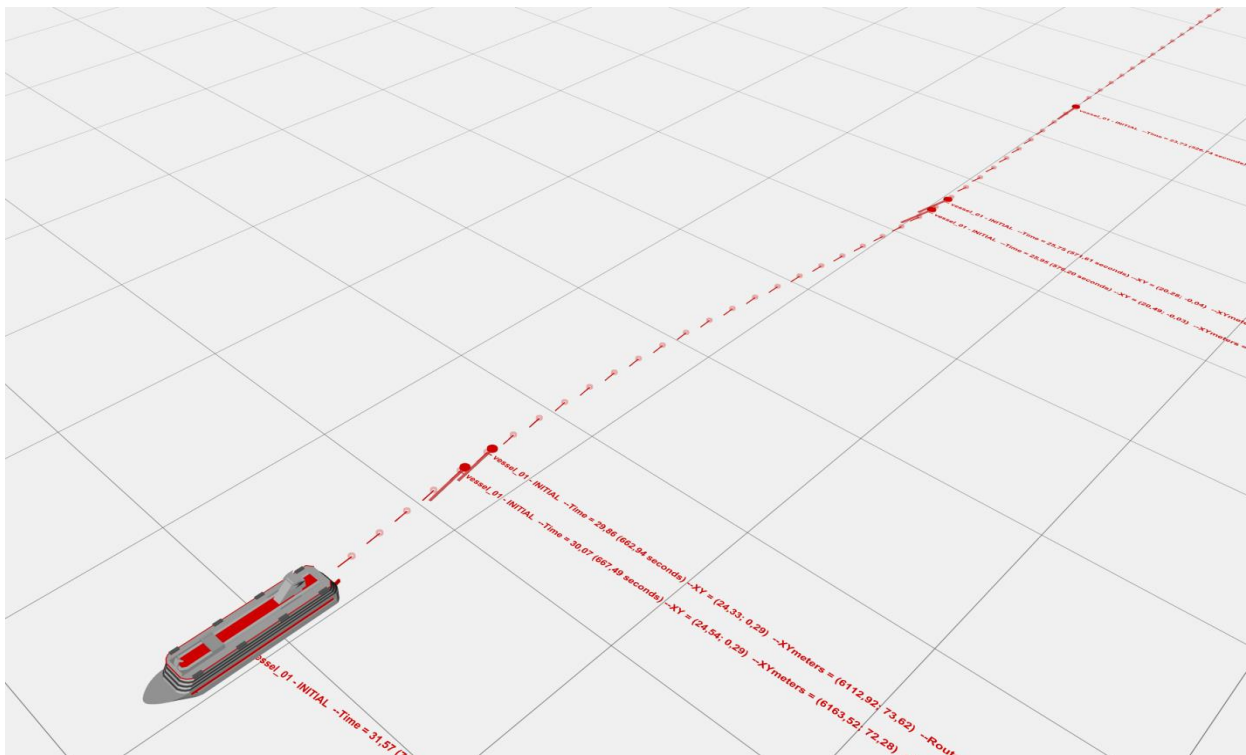


Рисунок 6.7 - Траєкторія руху судна

Таким чином, розроблений метод розрахунку перехідних режимів роботи пропульсивних комплексів при виконанні маневру «зигзаг» (випробування суден відповідно стандартів ІМО) дає можливість оцінювати ступінь впливу конструктивних параметрів електроходів на їх керованість. Ілюстрацією цього впливу є матеріали, наведені у розділі 8.

6.4 Висновки по розділу

1. Розроблено методи аналізу маневрених режимів роботи пропульсивних комплексів електроходів з класичною компоновкою гребної електроенергетичної установки. Основне їх призначення – оцінка маневрених характеристик суден, відповідно до Стандартів маневреності, прийнятих Циркуляром MSC/Circ.1053 Комітету безпеки на море. Відмінною особливістю методів є те, що перелік критеріїв якості розширений та включає в себе також й показники суднової

електроенергетичної установки. Це дозволяє оцінювати можливість гребної установки забезпечити безпечне виконання відповідних маневрів.

2. Запропоновано методику оцінки інерційних характеристик (відповідно до Стандарту) електроходів. Оцінено вплив на показники інерційності узагальнених безрозмірних параметрів комплексу та інтенсивності маневрування. Проаналізовано характер та ступінь динамічних навантажень на гребну електроенергетичну установку при розгоні й гальмуванні, та запропоновано обмеження на інтенсивність управління електроенергетичною установкою щодо запобігання її перевантаження.

3. Запропоновано спосіб оцінки маневрених характеристик електроходів та режимних показників суднової електроенергетичної установки при циркуляційній русі судна (відповідно до Стандарту). Проаналізовано вплив на показники якості маневрування початкових умов виходу судна на циркуляцію, параметрів управління та безрозмірних параметрів комплексу. Це дає можливість оцінювати ступінь змін в маневрених властивостях суден при їх конструктивній модернізації.

4. Розроблено метод оцінки впливу конструктивних параметрів пропульсивного корпусу електрохода на показники якості виконання електроходом маневру «зигзаг» (відповідно до Стандарту). Метод дозволяє оцінювати найбільш суттєві показники керованості суден – початкову здатність до повороту, значення першого та другого кута перевищення. Це дає можливість оцінювати зміни в керованості суден при їх конструктивній модернізації.

Визначено, що при виході на маневр, навантаження на гребні електродвигуни, на синхронні генератори і на теплові двигуни генераторних агрегатів збільшуються. Показано, що це зв'язано з коливальними змінами поздовжньої складової сили опору води руху судна, і відповідними змінами швидкості руху v , але, ці додаткові навантаження не перевищують допустимих значень.

Результати даного розділу опубліковано у [285, 298, 299, 301, 303]

РОЗДІЛ 7.

МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРЕНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ З СИСТЕМАМИ
АКТИВНОГО УПРАВЛІННЯ РУХОМ ТА AZIPOD7.1 Математична модель перехідних режимів роботи підрулюючих пристроїв
у складі суднового пропульсивного комплексу

Керованість судна, тобто його здатність слідувати по заданій траєкторії або змінювати напрямок руху за вказівкою судноводія, є однією з важливих морехідних якостей, що визначають і експлуатаційні можливості судна і, значною мірою, безпеку плавання. Традиційно, основним засобом управління судном було і є стерно. Однак дія стерна ефективна лише при наявності суттєвої швидкості ходу судна. У певних умовах експлуатації (на обмеженому фарватері, на швартових, при маневруванні в обмежених умовах, тощо) розвинути швидкість, достатню для ефективного управління судном, неможливо. Погана керованість суден у подібних умовах була причиною більшості аварій: зіткнень; посадки на мілину та каміння; ударів об стінки причалів, тощо. Для забезпечення керованості на малому ході і без ходу на судах встановлюють підрулюючі пристрої (ПП), які створюють додаткову керуючу тягу. Вони можуть створювати бічну силу при будь-якій, скільки завгодно малій, швидкості судна. Після 1965 року, коли Kawasaki запустила виробництво ПП, вони стали використовуватись як найважливіші елементи пропульсивної системи і почали широко застосовуватися практично для будь-яких типів суден від суховантажних, пасажирських, контейнеровозів до офшорних.

При аналізі маневрених якостей суден, основним завданням, яке ставлять собі дослідники, є управління рухом судна [304-309]. Якщо розглядаються судна з підрулюючими пристроями, вирішуються завдання оцінки маневрених характеристик суден з саме цими пристроями активного управління рухом. При цьому, автори намагаються не торкатися гребної установки, уникати питань взаємодії рушіїв з корпусом судна. Найчастіше в роботах вирішуються питання

удосконалення конструктивних параметрів ПП [310, 311], створення програмного забезпечення тренажерів, на яких мають відпрацьовуватися прийоми управління рухом судном [312-313]. Суднове електроенергетичне обладнання не розглядається. Передбачається, що гребні електродвигуни і гвинти працюють у сталому режимі, на малому ході. Тим самим корпус судна, по суті, відокремлюється від єдиного суднового пропульсивного комплексу, та розглядається як окремий об'єкт, гребні гвинти якого працюють в усталеному режимі з постійною частотою обертання.

У той же час, для забезпечення необхідного значення тяги гвинтів електродвигуни підрулюючих пристроїв повинні мати досить велику потужність. В залежності від типу судна, його дедвейту, вимог до маневрених властивостей вона змінюється, як показано у табл. 7.1, від декількох десятків кіловат до 5000 кВт.

Таблиця 7.1 - Частка потужності двигунів підрулюючих пристроїв у ГЕЕУ

Назва судна	Arctikaborg	Europa 2 (Hapag-Lloyd)	Vasily Dinkov	Mikhail Ulyanov	Carnival Miracle
Тип	Криголам	Круїзне судно	Арктичний танкер	Арктичний танкер	Круїзне судно
Довжина судна, м	65,1	225,4	257,3	257,7	292,5
Сумарна потужність ПП, кВт	150	1750	2000	4000 (2x2000)	5730 (3x1910)
Сумарна потужність ГЕЕУ, кВт	3240 (2x1620)	14500 (2x7250)	20000 (2x10000)	17000 (2x8500)	35200 (2x17600)
Частка потужності двигунів ПП k_{TR}	0,05	0,12	0,1	0,24	0,16

Навіть для суден з помірним ступенем маневреності (див. табл. 7.1) частка потужності (коефіцієнт k_{TR}) електродвигунів ПП відносно потужності гребної

електроенергетичної установки (ГЕЕУ) доходить до $k_{TR} = 0,24$. (У подальшому, для полегшення термінології, будемо називати цей коефіцієнт – «долею ПП»)

Таким чином, підрулюючий пристрій – один з найбільш потужних споживачів електроенергії на судні. Його робота дуже суттєво впливає на роботу суднової електростанції, на якість електроенергії суднової мережі [314, 315]. Тому в процесі проектування або модернізації електроходів необхідно досягти необхідних маневрених властивостей судна, забезпечивши при цьому належний режим роботи і суднових джерел електроенергії, і загально-суднових споживачів.

При цьому виникає низка питань. А чи спроможний пропульсивний комплекс з підрулюючими пристроями забезпечити виконання запланованого маневру? Чи здатна суднова електроенергетична установка забезпечити роботу цього комплексу? Якими будуть при цьому навантаження [314] на електроенергетичну систему? Чи не спрацює при цьому система захисту і чи не поставить тим самим процес маневрування перед небезпечною ситуацією невиконання маневру в обмеженій акваторії?

Відповіді на ці питання можна знайти за результатами моделювання маневрених режимів роботи електроходів з підрулюючими пристроями [308, 309]. Для цього використовується математична модель перехідних режимів пропульсивного комплексу з єдиною судновою електроенергетичною установкою, яку представлено у Розділі 5. Але, наведений у цьому розділі варіант математичної моделі (5.1) – (5.69) відповідає класичному компонуванню системи електроруху. Тому, до складу пропульсивного комплексу необхідно ввести математичний опис процесів, що відбуваються в підрулюючих пристроях при маневруванні судна. Це дозволить здійснювати аналіз маневрених характеристик сучасних електроходів с системами активного управління рухом судна, оцінювати режими роботи їх електроенергетичних установок, відкриватиме можливості оптимального проектування та оптимального управління судновими пропульсивними комплексами.

Незважаючи на те, що основним режимом роботи ПП є управління судном при відсутності його руху та на малому ході, він тим не менш, істотно впливає на

рух судна зі швидкістю більш ніж малої і використовується при маневруванні. Гребний гвинт ПП, як і будь-який судновий рушій, взаємодіє з навколишнім середовищем, зі стінками каналу, з частинами самого ПП. На роботу реального підрулюючого пристрою впливають в'язкісні втрати і в'язкісна взаємодія, конфігурація каналу і багато іншого [280]. Виходячи з цього, з урахуванням складнощів в описі процесів роботи гребних гвинтів рушійно-кермових комплексів, неточності у визначенні основних коефіцієнтів взаємодії гвинтів і корпусу судна, більшість дослідників намагаються уникнути розгляду гідродинамічних процесів взаємодії гвинтів підрулюючих пристроїв з корпусом судна. Вони намагаються використовувати деякі узагальнені коефіцієнти, точність яких невелика, а фізичне значення не цілком визначене. Такий спрощений підхід певною мірою прийнятний, якщо йдеться лише про приблизну оцінку маневрених характеристик судна. Якщо ж у процесі досліджень ставити питання в тому ракурсі, який був визначений у вигляді мети даної роботи, якщо йдеться про здатність електрохода та його електроенергетичної установки виконати поставлене завдання зі збереженням працездатності всіх суднових систем – урахування гідродинамічних процесів взаємодії гвинтів ПП з корпусом судна є обов'язковим. Так само обов'язковим є урахування взаємодії між собою інших складових частин суднової електроенергетичної установки.

Пропонується [280] в основу гідродинамічного розрахунку роботи гвинтів підрулюючих пристроїв закласти відомий метод Гофмана. Метод базується на основі діаграм серійних випробувань гребних гвинтів у тонкій циліндричній трубі. Використані гвинти типу К4-55 (гребні гвинти В4-55 Вагенінгенського басейну з контуром лопаті у вигляді лопатки турбіни Каплана).

Відразу слід зазначити таке. Природно, що для гвинтів з іншими профілями та параметрами діаграми відрізнятимуться. Але, по-перше, на методику розрахунку гідродинамічних характеристик це не впливає. По-друге, система безрозмірних параметрів, яка закладена в математичну модель, що розробляється в даній роботі, і прийнятий підхід до аналізу перехідних режимів роботи (в якому за параметри, що варіюються, використовуються узагальнені безрозмірні параметри

пропульсивного комплексу електрохода), повністю нівелює неспівпадання цих параметрів.

В основі розрахунку покладені такі положення.

1. При роботі гребного гвинта в тонкій циліндричній трубі у швартовному режимі (швидкість судна $v = 0$, хода гвинта $\lambda = v / Dn$, де D та n – діаметр гвинта та частота його обертання) відносна хода гвинта за швидкістю протікання води $\lambda_s = v_s / Dn$ у трубі залежить [316] тільки від крокового відношення гвинта P / D (рис. 7.1).

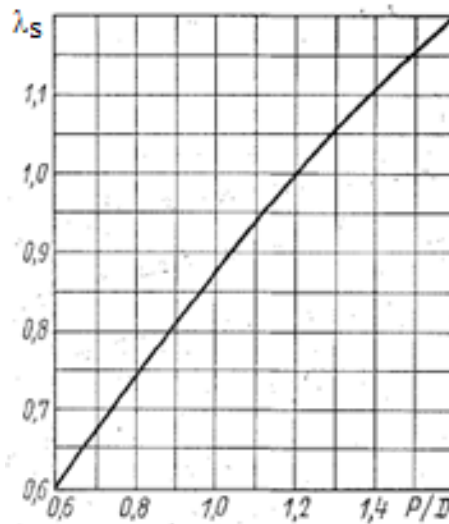


Рисунок 7.1 - Залежність відносного поступу гвинта від крокового відношення [315-316]

Упор гвинта в цьому режимі (нехтуючи малим опором тонкої труби $\xi \approx 0$) відповідає

$$P_{Th} = \rho A_0 \left(\frac{\omega^2}{2} \right) = \rho A_0 \left(\frac{v_s^2}{2} \right) \quad (7.1)$$

де ρ – питома вага води;

A_0 – площа диска гребного гвинта;

ω – осьова складова швидкості, викликана рушієм;

v_s – швидкість протікання води через рушій.

Коефіцієнт навантаження гвинта за швидкістю протікання потоку води

$$\sigma_{Ps} = \frac{2T}{\rho v_s^2 A_0} = 1,0 \quad (7.2)$$

Коефіцієнт упору $\sigma_{Ps} = \frac{2T}{\rho v_s^2 A_0} = 1,0$.

2. У «ходовому» режимі гвинта упор, коефіцієнт його навантаження і коефіцієнт упору визначаються співвідношеннями

$$P_{Th} = \rho A_0 \left(v + \frac{\omega}{2} \right) \frac{\omega}{2} = \frac{\rho A_0}{2} (v_s^2 - v^2); \quad (7.3)$$

$$\sigma_{Ps} = \frac{2T}{\rho v_s^2 A_0} = 1,0 - \left(\frac{v}{v_s} \right)^2; \quad (7.4)$$

$$k_P = \left(\frac{\pi}{8} \right) (\lambda_s^2 - \lambda^2). \quad (7.5)$$

3. При роботі гребного гвинта в циліндричній трубі, яка має опір $\zeta_k \neq 0$ у швартовному режимі, додатковий упор, необхідний для подолання цього опору і додаткова частина коефіцієнта упору дорівнюють

$$\Delta P_{Th} = \zeta_k \rho A_0 \left(\frac{v_s^2}{2} \right); \quad (7.6)$$

$$\Delta k_P = \left(\frac{\pi}{8} \right) \zeta_k \lambda_s^2. \quad (7.7)$$

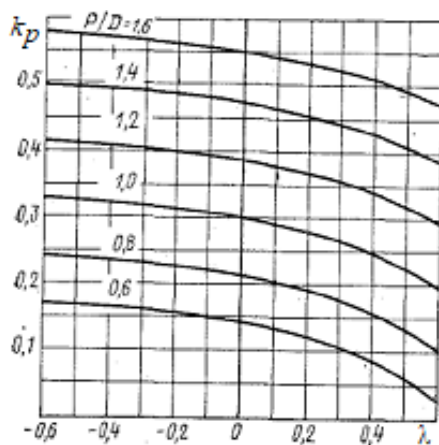
Коефіцієнт упору

$$k_P = \left(\frac{\pi}{8} \right) \lambda_s^2 (1 + \zeta_k) \quad (7.9)$$

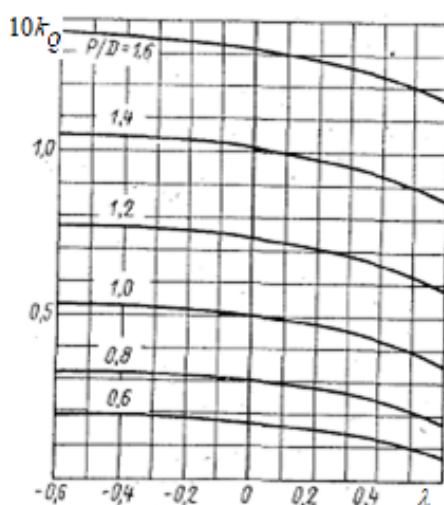
Таким чином, із співвідношень (7.5) і (7.8) видно, що робота гребного гвинта в циліндричній трубі, яка має коефіцієнт опору $\zeta_k \neq 0$, еквівалентна роботі системи гребний гвинт – циліндрична труба з негативним відносним поступом гвинта

$$\lambda = -\lambda_s \sqrt{\zeta_k} < 0. \quad (7.9)$$

Діаграми серійних випробувань гребних гвинтів у циліндричній трубі, були екстрапольовані в область малих негативних значень негативного ходу та представлені на рис. 7.2. Це – графічні залежності коефіцієнта упору k_P та коефіцієнта моменту опору k_Q гвинта у функції відносної ходи λ та крокового відношення P/D (рис. 7.2). Діаграми можуть бути успішно використані для розрахунку в першому наближенні основних характеристик гвинтів підрулюючих пристроїв при проектуванні та розрахунку основних їх робочих параметрів на усталених режимах.



а



б

Рисунок 7.2 - Залежності коефіцієнта упору k_P та коефіцієнта моменту опору k_Q у функції відносної ходи та крокового відношення [315-316]

Графічний спосіб надання залежностей k_P й k_Q від ходи та крокового відношення не дозволяє розраховувати роботу ПП на маневрених режимах. Справа у тому, що і крокове відношення, і поступ гвинтів на перехідних режимах безперервно змінюються. Необхідно побудувати метод розрахунку поточних значень основних режимних показників гвинтів (упору та моменту опору на валу) при змінюваних у часі і крокового відношення P/D (а це – параметр управління), і ходи гвинта λ , й вбудувати отриманий алгоритм у математичну модель єдиного суднового пропульсивного комплексу.

Важлива роль у запропонованому методі розрахунку перехідних режимів при маневруванні відводиться аналітичним залежностям. Такі залежності побудовані й пропонуються у виді:

а) залежності (рис. 7.1) відносної ходи гвинта за швидкістю протікання води λ_s від крокового відношення P/D – лінійним рівнянням

$$\lambda_s = 0,3015 (P/D); \quad (7.10)$$

б) залежності (рис. 7.2) коефіцієнта упора k_p й коефіцієнта моменту опору k_Q від ходи гвинта λ й крокового відношення P/D – рівняннями

$$k_p = 0,0314(P/D)^2 + 0,3417(P/D) - 0,0706 + 0,05\lambda, \quad (7.11)$$

$$k_Q = 0,0434(P/D)^2 + 0,025(P/D) - 0,0179 + 0,005\lambda. \quad (7.12)$$

При розрахунку маневрених режимів електроходів, упор P_{Th} і момент опору M_{Th} гвинта ПП знаходяться методом послідовних наближень на кожному кроці інтегрування системи рівнянь (5.1)-(5.69), яка описує перехідні процеси в пропульсивному комплексі електрохода.

Робота гребного гвинта ПП починається після виходу приводного електродвигуна на усталений режим роботи. У початковий момент часу хода гвинта λ , крокове відношення (P/D) та коефіцієнт моменту опору k_Q дорівнюють нулю. Момент опору на валу електродвигуна визначається моментом опору сил тертя.

Зі збільшенням крокового відношення (сигнал управління) починає збільшуватися коефіцієнт k_Q , відповідно зростає момент опору гвинта ПП, який з достатнім ступенем точності можна визначити із співвідношення

$$M_{Th} = \frac{9550 (k_Q 2\pi D^5 n^3)}{n}. \quad (7.13)$$

Момент M_{MTh} на валу двигуна M_{Th} збільшується. Електродвигун, підтримуючи обороти (відповідно до статизму робочої ділянки механічної характеристики), «бере» на себе навантаження. Зі збільшенням крокового відношення з'являється хода гвинта ПП λ_s , яка спочатку буде негативною. Це

«в'язкісна» складова поступу. Вона визначається з отриманої аналітичної залежності (7.10) λ_s від (P/D) . Після цього знаходиться уточнене значення ходу λ гвинта

$$\lambda = -\lambda_s \sqrt{\zeta_k} . \quad (7.14)$$

Для уточненого значення λ розраховуються нові значення коефіцієнта упору k_p й коефіцієнта моменту опору k_Q .

За отриманими залежностями (7.11) коефіцієнта упору k_p від поступу λ та крокового відношення (P/D) , розраховуються коефіцієнт упору, упор гвинта P_{Th} і тяга T_{Th} підрулюючого пристрою

$$P_{Th} = k_T \rho D^4 n^2; \quad (7.15)$$

$$T_{Th} = P_{Th} (1 + t), \quad (7.16)$$

де t – коефіцієнт засмоктування.

Ще одне явище впливає на роботу ПП. При роботі судна на ходовому режимі, струмінь води, що витікає з каналу зі швидкістю v_s , вступає у взаємодію з потоком води, що натікає на струмінь зі швидкістю руху судна v під кутом 90° . Внаслідок змішування потоків виникають складні процеси турбулентності, які призводять до викривлення струменя. Ступінь розвитку цих процесів залежить від співвідношення між v і v_s – від параметра $m = v / v_s$.

Взаємодія струменя з потоком води, який зносить цей струмінь, призводить до утворення зони розрідження між корпусом судна та струменем. В результаті з'являється сила засмоктування яка спрямована в бік, протилежний дії тяги гвинта T_{Th} , та прикладена в області між ПП і міделем судна. В результаті сумарна сила, що діє на судно та її момент щодо центру тяжіння, зменшується.

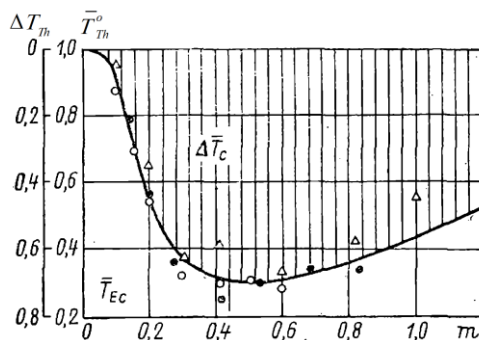
За результатами випробування (іншими дослідниками) в дослідному басейні, було отримано та наведено в роботі [316] і роботах проф. Кацмана Ф.М. залежності (рис. 7.3) для відносної величини результуючої поперечної сили $\overline{T_{Th}^0}$

$$\overline{T_{Th}^0} = \frac{T_{Th} - \Delta T_{Th}}{T_{Th}}, \quad (7.17)$$

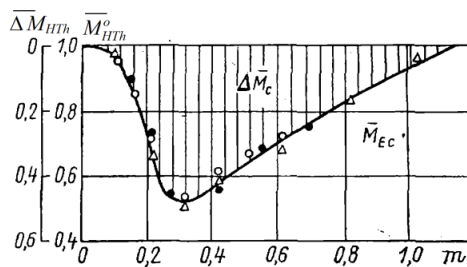
та відносного результуючого моменту $\overline{M_{HTh}^0}$

$$\overline{M_{HTh}^0} = \frac{T_{Th}h_h - \Delta T_{Th}h_c}{T_{Th}h_h} = \frac{T_{Th}h_h - \Delta T_{Th}h_c}{T_{Th}h_h}, \quad (7.18)$$

які діють на судно, при роботі носового ПП з одночасним поступальним рухом судна



а



б

Рисунок 7.3 - Відносна величина результуючої поперечної сили (а)
та моменту (б) [315-316]

У рівняннях (7.17) та (7.18):

h_h – координата прикладання тяги гвинта T_{Th} та її відносна величина $\overline{h_h} = \frac{h_h}{L}$;

h_c – координата прикладання сили засмокування ΔT_{Th} та її відносна величина

$$\overline{h_c} = \frac{h_c}{L}.$$

Залежність положення точки прикладання сили засмокування від параметра m наведена на рис. 7.4.

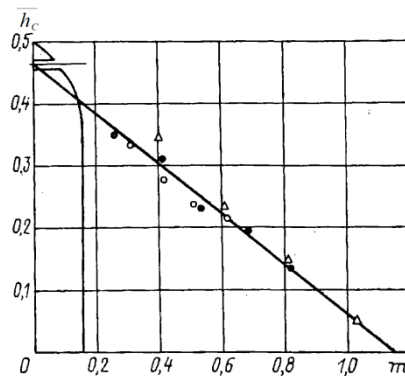


Рисунок 7.4 - Положення точки прикладання сили засмоктування ΔT_{Th} в залежності від параметра m [315]

Як видно з рис. 7.3, негативний вплив сили засмоктування проявляється на малих швидкостях руху – від 3 до 5 вузлів. При цьому тяга гвинтів ПП знаходиться на рівні 30 % ... 40 %, а момент від цієї сили не перевищує 50 % щодо відповідних значень при відсутності ходу судна. Це дуже небезпечна ситуація, оскільки саме при таких швидкостях і використовують підрулюючі пристрої. Тому врахування сили засмоктування під час роботи ПП на малому ході є обов'язковим.

Для отримання аналітичних залежностей $\overline{T_{Th}^0}$ та $\overline{M_{HTH}^0}$ від параметра m скористаємося функцією *MATLAB* апроксимації даних поліномами. За її результатами отримані наступні залежності:

$$\overline{T_{Th}^0} = -1,7191m^4 + 1,6259m^3 + 2,3692m^2 - 2,8864m + 1,0373; \quad (7.19)$$

$$\overline{M_{HTH}^0} = -4,1084m^4 + 6,0548m^3 - 0,3785m^2 - 1,699m + 1,0403. \quad (7.20)$$

Залежність $\overline{h_c}$ від параметра m – лінійна

$$\overline{h_c} = 0,461 - 0,408m. \quad (7.21)$$

Розроблена модель гідродинамічного розрахунку основних режимних показників гвинтів підрулюючих пристроїв вбудовується в узагальнену математичну модель перехідних режимів пропульсивного комплексу електрохода.

З появою математичному опису (7.1) – (7.21) процесів у підрулюючих пристроїв, в структурну схему додано (рис. 5.1) відповідні блоки та введено нові додаткові означення:

– 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;

Істотні зміни зазнають рівняння руху судна. У правих частинах цих рівнянь з'являються додаткові зусилля та моменти від ПП. Проекції швидкості руху електрохода на осі X , Y і кутова швидкість повороту навколо осі Z у пов'язаній з судном системі координат $GXYZ$ набудуть наступного вигляду:

$$\frac{d\overline{v_X}}{dT} = C_{\lambda 2} \overline{v_Y} \overline{\Omega_Z} + N_X \left\{ \sum_J K_{Pj} \overline{P_{ej}} - C_{RX} \beta_{RP} \overline{v^2} - \overline{R_X} \right\}; \quad (7.22)$$

$$\frac{d\overline{v_Y}}{dT} = -\frac{1}{C_{\lambda 2}} \overline{v_X} \overline{\Omega_Z} + \frac{N_X}{C_{\lambda 2}} \left\{ \sum_J K_{Pj} \alpha_{jz} \overline{P_{ej}} + C_{RY} \beta_{RP} \overline{v^2} \pm \sum_h k_h \overline{P_{Thh}} - \overline{R_Y} \right\}; \quad (7.23)$$

$$\frac{d\overline{\Omega_Z}}{dT} = -\frac{N_\Omega}{N_X} C_{\lambda 21} \overline{v_X} \overline{v_Y} + N_\Omega \left\{ \sum_j K_{Pj} h_{Pj} \overline{P_{ej}} + C_{RY} \overline{X_R} \beta_{RP} \overline{v^2} \pm \left[\pm \sum_h k_h \overline{P_{Thh}} h_h + (\overline{M_{PZ}} - \overline{M_{DZ}}) \right] \right\}, \quad (7.24)$$

де $\sum_h k_h \overline{P_{Thh}}$ – сумарний упор гвинтів підрулюючих пристроїв;

$\sum_h k_h \overline{P_{Thh}} h_h$ – сумарний крутний момент, щодо центру тяжіння судна, від гвинтів підрулюючих пристроїв,.

X_R – відстань від центру системи координат до керма;

$\overline{P_{Thh}}$, $\overline{h_h}$ і k_h – відносні упор, його плече та частка упору відповідного гвинта ПП, при максимальному кроковому відношенні у сумарному упорі гребних гвинтів підрулюючих пристроїв.

На жаль, процеси взаємодії РКК з корпусом судна ще недостатньо вивчені навіть стосовно сталих режимів роботи. Чисельні значення коефіцієнтів сил і моментів отримують в основному за результатами дорогих експериментальних досліджень у дослідних басейнах стосовно гвинтів характерного типу та форми, за певними умовами обтікання їх потоком води. Для інших гвинтів, при інших умовах роботи значення цих коефіцієнтів відрізнятимуться. Все це, додаючись до відомих проблем взаємодії пропульсивної гребної електроустановки, рушіїв і корпусу судна, впливає на точність результатів розрахунків.

Перехід до математичної моделі у безрозмірних одиницях та виявлення узагальнених безрозмірних параметрів пропульсивного комплексу дає можливість певною мірою нівелювати цей недолік. Всі дослідження проводяться саме до цих – узагальнених параметрів. Якщо в процесі досліджень проаналізувати вплив зміни чисельних значень цих параметрів на поведінку пропульсивного комплексу, то по суті можна отримати сукупність готових рішень для будь-якого варіанта їх поєднань. І якщо надалі з'являється інформація про більш уточнене значення якогось коефіцієнта – достатньо вибрати вже готове рішення із цієї сукупності. Таким чином, перехід до системи безрозмірних одиниць та узагальнених безрозмірних параметрів дозволяє наблизитись до вирішення цієї, дуже важливої проблеми.

Розроблена математична модель та метод розрахунку поточних значень режимних показників дозволяє всебічно аналізувати поведінку пропульсивних електроходів з ПП на маневрах. За результатами розрахунку оцінюються основні показники якості всіх складових частин комплексу.

Як приклад, що ілюструє вплив роботи ПП на маневрені характеристики електроходів, на рис. 7.5 та рис. 7.6 представлені результати моделювання виходу судна на циркуляцію при:

- а) управлінні лише кермом (рис. 7.5);
- б) одночасним керуванням кермом та ПП (рис. 7.6).

Умови виконання маневру:

- коефіцієнт $k_{TR} = 0,17$ (середні маневрені властивості);
- початкова (на момент виходу на циркуляцію) швидкість судна $v = 0,5$;
- у момент відносного часу $T = 19$ (вихід на циркуляцію) здійснюється: перекладання керма на кут 30° (для маневру «а» – рис. 7.5) та перекладання керма на кут 30° з одночасним включенням ПУ (для маневру «б» – рис. 7.6).

Траєкторії руху судна наочно ілюструють зміну основних характеристик циркуляційного руху. Незважаючи на те, що підруючі пристрої призначені працювати при малих швидкостях, вони можуть сприяти поліпшенню поворотності судна і при більших (розглянуто маневр при $v = 0,5$) швидкостях руху.

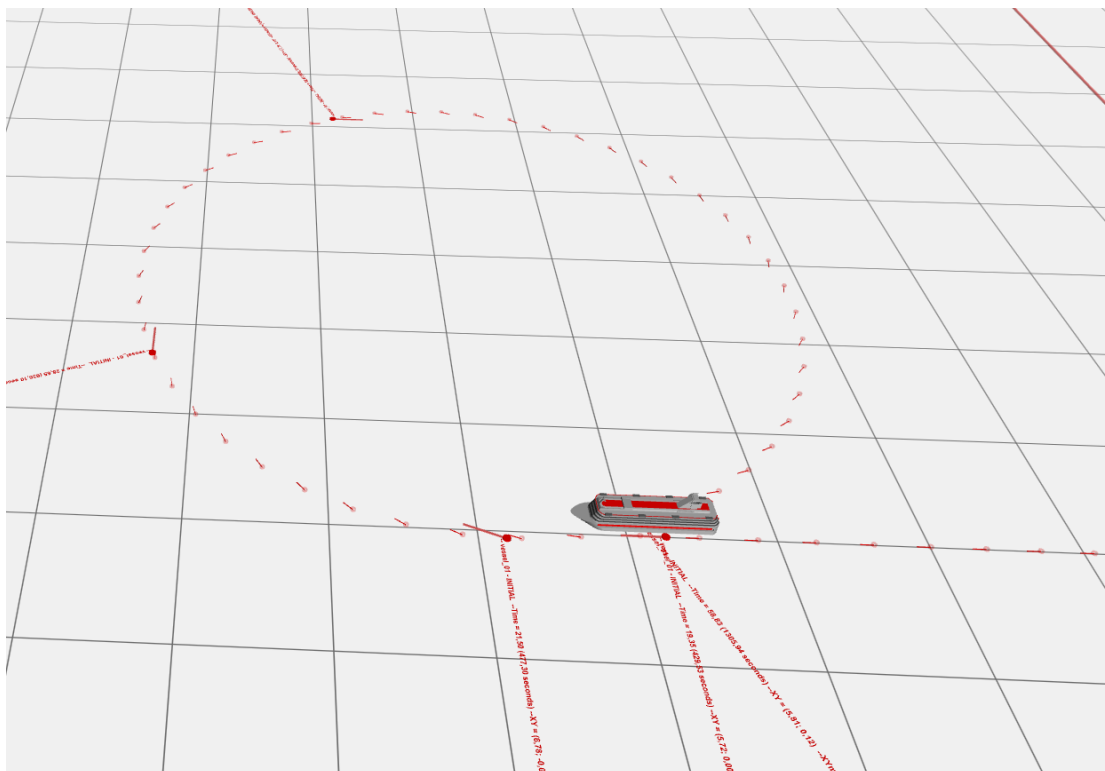


Рисунок 7.5 - Траєкторія руху судна при виході на циркуляцію при перекладці керма на 30°

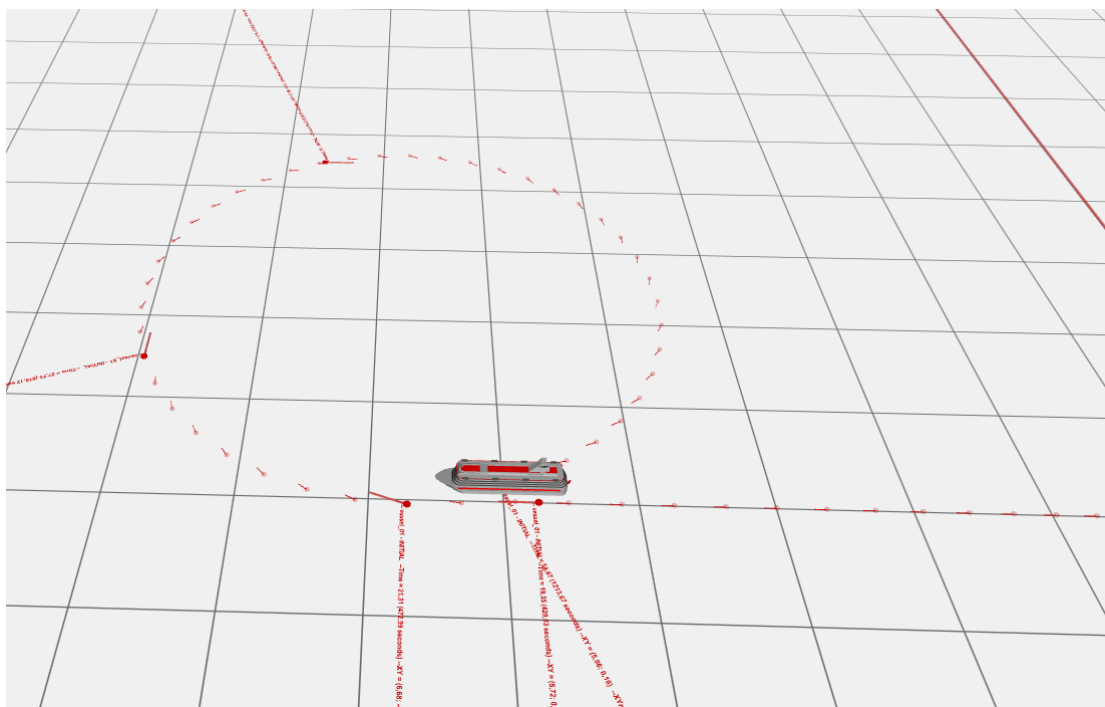


Рис. 7.6. - Траєкторія руху судна при виході на циркуляцію при перекладці керма на 30° та одночасним включенням ПП

Результати, що наведені на рис. 7.5 та рис. 7.6, ілюструють працездатність математичного апарату щодо дослідження маневрених режимів роботи електроходів з системами активного управління рухом судна.

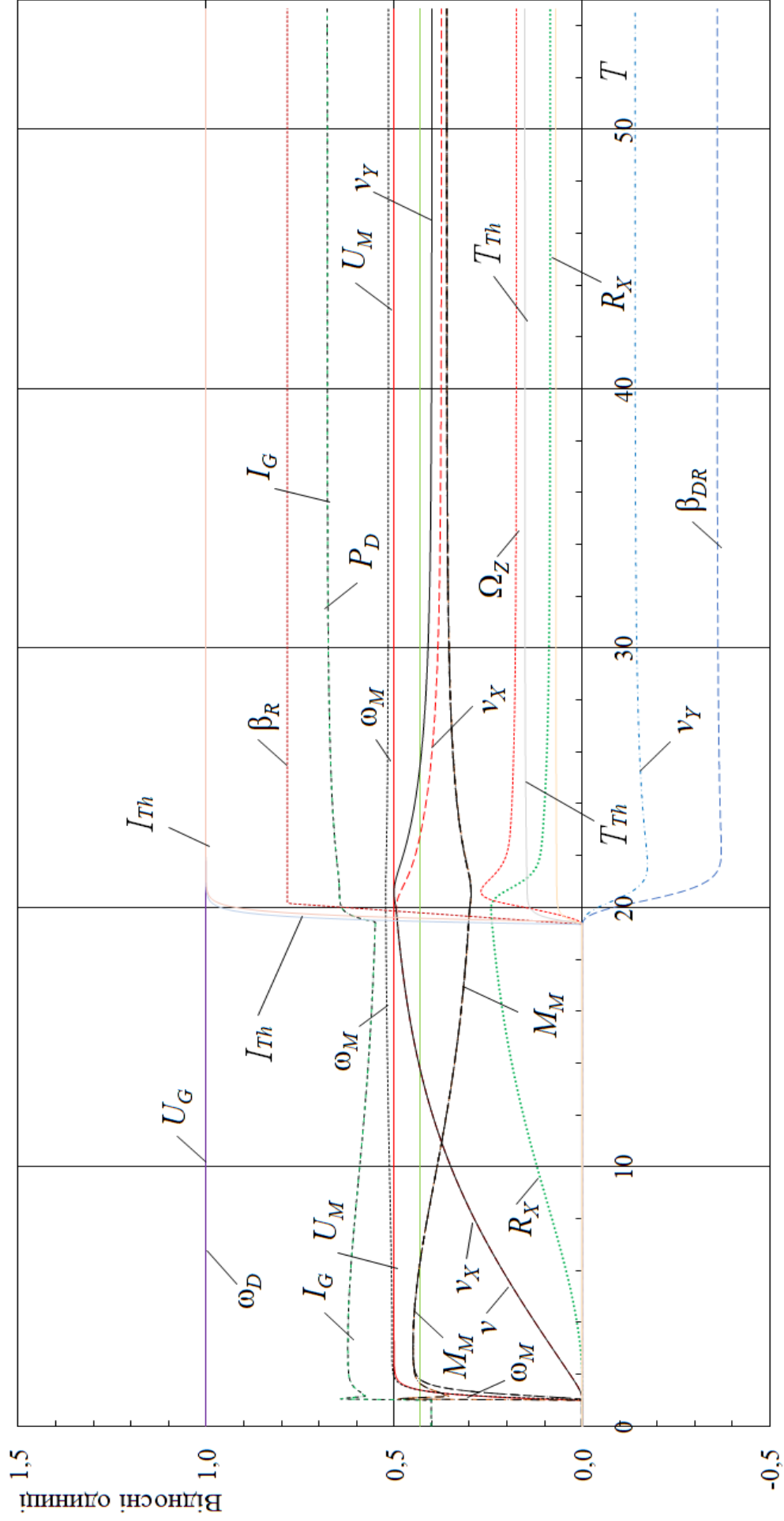
Поточні значення основних режимних показників комплексу (для варіанту спільного маневрування кермом та підрулюючими пристроями) показані на рис. 7.7. Зокрема це:

- складові швидкості руху судна v_x , v_y та кутова швидкість його обертання Ω_z ;
- кут перекладки керма β_R та кут дрейфу судна β_{dr} ;
- складова сили опору R_x води уздовж осі X ;
- потужність P_D та кутова швидкість обертання ω_D теплових двигунів;
- напруга U_G та струм I_G генераторів;
- напруга U_M , обертовий момент M_M і кутова швидкість обертання ω_M гребних електродвигунів;
- тяга гвинтів T_{Th} підрулюючих пристроїв та струм I_{Th} їх електродвигунів
- момент M_{Th} та кутова швидкість обертання електродвигунів ПП ω_{Th} .

7.2 Вплив роботи підрулюючих пристроїв на маневрені характеристики пропульсивних комплексів електроходів

7.2.1 Постановка експериментів

Результати численних розрахунків маневрених режимів роботи електроходів з підрулюючими пристроями, аналіз літературних джерел показав, що на основні параметри, які характеризують маневреність електроходів, найбільшою мірою впливають: частка потужності k_{TR} електродвигунів ПП в сумарній потужності гребної електроенергетичної установки [280]; початкова (на момент виходу на циркуляцію) швидкість руху судна $v = v_{str}$; конструктивні параметри корпусу електрохода та його електроенергетичної гребної установки [280, 317, 318].



Відносні одиниці

Рисунок 7.7 - Поточні значення режимних показників пропульсивного комплексу при сумісному маневрування кермом та ПП

Незважаючи на те, що вимоги Стандарту маневреності не поширюються на судна з активними пристроями управління, будемо оцінювати ступінь впливу початкової швидкості судна v_{str} , частки потужності k_{TR} двигунів ПП (та інших факторів, що істотно впливають) на маневрені характеристики судна саме за цими – зазначеними у Стандарті – параметрами.

Метою досліджень є оцінка ступеня впливу роботи ПП на показники циркуляційного руху судна та на показники електроенергетичної установки при виході судна на циркуляцію. У якості параметрів, які будуть варіюватися, прийняті:

- початкова швидкість руху судна при виході на циркуляцію;
- величина упору ПП.

Порівняльні оцінки впливу ПП проведено з прикладу двох маневрів:

- розгін судна до заданого значення швидкості та вихід на циркуляцію за рахунок повороту керма;
- розгін судна до заданого значення швидкості та вихід на циркуляцію за рахунок повороту керма з одночасним включенням ПП.

7.2.2 Вплив початкової швидкості руху судна

Дослідження впливу початкової швидкості руху проведено для судна з середнім значення частки k_{TR} потужності електродвигунів підрулюючих пристроїв $k_{TR} = 0,17$. Результати розрахунків представлені у табл. 7.1.

За результатами, наведеними у табл. 7.1, побудовані графіки залежностей основних показників циркуляційного руху від початкової швидкості руху судна v_{str} при виході його на циркуляцію. Для не захаращення рисунків та зручності сприйняття інформації ці залежності розбиті на дві групи.

На рис. 7.8 наведено (перша група) залежності (у довжинах судна L): висування судна X_1 ; прямого зміщення Y_1 ; тактичного $D_{СТ}$ та усталеного D_C діаметра циркуляції. Індекс « b » відноситься до варіанта маневрування тільки кермом (базовий варіант), а індекс « a » (альтернативний варіант) до варіанту управління кермом з одночасним підключенням підрулюючих пристроїв.

Таблиця 7.1 - Вплив початкової швидкості судна v_{str} на показники циркуляційного руху

Показники циркуляції	$v_{str} = 0,025$ ($\approx 0,5$ вузл)		$v_{str} = 0,05$ (≈ 1 вузл)		$v_{str} = 0,1$ (≈ 2 вузл)		$v_{str} = 0,15$ (≈ 3 вузл)		$v_{str} = 0,20$ ($\approx 4,2$ вузл)		$v_{str} = 0,40$ (≈ 8 вузл)		$v_{str} = 0,6$ (≈ 12 вузл)		$v_{str} = 1$ (≈ 21 вузл)	
	без ПП	з ПП	без ПП	з ПП	без ПП	з ПП	без ПП	з ПП	без ПП	з ПП	без ПП	з ПП	без ПП	з ПП	без ПП	з ПП
X_1, L	3,32	0,07	3,36	0,28	3,39	0,8	3,41	1,37	3,44	1,86	3,52	2,96	3,61	3,34	3,77	3,68
Y_1, L	1,65	0,52	1,645	0,60	1,64	0,76	1,64	0,78	1,64	0,93	1,64	1,38	1,64	1,52	1,64	1,60
$D_{ст}, L$	5,12	0,95	5,11	1,13	5,11	1,49	5,11	1,75	5,11	2,37	5,11	4,10	5,11	4,64	05,11	4,94
D_c, L	5,0	1,13	5,0	1,14	5,0	1,22	5,0	1,48	5,0	2,05	5,0	3,92	5,0	4,49	5,0	4,8
v_c, rv	0,025	0,1	0,04	0,09	0,1	0,1	0,13	0,11	0,17	0,14	0,34	0,32	0,49	0,48	0,78	0,77
$\Delta v, \%$	–	–	–	–	0	0	7	21	15	30	15	20	18	20	22	25
$\dot{Q}_z, rv$	0,015	0,2	0,02	0,18	0,05	0,15	0,07	0,13	0,08	0,15	0,22	0,24	0,3	0,32	0,45	0,45
T_c, rv	729	119	466	130	245	100	169	89	130	84	71	63	51	49	38	37,5

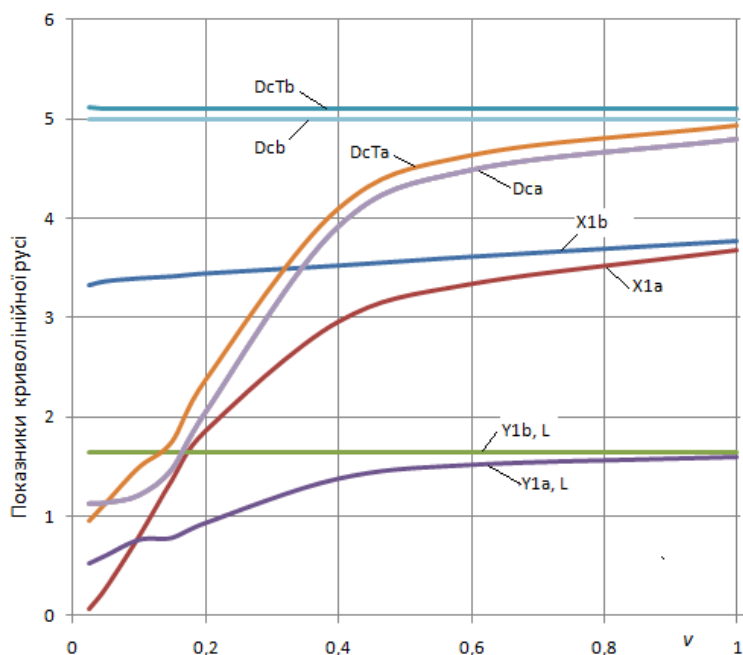


Рисунок 7.8 - Залежність показників циркуляції X_1 , Y_1 , D_{CT} та D_C від початкової швидкості руху судна v_{str}

На рис. 7.9 наведено (друга група) залежності: ступеня зниження швидкості руху судна Δv (в %) при виході його на усталену циркуляцію; максимального значення кутової швидкості повороту Ω_Z навколо вертикальної осі Z і тривалості маневру T_C (у відносних одиницях – rv). Аналіз впливу початкової швидкості руху на показники маневреності свідчить наступне.

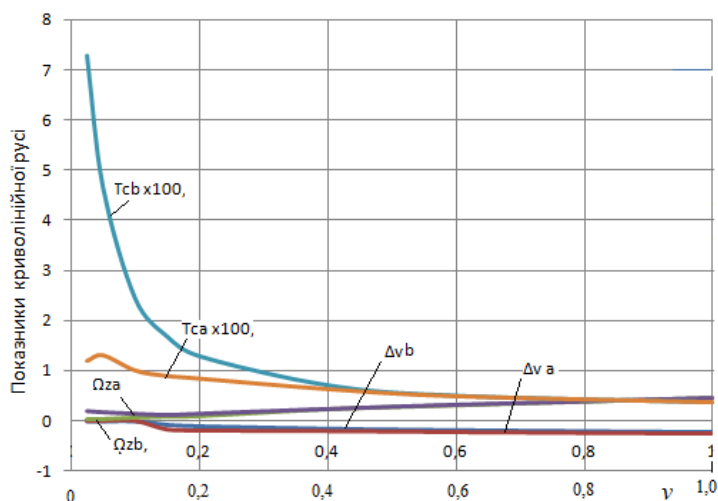


Рисунок 7.9 - Залежність показників циркуляції Δv , Ω_Z , та T_C від початкової швидкості руху судна v_{str}

У суден із «середніми маневреними властивостями» ($k_{TR} = 0,17$) вплив роботи ПП на показники маневреності починає позначатися при швидкостях менше $v_{str} < 0,4$. Виходячи з рекомендованих швидкостей руху, при яких застосування ПУ є ефективним, ці результати є очікуваними. Причому, цей вплив нерівнозначний. Зі зниженням швидкості менше $v_{str} < 0,4$, включення ПП призводить до багаторазового зниження висування судна X_1 , тактичного D_{CT} та усталеного D_C діаметру циркуляції. Дуже суттєво зменшується пряме зміщення Y_1 судна, а тривалість циркуляції T_C навпаки – різко зростає. У той же час, на ступінь зниження Δv швидкості (щодо початкового значення v_{str}) на усталеному етапі циркуляції і на кутову швидкість Ω_Z обертання судна навколо осі Z робота ПП практично не впливає.

7.2.3 Вплив долі ПП k_{TR} на показники циркуляційного руху

Для дослідження впливу частки ПП k_{st} на маневрені характеристики електроходів проведені додаткові серії комп'ютерних експериментів. Вони виконані для трьох варіантів частки ПП в електроенергетичній гребній установці – для суден зі «слабкоюю» ($k_{TR} = 0,08$), середньою ($k_{TR} = 0,17$) та «високоюю» ($k_{TR} = 0,25$) ступенями маневреності. Ступінь впливу k_{TR} проаналізовано для декількох значень швидкості v_{str} виходу судна на циркуляцію. У якості показників маневреності прийняті ті ж, що і в п. 7.2.2. Результати досліджень наведено у табл. 7.2.

Результати, які наведені у табл. 7.2, дають можливість проаналізувати вплив k_{TR} на показники циркуляційного руху. Ступінь цього впливу, насамперед, залежить від швидкості руху судна v , з якою воно виходить на криволінійну траєкторію. Графічні залежності висування електроходу X_1 , прямого зміщення Y_1 , тактичного D_{CT} і усталеного D_C діаметра циркуляції, кутової швидкості обертання Ω_Z , і тривалості циркуляції T_C від k_{TR} при різній початковій швидкості v , представлені, відповідно, на рис.7.10...рис. 7.15. Характер такого впливу передбачуваний. Зі зростанням k_{TR} , усі показники, крім кутової швидкості Ω_Z , плавно знижуються (Ω_Z , навпаки – збільшується), що свідчить про покращення маневрених характеристик судна.

Таблиця 7.2 - Вплив долі тяги гвинтів ІІІ k_{TR} на показники циркуляційного руху при різній початковій швидкості руху судна v_{str}

Показники циркуляції	$v_{str} = 0,05$			$v_{str} = 0,1$			$v_{str} = 0,15$			$v_{str} = 0,30$			$v_{str} = 0,6$		
	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}	k_{TR}
	0,08	0,17	0,25	0,08	0,17	0,25	0,08	0,17	0,25	0,08	0,17	0,25	0,08	0,17	0,25
X_1, L	0,45	0,28	0,22	1,26	0,80	0,62	1,96	1,37	1,11	2,99	2,56	2,28	3,48	3,34	3,23
Y_1, L	0,69	0,60	0,57	0,77	0,76	0,74	0,99	0,78	0,75	1,41	1,21	1,09	1,58	1,52	1,46
$D_{ст}, L$	1,31	1,13	1,06	1,70	1,49	1,41	2,60	1,75	1,54	4,24	3,48	3,97	4,88	4,64	4,23
D_C, L	1,14	1,14	1,14	1,45	1,22	1,15	2,31	1,48	1,32	4,08	3,25	2,68	4,75	4,49	4,27
v_C, rv	0,06	0,09	0,11	0,07	0,1	0,12	0,11	0,11	0,12	0,24	0,23	0,22	0,49	0,48	0,47
$\Delta v, \%$	–	–	–	–	–	–	27	27	20	20	23	27	18	20	22
Q_z, rv	0,11	0,18	0,23	0,1	0,15	0,19	0,11	0,13	0,17	0,17	0,17	0,20	0,3	0,3	0,3
T_C, rv	150	130	123	123	100	92	114	89	80	82	73	67	50	49	48

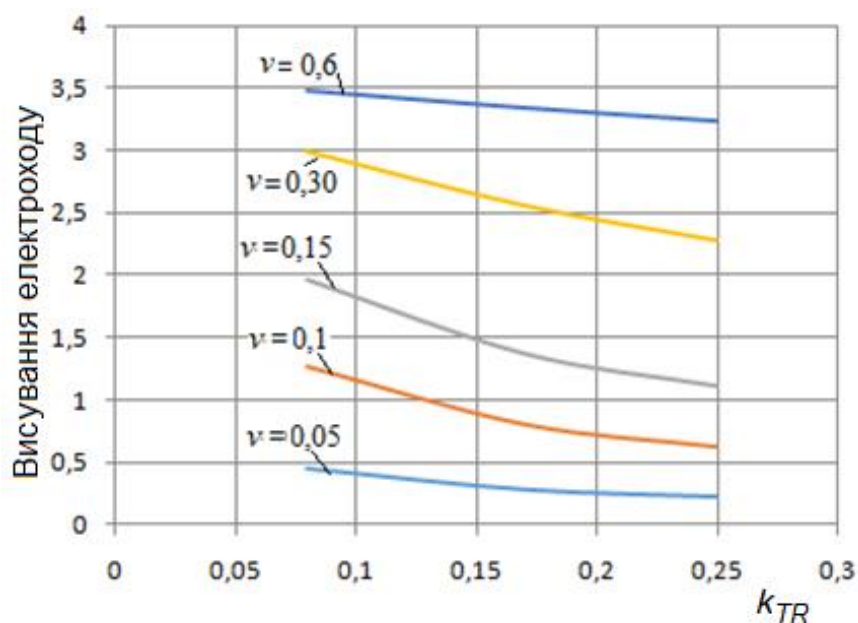


Рисунок 7.10 - Вплив k_{TR} на висування електроходу при різних швидкості руху v

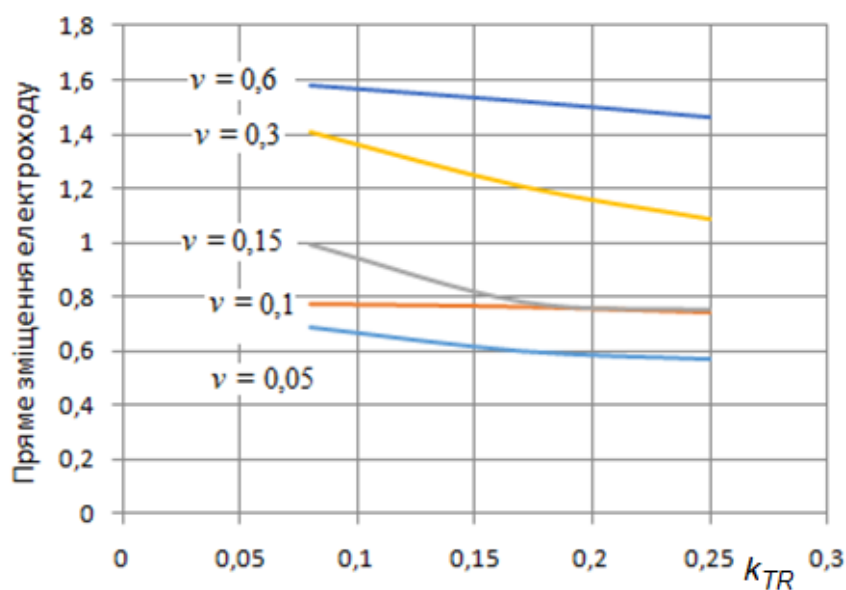


Рисунок 7.11 - Вплив k_{TR} на пряме зміщення електроходу при різних швидкості руху v

При швидкостях більше $v = 0,5$ вплив потужності ПП на маневрені характеристики невеликий, і це цілком вкладається в основні підходи до

використання систем активного управління рухом судна – при таких швидкостях руху – ПП неефективні.

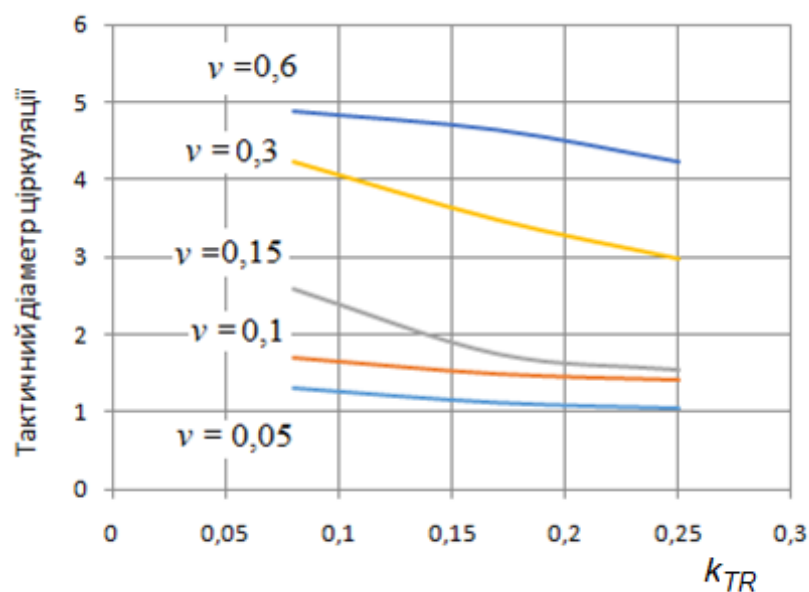


Рисунок 7.12 - Вплив k_{TR} на тактичний діаметр циркуляції електроходу при різних швидкості руху v

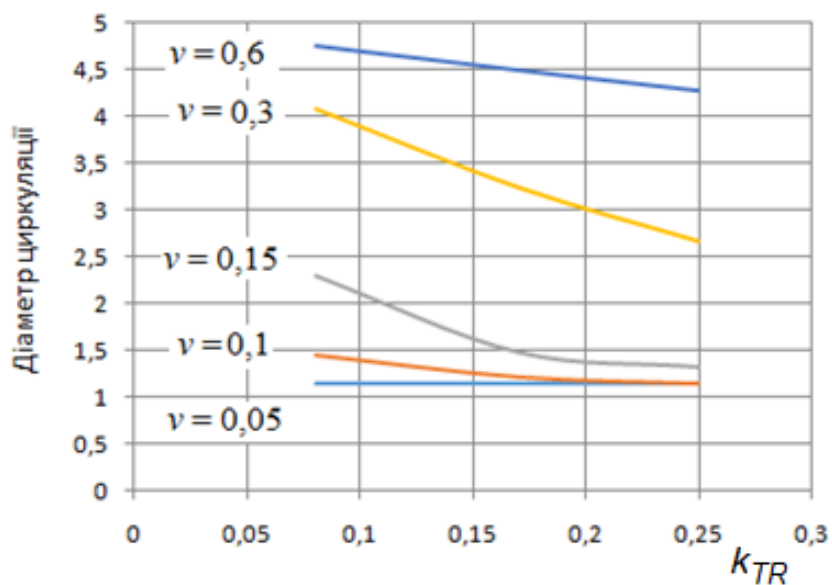


Рисунок 7.13 - Вплив k_{TR} на діаметр циркуляції електроходу при різних швидкості руху v

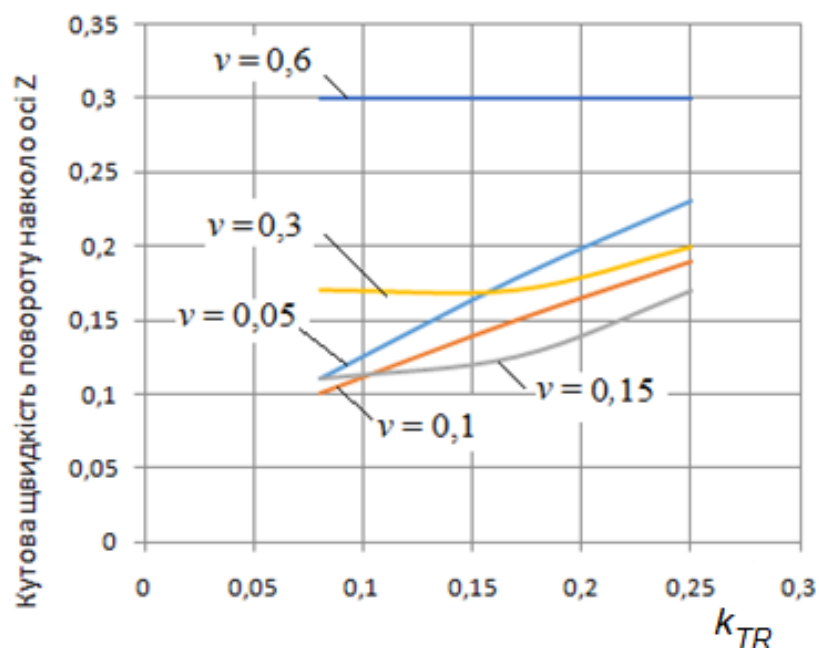


Рисунок 7.14 - Вплив k_{TR} на кутову швидкість повороту електроходу при різних швидкості руху v

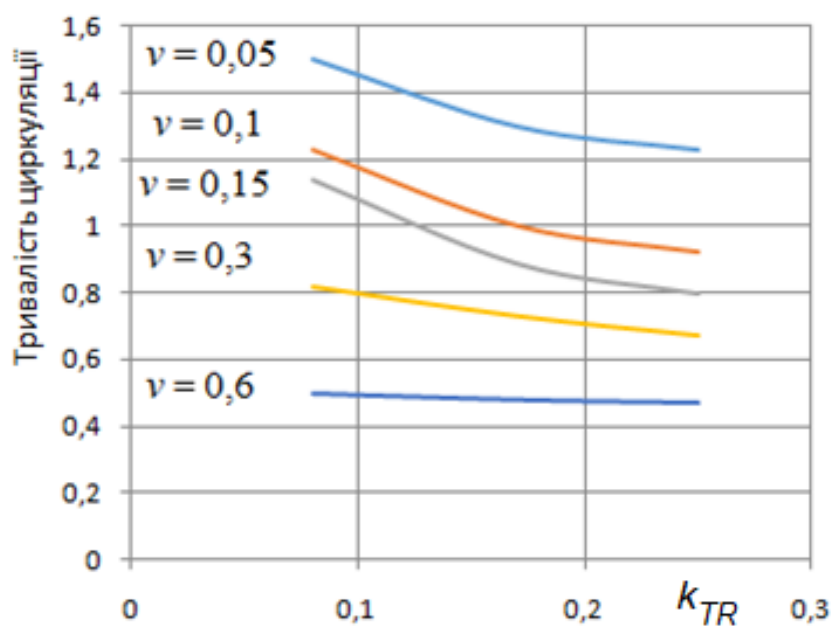


Рисунок 7.15 - Вплив k_{TR} на тривалість циркуляції електроходу при різних швидкості руху v

Зі зниженням швидкості руху судна величина потужності приводів ПП починає істотно впливати на маневрені характеристики. Однак цей вплив не такий великий, як очікувалося.

Причина в тому, що при наближенні до швидкості $v = 0,15$ починає позначатися ефект засмоктування, який знижує (рис. 7.3) тягу гвинтів ПП та їх момент відносно осі Z на 30 % ... 50 %.

У проведених дослідженнях оцінювалися не тільки показники, які характеризують траєкторію руху судна, а й поточні значення та показники якості роботи гребної електроенергетичної установки. Але, у наведеному вище аналізі (див. табл. 7.1; табл. 7.2; рис. 7.8...рис. 7.15) вони не знайшли відображення. Причини наступні:

- як показують розрахунки, на швидкостях руху, при яких використовують ПП, пропульсивні гребні електродвигуни працюють з малою потужністю, навантаження на суднову електростанцію невелике тому режимні показники електроенергетичної системи не виходять (наприклад, рис. 7.7) за допустимі границі, тому представляти детальний аналіз поведінки цих показників немає сенсу;

- у той же час, зменшувати кількість працюючих генераторних агрегатів (для підвищення ступеня їх завантаження) на маневрених режимах недоцільно, оскільки зростає ймовірність спрацювання систем захисту.

7.3 Вплив вітрового навантаження на маневрені характеристики електроходів

Маневрування електроходів нерідко виконуватиметься в умовах вітру, що суттєво впливає на їх маневрені характеристики. Маневрені операції в обмежених умовах, та ще й за наявності вітру, складні та небезпечні. Якщо маневрування, зокрема, відбувається поблизу причалу, неврахування вітрових навантажень може призвести до тяжкої аварійної ситуації.

Основна роль безпечного виконанні маневрених операцій й збереження керованості судна в умовах вітру покладається на гребну електричну установку і засоби активного управління судном. Однією із завдань САУ якраз і є подолання сил, які викликаються вітровим навантаженням. Злагожденість роботи засобів активного управління та гребних електродвигунів є гарантією того, що жоден з

елементів суднової електроенергетичної установки «не відключиться аварійно» в найнесприятливіший момент.

З усього різноманіття завдань, які актуальні при оцінці маневрених якостей електроходів в умовах вітру, зупинимося на оцінці впливу роботи систем активного управління на керованість судна. Якщо судно, яке йде з малою швидкістю при вітрі заданої сили, здатне рухатися прямолінійно – його керованість забезпечена.

Швидкість вітру змінюється за часом, за величиною та за напрямом. Крім того, вона посилюється із збільшенням відстані від поверхні води. У порівняльних оцінках маневреності суден, щоб уникнути зайвих ускладнень, можна вважати, що швидкість вітру стала і визначається за шкалою Бофорта на відстані у 6 метрів від поверхні води. При розрахунку аеродинамічних сил і моментів допустимо у якості швидкості істинного вітру (саме цей параметр використовується в рівняннях сил і моменту) приймати саму швидкість вітру V_w .

При порівняльних розрахунках маневрених характеристик судна Васильєв А.В. і Паулін Д. [296] пропонують оцінювати аеродинамічні складові сил та моменти, що діють на судно відносно міделя як:

$$A_{wX} = C_{Xw} \frac{\rho_w}{2} v_w^2 S_{wY}; \quad (7.25)$$

$$A_{wY} = C_{Yw} \frac{\rho_w}{2} v_w^2 S_{wY}; \quad (7.26)$$

$$M_{w\Omega} = C_{\Omega w} \frac{\rho_w}{2} v_w^2 S_{wY} L, \quad (7.27)$$

де ρ_w – масова густина повітря;

v_w – швидкість вітру;

S_{wY} – площа проекції надводної частини судна на діаметральну площину судна (площа парусності).

Безрозмірні коефіцієнти C_{Xw} , C_{Yw} , $C_{\Omega w}$ описують аеродинамічні характеристики судна і дуже залежить від розташування та форми надбудов судна. Особливо це характерно для контейнеровозів, пасажирських суден, газовозів. Крім

того, на величини цих коефіцієнтів впливає кут γ_w вітру, якій відраховується від осі OX , по діаметральній площині судна.

Коефіцієнти C_{Xw} , C_{Yw} , $C_{\Omega w}$ можуть бути розраховані, згідно з рекомендаціями А.В. Васильєва, К.К. Федяєвського і Р.Я. Першиця, за співвідношенням

$$C_{Xw} = (0,8 \dots 1,0) \cos \gamma_w;$$

$$C_{Yw} \approx (1,05 \dots 1,2) \sin \gamma_w;$$

$$C_{\Omega w} = 1,05 \left(0,25 + \overline{b_{0w}} - \frac{\gamma_w}{360} \right) \sin \gamma_w,$$

де $\overline{b_{0w}}$ – відносна відстань від центру парусності до міделя $\overline{b_{0w}} = b_{0w}/L$.

У процесі повороту судна, кут γ_w безперервно змінюється, що призводить до зміни коефіцієнтів C_{Xw} , C_{Yw} , $C_{\Omega w}$ та, відповідно, сил A_{wX} , A_{wY} і обертаючого моменту $M_{w\Omega}$. Для врахування цієї обставини необхідно розглядати рух судна у зв'язаній та у незв'язаній із ним системах координат. Це дозволить врахувати зміну напрямку вітру стосовно корпусу судна під час виконання маневру.

Розрахунок маневрених режимів роботи пропульсивних комплексів електроходів в умовах вітру пропонується проводити за допомогою математичної моделі, перехідних режимів, поданої у Розділі 5. Для того щоб уникнути повтореного представлення повного математичного опису, розглянемо спосіб введення в рівняння руху судна (5.19) - (5.21) додаткових доданків, які враховують сили та момент сил вітряного тиску.

Математична модель представлена у безрозмірних одиницях. У процесі такого перетворення всі складові правих і лівих частин рівнянь (5.19) - (5.20) мають бути поділені на сумарний упор пропульсивних гребних гвинтів у базовому (див. п. 5.1) режимі роботи $\sum K_{Pj} P_{ej0}$, а в рівнянні (5.21) – на $(L/2 \cdot \sum K_{Pj} P_{ej0})$. В результаті подібних перетворень, аеродинамічні складові сил та моменту у відносних одиницях набудуть наступного вигляду:

– складова вздовж осі OX

$$\begin{aligned}\overline{A_{wX}} &= \frac{A_{wX}}{\sum K_{Pj} P_{ej0}} = \frac{C_{Xw} \frac{\rho_w}{2} v_w^2 S_{wY}}{\sum K_{Pj} P_{ej0}} = \left(\frac{C_{Xw} \frac{\rho_w}{2} v_0^2 S_{wY}}{\sum K_{Pj} P_{ej0}} \right) \cdot \overline{v_w}^{-2} \cdot \cos \gamma_w = \\ &= C_{WX} \cdot \overline{v_w}^{-2} \cdot \cos \gamma_w\end{aligned}\quad ; \quad (7.25)$$

– складова вздовж осі 0Y

$$\begin{aligned}\overline{A_{wY}} &= \frac{A_{wY}}{\sum K_{Pj} P_{ej0}} = \frac{C_{Yw} \frac{\rho_w}{2} v_w^2 S_{wY}}{\sum K_{Pj} P_{ej0}} = \left(\frac{C_{Yw} \frac{\rho_w}{2} v_0^2 S_{wY}}{\sum K_{Pj} P_{ej0}} \right) \cdot \overline{v_w}^{-2} \cdot \sin \gamma_w = \\ &= C_{WY} \cdot \overline{v_w}^{-2} \cdot \sin \gamma_w\end{aligned}\quad ; \quad (7.26)$$

– крутний момент сил вітру навколо осі 0Z

$$\begin{aligned}\overline{M_{w\Omega}} &= \frac{M_{w\Omega}}{\left(\frac{L}{2} \cdot \sum K_{Pj} P_{ej0} \right)} = \frac{C_{\Omega w} \frac{\rho_w}{2} v_0^2 S_{wY} L}{\left(\frac{L}{2} \cdot \sum K_{Pj} P_{ej0} \right)} \cdot \overline{v_w}^{-2} \cdot \sin \gamma_w = \\ &= C_{W\Omega} \cdot \overline{v_w}^{-2} \cdot \sin \gamma_w \left[0,25 - \frac{\gamma_w}{2\pi} \right]\end{aligned}\quad . \quad (7.27)$$

де C_{WX} , C_{WY} , $C_{W\Omega}$ – узагальнені безрозмірні параметри пропульсивного комплексу.

За допомогою запропонованої математичної моделі можна проаналізувати маневрування судна в умовах вітру. Основним завданням вивчення руху судна на прямому курсі – вивчення вітрового дрейфу – є визначення умов, при яких настає втрата керованості. Першим завданням (див. Васильєва А.В.) є таке: при заданій швидкості руху судна та вітру найневигіднішого напрямку необхідно визначити кут перекладки керма (або крок гвинтів ПП) при якому судно може рухатися прямим курсом у заданому напрямку з допустимим кутом дрейфу.

Відповідно до рекомендацій Лебедева Е.П., Першиця Р.Я., найневигідніший кут вітру вважається $\gamma_w = 120^\circ \dots 130^\circ$. Але, на величину цього кута істотно впливає форма надбудови судна. Додаткові розрахунки показали, що для пасажирських суден цей кут знаходиться в діапазоні $\gamma_w = 135^\circ \dots 145^\circ$. Вітер під таким кутом найважче подолати засобами активного управління рухом судна

(потрібна тяга гвинтів занадто велика і навантаження на електроенергетичну установку можуть перевищувати допустимі значення).

Допустиме значення кута дрейфу зазвичай становить 30° . Якщо судно не може рухатися з меншим кутом дрейфу, воно вважається некерованим. (Якщо при куті вітру $\gamma_w = 135^\circ \dots 145^\circ$, кут дрейфу досягає $15^\circ \dots 20^\circ$, необхідно оцінити цей показник у всьому діапазоні зміни кута вітру.)

Для дослідження впливу вітрового навантаження на керованість електроходів при найневигоднішому куті вітру $\gamma_w = 135^\circ \dots 145^\circ$, пропонується:

- розігнати судно до заданого значення швидкості v ;
- «підключити» вітер з певною швидкістю v_w – судно почне відходити з заданого курсу;
- увімкнути ПП та, змінюючи крокове відношення (P/D) гвинтів ПП, вивести судно на прямий курс;
- у процесі виконання маневру, слід контролювати кут дрейфу β_{dr} та основні показники роботи приводу підрулюючих пристроїв й показники роботи суднової електростанції.

Повторення досліджень при різних значень швидкості руху судна дає можливість оцінити вплив вітру на керованість судна та показники роботи СЕЕУ.

Як приклад, у табл. 7.3 наведено результати розрахунків, виконаних за описаним алгоритмом для наступних умов:

- слабкий вітер (3 бали); швидкість вітру $\overline{v_w} = 0,5$; кут вітру $\gamma_w = 135^\circ$; швидкість руху судна $\overline{v}$ на початку маневру: 0,15; 0,20; 0,25; 0,40; 0,80;
- помірний вітер (4 бали); швидкість вітру $\overline{v_w} = 0,72$; кут вітру $\gamma_w = 135^\circ$; швидкість руху – такі самі значення;
- свіжий вітер (5 бали); швидкість вітру $\overline{v_w} = 0,95$; кут вітру $\gamma_w = 135^\circ$; швидкість руху – такі самі значення.

У процесі розрахунків контролювались усі перелічені у Розділі 5 режимні показники та основні показники якості, які характеризують керованість судна та навантаження на силову установку:

- кут дрейфу β_{dr} ;
- крокове відношення (P/D) гвинтів ПП;
- струм електродвигунів підрулюючих пристроїв I_{Th} ;
- потужність теплових двигунів генераторних агрегатів P_D .

Таблиця 7.3. - Вплив швидкості руху на судна на показники маневреності

Швидкість вітру $\overline{v_w}$	Швидкість судна $\overline{v}$	Крокове відношення (P/D)	Кут дрейфу β_{dr}	Струм двигунів ПП I_{Th} ;	Потужність теплових двигунів P_D
0,5	0,15	0,41	0,37	0,035	0,426
	0,20	0,44	0,10	0,072	0,44
	0,25	0,47	0,046	0,109	0,46
	0,4	0,50	0,016	0,147	0,517
	0,8	0,60	0,004	0,287	0,772
0,72	0,15	0,62	1,20	0,316	0,454
	0,20	0,65	0,80	0,362	0,476
	0,25	0,70	0,207	0,442	0,501
	0,4	0,80	0,036	0,61	0,576
	0,8	0,95	0,008	0,857	0,841
0,95	0,15	0,9	1,57	0,8	>1
	0,20	1,2	1,56	1	>1
	0,25	1,4	1,5	>1	>1
	0,4	1,9	0,105	>1	>1
	0,8	—	—	—	—

Графічні залежності цих показників від швидкості руху судна при швидкостях вітру відповідно $\overline{v_w} = 0,5$, $\overline{v_w} = 0,72$ та $\overline{v_w} = 0,95$ і побудовані на рис. 7.16 рис. 7.17 та рис. 7.18.

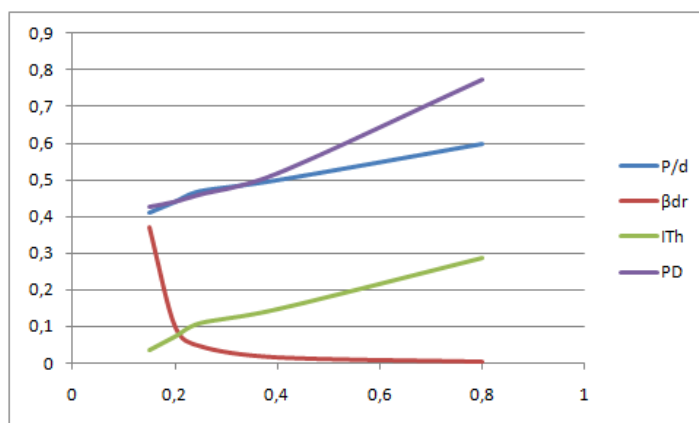


Рисунок 7.16 - Залежність показників якості маневрування від швидкості руху судна за слабкому вітрі

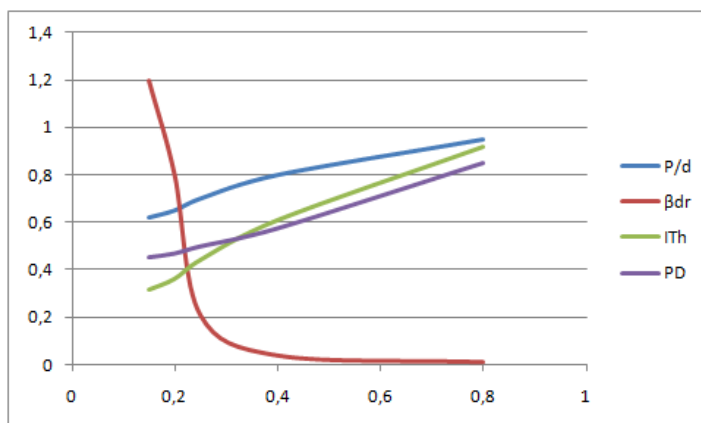


Рисунок 7.17 - Залежність показників якості маневрування від швидкості руху судна при помірному вітрі

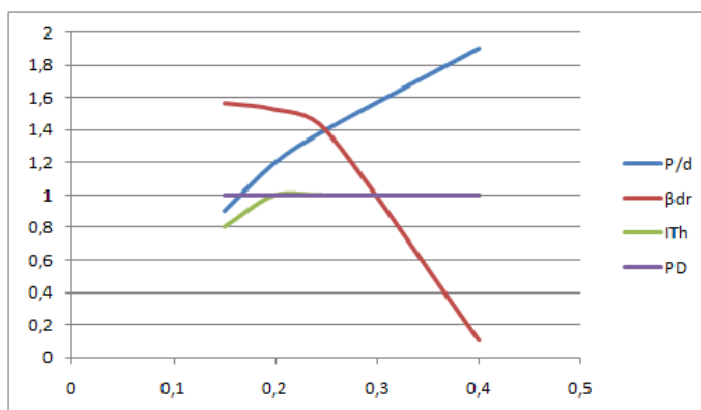


Рисунок 7.18 - Залежність показників якості маневрування від швидкості руху судна при свіжому вітрі

Аналіз поведінки електрохода з підрулюючими пристроями на вітру показує наступне.

Візуалізація (у процесі моделювання) траєкторії руху судна та поточних значень режимних показників пропульсивного комплексу (тут не показано), а також наведені у табл. 7.3 результати, наочно проілюстрували той факт, що як і слід було очікувати, зі збільшенням швидкості вітру керованість судна погіршується.

При слабкому вітрі (5,2 м/с – 3 бали) із найгіршим кутом 135° , судно цілком стійке на прямому курсі при швидкостях руху $v = 0,2$ й більше. Потужності електродвигунів ПУ цілком достатньо для компенсації вітряного тиску та підтримки прямолінійного курсу. Кут дрейфу не перевищує $\beta_{dr} = 6^\circ$, навантаження на електродвигуни ПП – не більше ніж 30% від їхньої номінальної потужності. Зі зниженням швидкості руху кут дрейфу починає збільшуватися, але залишається в допустимих межах.

Зі збільшенням швидкості вітру до помірного (7,4 м/с – 4 бали) та швидкостях руху більше (4-х вузлів), робота ПП, як видно з табл. 7.3, забезпечує збереження керованості судна. Однак при цьому для підтримки прямолінійного руху судна доводиться суттєво збільшувати тягу ПП. Потужність електродвигунів ПП при цьому наближається до номінальної (позначається ефект зниження ефективності ПП на великих швидкостях руху судна). Кут дрейфу починає зростати, але при швидкостях більше $v = 0,25$ він залишається в допустимих межах.

Істотно гірше судно веде себе при малих швидкостях руху – менш ніж $v = 0,25$ (менше 4 вузлів). Кути дрейфу починають перевищувати максимально допустиме значення. Це в повною мірі відповідає висновкам Р.Я. Першиця про причини втрати керованості суден на малих швидкостях навіть за наявності слабого вітру. У цих умовах гідродинамічні сили та моменти сил, що діють на корпус судна, різко знижуються (вони пропорційні квадрату швидкості) і практично не залежать від швидкості судна. Однак, сили та моменти від вітру залишаються, вони починають превалювати над гідродинамічними силами, і судно втрачає керованість.

У той же час, саме на малих швидкостях руху і повинні використовуватися ПП – вони можуть допомогти зберегти керованість судна. При невеликому вітрі вони це забезпечують. Однак, зі збільшенням швидкості вітру до 5 балів («свіжий» вітер), ефект засмоктування починає проявлятися все більшою мірою, і тяга гвинтів ПП виявляється недостатнім для підтримки керованості судна. Зберегти прямолінійний рух зі зниженням кута дрейфу β_{dr} можна спробувати за рахунок збільшення тяги пропульсивних гребних електродвигунів. Однак, це – окреме завдання, яке не стосується цілей даної роботи.

Таким чином, при русі судна зі швидкостями більше 4 вузлів, при помірному вітрі з найгіршим кутом швидкості, ПП здатні забезпечити стійкість судна на курсі з допустимим кутом дрейфу. (Можливість підключення при цьому керма дає при цьому певний запас керованості).

При свіжому (9,8 м/с) вітрі упору гвинтів ПП для судна, маневрування якого розглядалося, виявляється вже недостатнім для підтримки його на заданому курсі. Кут дрейфу наближається до 90 градусів (судно переходить на рух лагом та зупиняється). Для продовження маневру необхідно збільшувати потужність пропульсивних електродвигунів, але електроенергетична установка і так перевантажена (табл. 7.3), тому продовження маневру стає неможливим.

7.4 Методи дослідження маневрених характеристик електроходів з рушійно-кермовими комплексами Azipod

7.4.1 Моделювання маневрених режимів пропульсивних комплексів з РКК Azipod на криволінійної траєкторії

Математичний опис перехідних режимів в гребній електричній установці з РКК Azipod представлено у Розділі 5 цієї роботи. На підставі аналізу гідродинамічних процесів роботи гвинтів Azipod у косому потоці води запропоновано алгоритм розрахунку тяги та моменту опору гвинта та методику врахування роботи гондоли комплексу в ролі пасивного керма. При цьому слід пам'ятати, що електроприводи РКК Azipod будуються [288, 291] за системою

«Перетворювач частоти – асинхронний електродвигун», або «Перетворювач частоти – синхронний електродвигун». І в першому й в другому варіантах електроприводів регулювання тяги гвинтів здійснюється за рахунок зміни частоти обертання електродвигунів, тому у якості гвинтів використовуються гвинти фіксованого кроку (ГФК). Це полегшує процедуру розрахунку тяги та моменту опору гвинта, оскільки в інтерполяційних залежностях (5.4), (5.5), (5.7), (5.8), (5.9) крок гвинта (P/D) буде постійним.

Однак, при переході до системи відносних одиниць в математичній моделі (5.1) – (5.69), необхідно пам'ятати, що безрозмірні коефіцієнти упору q_R та моменту q_Q (рис. 5.4) в цієї моделі це є – відношення значень цих коефіцієнтів (у безрозмірних одиницях) при реальному поступу гвинта до відповідних значень цих коефіцієнтів (теж у безрозмірних одиницях) у базовому режимі. Крім того, у відомих [292, 304] залежностях $k_{T0} = k_T(P/D, \lambda)$ і $k_{Q0} = k_Q(P/D, \lambda)$ необхідно узгоджувати величину кроку гвинта з його поступом у базовому режимі (що не завжди спостерігається в літературних джерелах).

Використання РКК Azipod в гребних електроенергетичних установках суттєво сприяє підвищенню маневреності судна. У якості ілюстрації можливостей Azipod, на рис. 7.19 та рис. 7.20 наведено результати демонстраційного моделювання вільної комбінації декількох маневрів, які виконуються по черзі:

- розгін електроходу до заданої швидкості $\bar{v} = 0,5$;
- з виходом судна на задану швидкість, РКК Azipod повертаються на кут (+ 45°);
- після закінчення проміжку часу $T = 30$ (відносних одиниць часу), Azipod повертаються у діаметральну площину – електрохід повертається на прямий курс;
- після закінчення проміжку часу $T = 40$, Azipod повертаються на кут (–45°) у протилежний бік;
- після закінчення проміжку часу $T = 50$, Azipod знову повертаються на кут (+ 45°);

- після закінчення проміжку часу $T = 60$, Azipod повертаються на ще більший кут – $(+ 70^\circ)$;
- після закінчення проміжку часу $T = 70$ експеримент (моделювання) закінчено.

Розподіл потужності споживачів електроенергії в єдиній судновій електроенергетичній системі прийнято таким самим, як у п. 7.2.3, а саме: 40 % – загальносуднові споживачі; 60% – гребна електрична установка, до складу якої входять пропульсивні гребні електродвигуни (класичні ГЕД або Azipod) – 39,8 % та підрулюючі пристрої – 10,2 % (частка ПП прийнята – $k_{st} = 0,17$). Основна мета моделювання – продемонструвати працездатність розробленої математичної моделі при дослідженні маневрених характеристик електроходів з РКК Azipod.

На рис. 7.19 показано траєкторію руху судна, з відмітками (у характерні моменти часу) таких показників маневрування, як тривалість пройденого етапу та пройдений судном шлях.

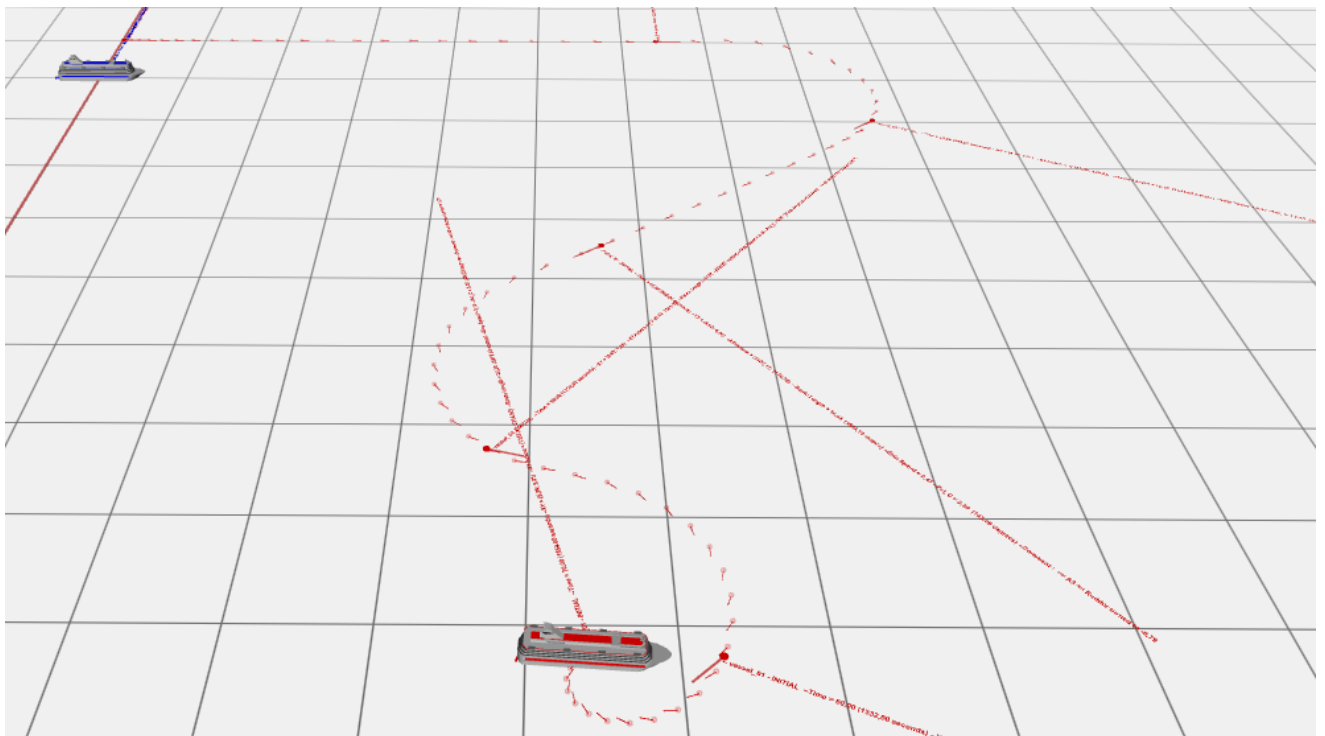
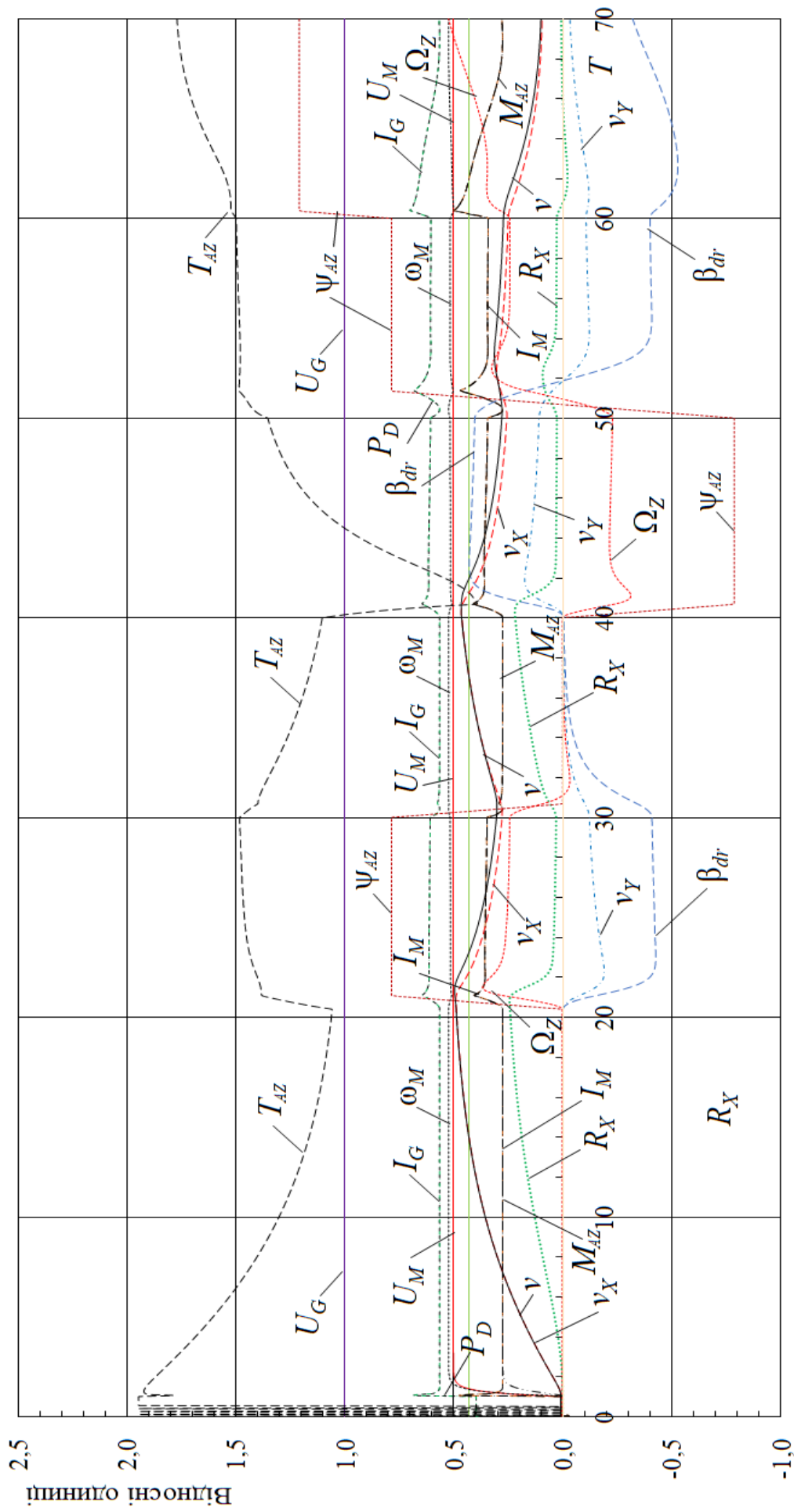


Рисунок 7.19 - Траєкторію руху судна при демонстраційному маневруванні



Відносні одиниці

Рисунок 7.20 - Поточні значення режимних показників пропульсивного комплексу при демонстраційному маневруванні на швидкості $v=0,5$

На початку маневру судно знаходиться (на рисунку) у «у верхньому лівому куті» Поточні значення основних режимних показників пропульсивного комплексу наведено на рис. 7.20.

Аналіз поточних значень основних режимних показників (рис. 7.20) показує, що при невеликих швидкостях руху, електрохід протягом усього процесу маневрування чітко «підкоряється» роботі рушійно-кермового комплексу. Основні режимні показники електроенергетичної установки не виходять за допустимі межі.

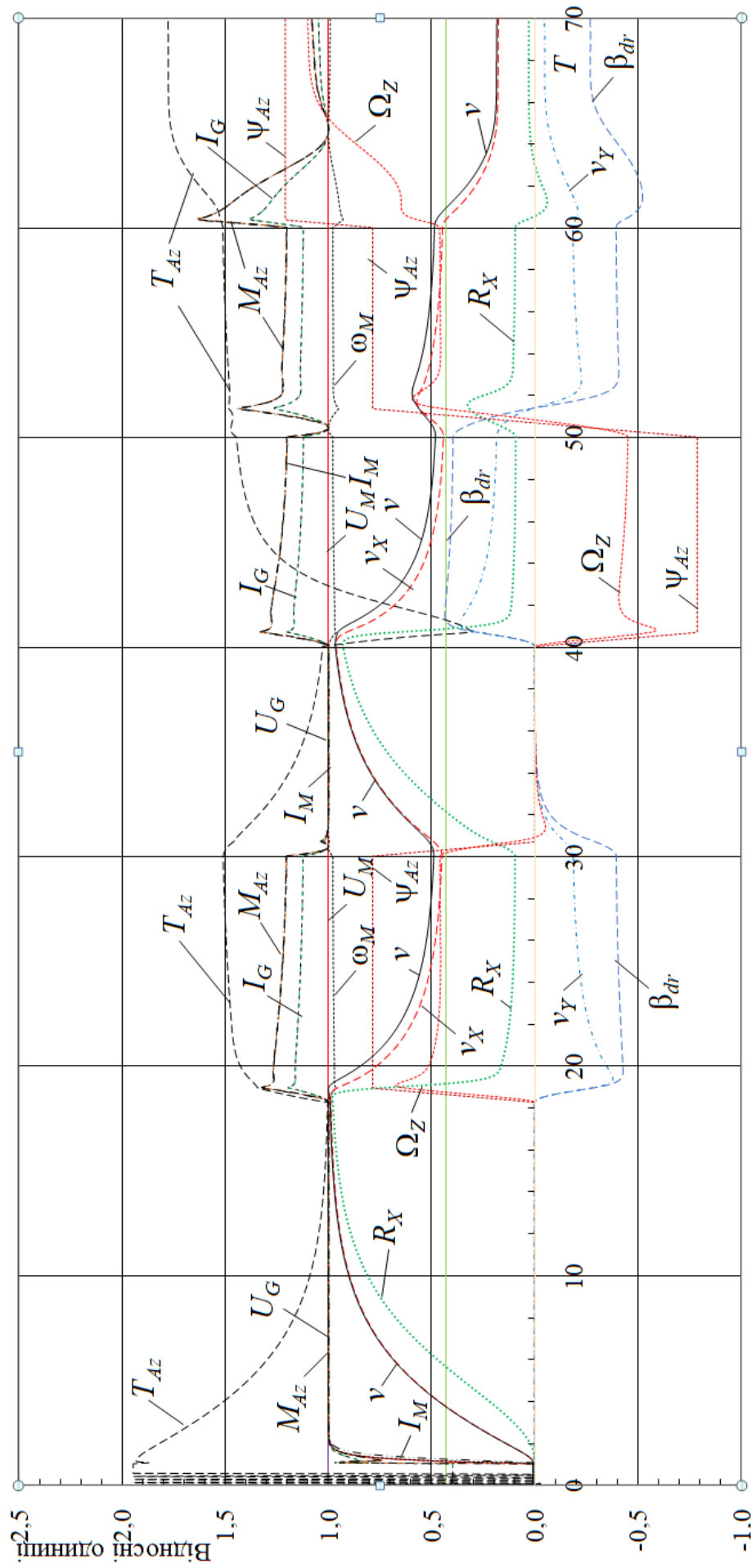
Аналогічні дослідження були проведені для малої $\bar{v} = 0,25$ та повної $\bar{v} = 1$ швидкості ходу. На рис. 7.21 наведені результати маневрування на швидкості $\bar{v} = 1$ – поточні значення основних режимних показників пропульсивного комплексу.

З рисунку видно, що зі збільшенням швидкості руху судна й тією же інтенсивністю управління гребною електричною установкою, навантаження на електроенергетичну установку суттєво зростають й починають перевищують допустимі значення.

Це свідчить про те, що при наближенні швидкості руху судна до номінальної, слід обмежувати як швидкість повороту Azipod, так й сам кут повороту. Якщо цього не зробити, електроенергетична установка буде відчувати суттєві перевантаження, що обов'язково призведе до спрацьовування систем захисту. Для детальнішого дослідження питань управління електроенергетичними комплексами при інтенсивному маневруванні необхідні спеціальні додаткові дослідження.

7.4.2 Вплив швидкості судна та кута повороту Azipod на маневрені характеристики пропульсивних комплексів електроходів

Дослідження впливу початкової швидкості судна v_{str} та кута повороту ДРК ψ_{Az} на маневреність електрохода та на показники якості роботи його електроенергетичної установки проведено на прикладі циркуляційного руху. Моделювався маневр: розгін електроходу до заданого значення швидкості v_{str} – вихід на циркуляцію за рахунок повороту РКК на кут $\psi_{Az} = 35^\circ$.



Відносні одиниці

Рисунок 7.21 - Поточні значення режимних показників пропульсивного комплексу при демонстраційному маневрування на швидкості $v=1$

Дослідження проведено для швидкостей виходу на циркуляцію $v_{str} = 0,1$; $v_{str} = 0,20$; $v_{str} = 0,40$; $v_{str} = 0,8$; $v_{str} = 1$.

В процесі моделювання оцінювалися:

– показники траєкторії руху судна X_1 , Y_1 , D_{CT} , D_C (в довжинах судна); Ω_Z , T_C , v_C (у відносних одиницях); ступінь зниження швидкості Δv_C (у долях по відношенню до початкової швидкості v_{str});

– показники якості роботи (у відносних одиницях) електроенергетичної установки: максимальне значення тяги гвинтів T_{Az} ; момент опору гвинтів M_{Az} ; кутова швидкість обертання ω_M , рушійний момент M_M (і струм I_M) гребних електродвигунів Azipod; потужність теплових двигунів P_D .

Результати розрахунків представлені у табл. 7.4.

Таблиця 7.4 - Вплив початкової швидкості руху судна v_{str} на показники якості роботи пропульсивного комплексу при виході судна на циркуляцію

Показники циркуляції	Швидкість руху судна v_{str}					
	$v_{str} = 0,1$	$v_{str} = 0,2$	$v_{str} = 0,4$	$v_{str} = 0,6$	$v_{str} = 0,8$	$v_{str} = 1$
T_C, rv	100	76	39	27,7	20,5	16,8
X_1, L	2,54	2,64	2,74	2,83	2,91	2,99
Y_1, L	1,23	1,25	1,27	1,28	1,29	1,3
D_{CT}, L	3,52	3,64	3,67	3,7	3,71	3,73
D_C, L	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3
v_C, rv	0,07	0,14	0,28	0,40	0,53	0,65
$\Delta v, rv$	0,30	0,30	0,30	0,33	0,34	0,35
Ω_Z, rv	0,06	0,12	0,24	0,35	0,45	0,55
T_{Az}, rv	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44	1,44
M_M, rv	0,014	0,055	0,21	0,45	0,76	1,54
ω_M, rv	0,11	0,216	0,42	0,617	0,805	0,98
I_M, rv	0,014	0,055	0,21	0,45	0,76	1,14
P_D, rv	0,408	0,43	0,52	0,67	0,86	1,08

За результатами, наведеними у табл. 7.4, на рис. 7.22 та рис. 7.23 побудовано графіки залежностей основних показників циркуляційного руху від початкової швидкості судна v_{str} при виході на циркуляцію.

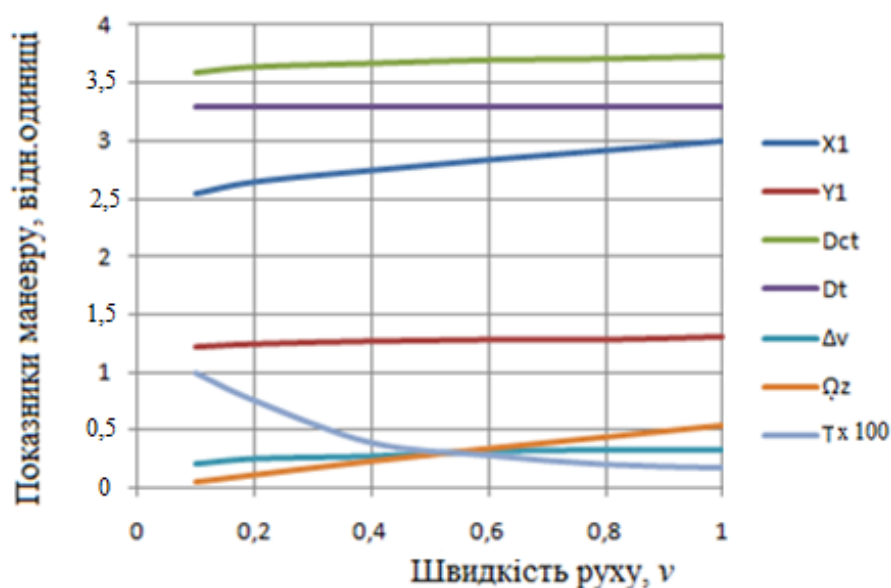


Рисунок 7.22 - Залежності показників якості виконання маневру від швидкості виходу судна v_{str} на циркуляцію

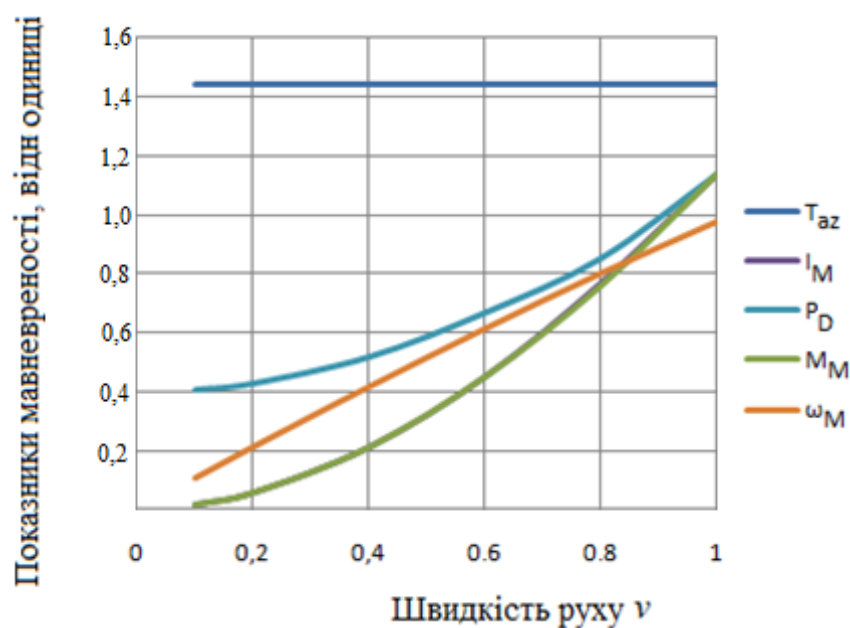


Рисунок 7.23 - Залежності показників електроенергетичної установки від швидкості виходу судна v_{str} на циркуляцію

На рис. 7.22 показані залежності висування X_1 , прямого зміщення Y_1 , тактичного D_{CT} і усталеного D_C діаметра циркуляції, ступеня зниження швидкості

судна Δv , кутової швидкості Ω_Z , і тривалості маневру T_C . На рис. 7.23 наведено залежності показники якості електроенергетичної установки: T_{Az} ; I_M ; P_D , M_M , ω_M . Порівняльний аналіз показує таке. Величина швидкості, з якою судна виходить на циркуляцію мало впливає показники траєкторії його руху Y_1 , D_{CT} , D_C , Δv . Збільшення швидкості v_{str} призводить лише до незначного зростання висування судна. У той же час, кутова швидкість обертання корпусу електрохода Ω_Z й тривалість маневру T_C змінюються дуже суттєво, що є цілком очікувано. Кутова швидкість зростає більш ніж десятикратно, а тривалість маневру, навпаки, скорочується приблизно у п'ять разів.

Про те, швидкість v_{str} істотно впливає на більшість показників роботи електроенергетичної установки. Зі зростанням v_{str} , лише один показник – тяга гвинтів РКК Azipod – практично залишається незмінною. Інші показники багаторазово зростають, і при швидкостях $v_{str} = 0,8 \dots 0,9$ починають наближатися до максимально допустимих значень. Це підтверджує той факт, що при виході на циркуляцію на великих швидкостях, необхідно обмежувати і кут повороту РКК Azipod, і швидкість його повороту.

Гребні електричні установки на основі РКК Azipod дають можливість зміни напрямку тяги гвинта відносно корпусу судна на 360° . З одного боку, це забезпечує високі маневрені властивості електроходів, з іншого – створює суттєві додаткові навантаження як на гребінну установку, так і на всю електроенергетичну систему.

Дослідження впливу кута повороту ДРК Azipod ψ_{Az} на показники маневреності електрохода та на показники якості роботи його електроенергетичної установки проведено на прикладі виходу судна на циркуляцію при різних значеннях початкової швидкості v_{str} . Моделювалися маневри: розгін електроходу до заданого значення швидкості v_{str} – вихід на циркуляцію за рахунок повороту ДРК на кут: $\psi_{Az} = 25^\circ$; $\psi_{Az} = 30^\circ$; $\psi_{Az} = 35^\circ$; $\psi_{Az} = 40^\circ$; $\psi_{Az} = 60^\circ$; $\psi_{Az} = 70^\circ$.

Дослідження проведені для швидкостей руху $v_{str} = 0,20$ та $v_{str} = 0,8$. У процесі моделювання оцінювалися:

– показники траєкторії руху судна X_1 , Y_1 , D_{CT} , D_C , Ω_{Zmax} (максимальне значення при виході на циркуляцію), T_C , v_C , Δv_C (у тих же одиницях вимірювання, що і в попередніх дослідженнях);

– максимальні значення (у відносних одиницях) показників якості роботи електроенергетичної установки T_{Az} , M_{Az} , ω_M , M_M , I_M , P_D на початковому етапі маневрування (індекс – d) та на етапі усталеної циркуляції (індекс – s).

Результати розрахунків при швидкості виходу циркуляцію $v_{str} = 0,20$ представлені у табл. 7.5. Графічна інтерпретація – на рис. 7.23 та рис. 7.24. Аналіз впливу кута повороту ψ_{Az} на показники циркуляції показує наступне. При збільшенні ψ_{Az} , показники X_1 , Y_1 , D_{CT} , D_C , траєкторії руху судна і тривалість маневру T_C зменшуються, причому, зниження цих показників багаторазово (від 2,5 – для тривалості маневру, до 17 – кратного – для встановленого діаметра циркуляції D_C). Судно практично «обертається» на місці. Це свідчить про суттєве поліпшення маневрених характеристик судна.

У той же час, зі збільшенням кута ψ_{Az} починає зростати кутова швидкість повороту судна Ω_{Zmax} і навпаки суттєво зменшуватись швидкість руху електрохода (з $v = 0,1$ при $\psi_{Az} = 25^\circ$ до $v = 0,8$, при $\psi_{Az} = 70^\circ$). Це неминуче впливає на роботу електроенергетичної гребної установки. Збільшення кута скошу потоку води призводить до зростання коефіцієнта навантаження гребного гвинта $\sigma_{T0} = (8/\pi) \left(\frac{k_{T0}}{\lambda^2} \right)$ й коефіцієнтів упору гвинта при осьовому k_{T0} та косому k_T натіканні води циркуляції.

Вплив спільної зміни швидкості руху судна та коефіцієнтів упору призводить до збільшення тяги гвинта від 1,3 до 1,55 – для динамічного T_{Azd} (початок циркуляції) режиму, та від 1,34 до 1,78 – для статичного T_{Azs} режиму (усталена циркуляція).

Разом з тим, як впливає із співвідношення для коефіцієнта моменту k_{Q0} (рівнянь (5.40), (5.45)) та структурної схеми алгоритму розрахунку (рис. 5.4), на величину коефіцієнта k_{Q0} впливає лише коефіцієнт навантаження гвинта в осьовому потоці води, та не впливає кут скошу потоку (кут повороту Azipod ψ_{Az}).

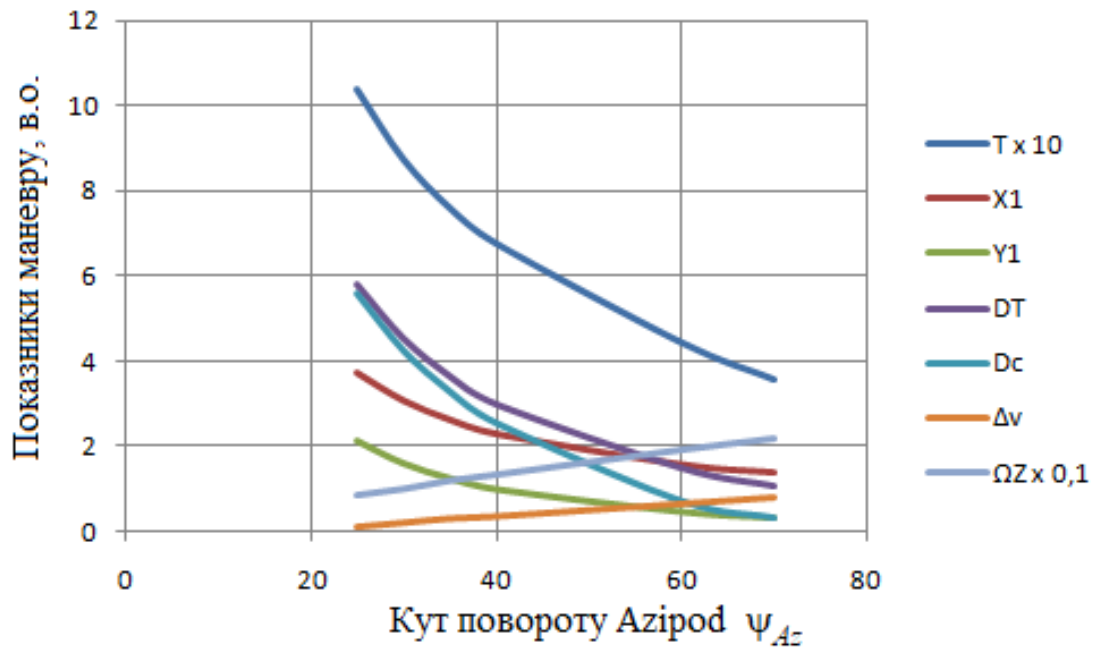


Рисунок 7.23 - Залежність показників маневрування від кута повороту Azipod ψ_{Az} при $v_{str} = 0,20$

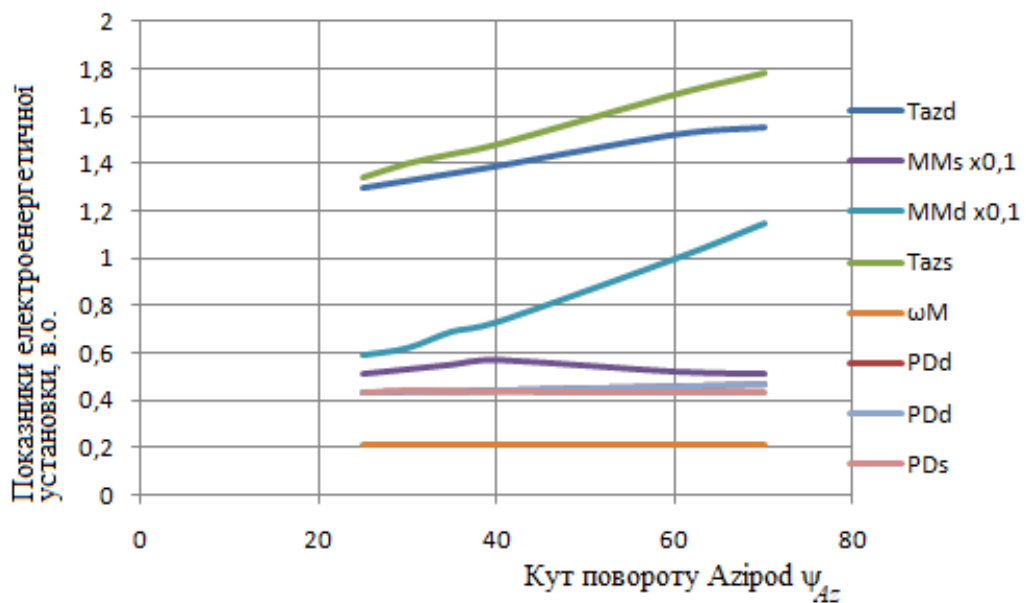


Рисунок 7.24 - Залежність показників електроенергетичної установки від кута повороту Azipod ψ_{Az} при $v_{str} = 0,20$

Тому на етапі усталеної циркуляції момент опору гвинта M_{Azs} і відповідно момент опору на валу гребного електродвигуна M_{Ms} , слабо залежать від кута повороту Azipod. У той же час, на початковій стадії маневру моменти опору M_{Azs} і

M_{Ms} мають істотні «кидки», і зі зростанням кута повороту ψ_{Az} ці кидки посилюються.

Показники роботи електрогенеруючої частини (генераторів та теплових двигунів) СЕЕУ слабо реагують на поворот Azipod, що пояснюється невеликим навантаженням на електроенергетичну систему при $v_{str} = 0,20$.

Зі збільшенням швидкості руху судна картина змінюється. Результати розрахунків, виконаних при швидкості виходу на циркуляцію $v_{str} = 0,80$, представлені в табл. 7.6. Графічні їх інтерпретації надані – на рис. 7.25 та на рис. 7.26.

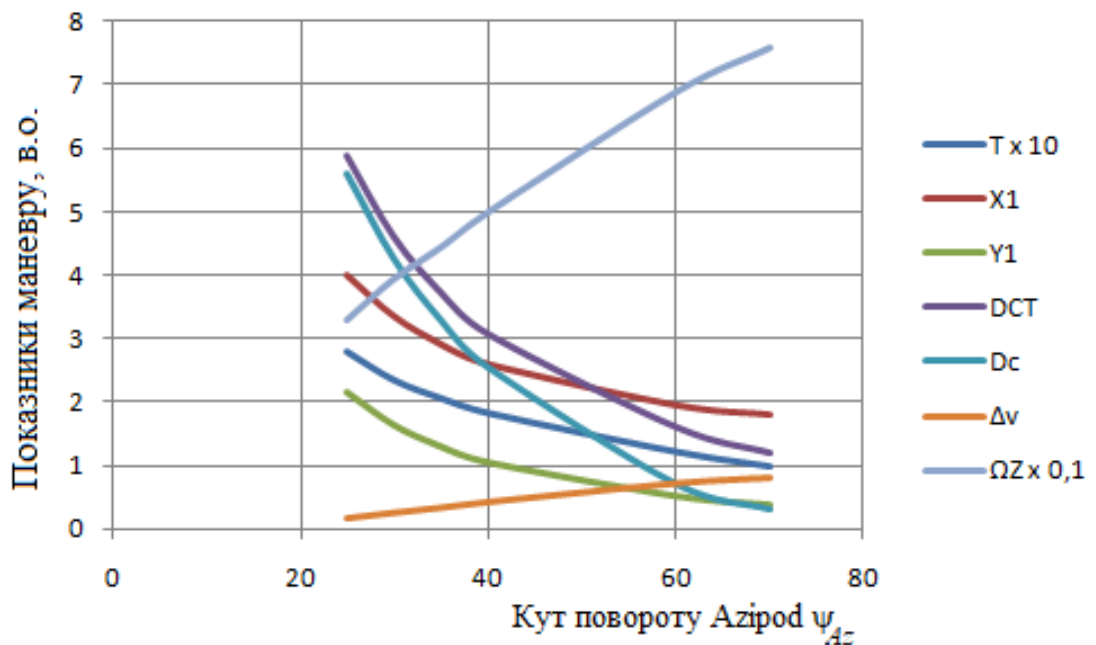


Рисунок 7.25 - Залежність показників маневрування від кута повороту Azipod ψ_{Az} при $v_{str} = 0,80$

На рис. 7.25 видно, що при збільшенні v_{str} , суттєво зростають тривалість маневру T_C , висування судна X_1 та кутова швидкість обертання Ω_Z . Зменшується (але меншою мірою) пряме зміщення судна Y_1 . А ось величина діаметру циркуляції (і тактичного D_{CT} , і усталеного D_C) мало реагує на швидкість виходу судна v_{str} на циркуляцію. Так саме, мало змінюється ступінь зниження швидкості судна (у відносних одиницях) щодо швидкості виходу v_{str} на циркуляцію.

Таблиця 7.6 - Вплив кута повороту Azіrod на показники пропульсивного комплексу при на циркуляції судна зі швидкістю $v_{str} = 0,80$

Показники	Кут повороту Azіpod ψ_{Az}					
	$\psi_{Az} = 25^{\circ}$	$\psi_{Az} = 30^{\circ}$	$\psi_{Az} = 35^{\circ}$	$\psi_{Az} = 40^{\circ}$	$\psi_{Az} = 60^{\circ}$	$\psi_{Az} = 70^{\circ}$
	Показники циркуляційного руху					
T_C, rv	27,78	23,24	20,46	18,27	12,27	10,0
X_1, L	3,99	3,35	2,91	2,60	1,96	1,81
Y_1, L	2,15	1,63	1,29	1,04	0,51	0,37
D_{CT}, L	5,88	4,6	3,72	3,07	1,60	1,19
D_C, L	5,61	4,27	3,3	2,56	0,74	0,32
v_C, rv	0,66	0,59	0,53	0,46	0,22	0,15
$\Delta v, rv$	0,16	0,25	0,33	0,42	0,72	0,79
Ω_{Zmax}, rv	0,33	0,40	0,45	0,50	0,69	0,76
	Показники електроенергетичної установки					
	max (d)	st (s)	max (d)	st (s)	max (d)	st (s)
T_{Az}, rv	1,23	1,34	1,27	1,4	1,35	1,46
$M_{Az} (M_M), rv$	0,76	0,711	0,79	0,73	0,88	0,71
ω_M, rv	0,80	0,81	0,80	0,81	0,8	0,81
I_M, rv	0,76	0,711	0,79	0,73	0,86	0,71

Саме це і визначає загальні тенденції у зміні режимних показників електроенергетичної установки – вони будуть такими ж, як і при $v_{str} = 0,2$.

Криві на рис. 7.26 (показники електроенергетичної установки) показують наступне. Зі зростанням кута повороту ψ_{Az} , тяга гвинтів T_{Az} й момент їх опору M_{Az} , збільшуються. Зростає обертовий момент M_M , струм гребних електродвигунів й навантаження на генераторні агрегати суднової електростанції. При кутах повороту ψ_{Az} більше 50° , ці навантаження досягають максимально допустимих значень і необхідно вживання заходів для зменшення швидкості повороту РКК Azipod та обмеження навантаження на електродвигуни.

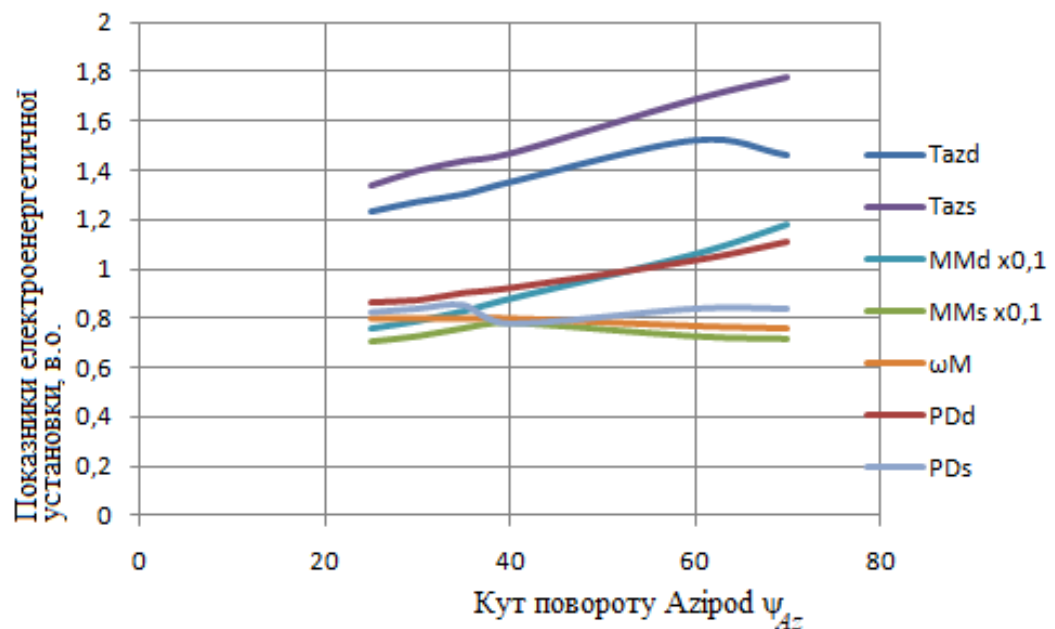


Рисунок 7.26 - Залежності показників електроенергетичної установки від кута повороту Azipod ψ_{Az} при $v_{str} = 0,80$

Це виявляється при великих кутах перекидання на початкових етапах повороту – на початкових стадіях перехідних процесів. З виходом на усталений етап циркуляції, навантаження на електроенергетичну установку знижуються і не перевищують допустимих значень. Все це підкреслює необхідність в обмеженнях швидкості повороту та потужності на валу електродвигунів Azipod на початкових етапах маневрування та необхідність в пошуках оптимальних законів управління як самими РКК Azipod, так і електроенергетичною установкою у цілому.

7.5 Висновки по розділу

1. Розроблено математичну модель і метод розрахунку перехідних режимів роботи пропульсивних комплексів електроходів з підрулюючими пристроями при маневруванні. Основне призначення методу – оцінка маневрених характеристик суден з системами активного управління рухом.

2. Особливістю методу є те, що процеси в підрулюючих пристроях пропульсивного комплексу представлені з урахування гідродинамічних процесів взаємодії гвинтів ПП з корпусом судна, та ефекту засмоктування при взаємодії струменю води, якій витікає з каналу ПП з потоком води, що натікає на струмінь зі швидкістю руху судна. Такий підхід дає можливість оцінювати маневрені властивості суден з САУ курсом з одночасним контролем навантаження та основні силових елементи єдиної суднової електроенергетичної установки.

3. Проілюстровано вплив роботи ПП на маневрені характеристики електроходів. Показано, що одночасно з поліпшенням основних показників маневреності судна збільшуються навантаження на електроенергетичну установку.

4. Оцінено вплив на показники якості маневрування початкових умов виходу судна на маневр та відносної потужності ПП. Знайдено вплив на показники якості маневрування потужності ПП при різних швидкостях руху судна. Показано, що істотний вплив на маневрені характеристики, при роботі ПП, проявляється на малих швидкостях руху. Але, при наближенні до швидкості $v = 0,15$ починає позначатися ефект засмоктування, який знижує позитивну дію гвинтів ПП. Навантаження на суднову електроенергетичну систему невелике тому її режимні показники не виходять за допустимі межі.

5. Запропоновано подальший розвиток методу оцінки впливу вітрового навантаження на маневрені властивості та на керованість судна. Особливістю методу є те, що з'являється можливість розраховувати навантаження на суднову електроенергетичну установку та оцінювати її здатність щодо забезпечити керованість судна. Показано, що на поведінку електроходів та на навантаження в електроенергетичної установці істотно впливають швидкість руху судна,

швидкість вітру та кут вітру. При слабкому вітрі з найгіршим кутом, судно цілком стійке на прямому курсі при швидкостях руху $v = 0,2$ й більше. Зі збільшенням швидкості вітру та середніх швидкостях руху робота ПП забезпечує збереження керованості судна, але суттєво збільшуються навантаження на електроенергетичну установку. Істотно гірше судно веде себе при малих швидкостях руху, та при свіжому вітрі – тяги гвинтів ПП недостатнє для підтримки його на заданому курсі. Судно переходить на рух лагом та зупиняється.

6. На базі розробленої математичної моделі пропульсивного комплексу з РКК Azipod, запропоновано методику аналізу перехідних режимів роботи електроходів при маневруванні. Проілюстровано працездатність методики та можливості РКК щодо підвищення маневреності.

За результатами дослідження впливу інтенсивності маневрування, швидкості руху судна та кута перекладки РКК на основні показники маневреності та на показники якості роботи електроенергетичної установки показано, що маневрування на високих швидкостях з високою інтенсивністю суттєво впливає на показники роботи СЕЕУ, і може привести до її перевантаження. Обґрунтовано необхідність обмеження інтенсивності маневрування та доцільність подальшої оптимізації (для підвищення маневреності з одночасним запобіганням перевантаження СЕЕУ) процесу управління РКК Azipod на маневрах.

Результати даного розділу опубліковано у [278, 280]

РОЗДІЛ 8.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ПІДТВЕРДЖЕННЯ ДОСТОВІРНОСТІ РОЗРОБЛЕНОЇ
МЕТОДОЛОГІЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ

8.1 Організація процедур експериментальної перевірки

Модернізація суден шляхом збільшення їх розмірів має давню практику застосування в судноплавстві [16]. Як зазначалося в п. 1.1 (Розділу 1), це один з найбільш ефективних способів відновлення конкурентоспроможності суден, особливо коли йдеться про судна пасажирського флоту – про круїзні лайнери. Частіше за все, конструктивна модернізація передбачає збільшення довжини судна зі збереженням (бажано) при цьому електроенергетичної установки. При вирішенні питання щодо доцільності конструктивної модернізації, її термінів, глибини та конкретних конструктивних параметрів майбутнього судна неминуче виникають питання про можливість зміни характеристик його міцності, ходовості, керованості та маневрених характеристик. Розробці наукових основ та методології організації цих процедур та присвячена дана робота.

Подібна модернізація була проведена для серії пасажирських суден типу MSC LIRICA. Судна знаходяться в експлуатації, що є незаперечним фактом, який підтверджує практичну цінність та, відповідно, затребуваність у існуванні науково обґрунтованої методології організації процесу модернізації, оцінки техніко-економічної її доцільності, та безпеки експлуатації модернізованих суден. Достовірність розроблених у даній роботі методів обґрунтована результатами чисельних експериментів, проведених на прикладі круїзного електрохода MSC LIRICA. Цей електрохід у Розділі 8 буде називатися базовим судном. Альтернативним судном називатиметься електрохід, з тією самою судновою електроенергетичною установкою, але з подовженням на 25 метрів (рішення судновласника) корпусом [275].

На характеристики міцності корпусу судна, його ходовість, керованість і маневреність впливає велика кількість параметрів. Однак, не всі вони

використовуються в оціночних розрахунках і не всі однаково суттєво впливають на показники, за якими оцінюється якість модернізації. З огляду на цей факт, можна виділити ті параметри, які значуще впливають на показники якості, що використовуються у розроблених методах розрахунку. Основні параметри (вибрані виходячи з попередніх міркувань) базового судна та його альтернативного (подовженого) варіанта [275] наведено в табл. 8.1.

Таблиця 8.1 - Основні параметри електроходів

Параметр	Базове судно	Альтернативне судно
1	2	3
Маса, т	29698	32757
Довжина по КВЛ, м	251,2	276,2
Момент інерції гребного гвинта, кг·м ²	7132	7132
Осадка середня, м	6,6	6,2
Швидкість руху, м/с	11,3	11,3
Момент інерції судна відносно осі Z, кг·м ²	$1,56 \cdot 10^{11}$	$2,08 \cdot 10^{11}$
Коефіцієнт повноти мідель-шпангоута	0,98	0,98
Приведена площа зануреної частини ДП, м ²	1615	1668
Коефіцієнт приєднаних мас води уздовж осі X	0,013	0,01
Коефіцієнт приєднаних мас води уздовж осі Y	0,332	0,328
Площа керма, м ²	28	28
Сумарний упор гребних гвинтів, кН	1602	1602

Продовження табл. 8.1

1	2	3
Обертний момент ГЕД, кН·м	146,1	146,1
Коефіцієнт засмоктування	0,136	0,137
Діаметр гвинта, м	4,95	4,95
Частота обертання гребного гвинта, об/м	120	120
Пропульсивна потужність одного ГЕД, кВт	9180	9180
Приведений до валу ГЕД момент інерції обертних частин, кг·м ²	7404	7404
Коефіцієнт приєднаного моменту інерції мас води при обертання навколо осі Z	0,386	0,365
Потужність електроенергетичної установки, кВт	30600	30600

8.2 Економічне обґрунтування розмірної модернізації пасажирського судна

Для обґрунтування доцільності проведення розмірної модернізації пасажирського судна використовується відома методика оцінки економічної ефективності з використанням показників – вартість загальних грошових потоків при врахуванні модернізації судна *NPV* (Net present Value) і еквівалентна річна вартість *EAC* (Equivalent Annual Cost). Детальний розгляд методик представлено в Додатку Ж1.

Протягом усього часу експлуатації судна судноплавна компанія займається моніторингом стану ринку та технічного стану судна і розглядає питання про доцільність продовження експлуатації судна, виходячи з очікуваних доходів від його експлуатації. Природно розглядати такі альтернативні рішення: I – продовжити експлуатацію судна без модернізації; II – провести модернізацію судна та продовжити його експлуатацію; III – продати судно та придбати йому на заміну

нове судно такої ж пасажиромісткості; IV – продати судно і йому на заміну придбати нове судно іншої пасажиромісткості. Таким чином, далі розглянемо та проаналізуємо три альтернативні проєкти придбання, експлуатації, модернізації та заміни судна:

- I** – вихідне судно пасажиромісткістю n експлуатується без модернізації до тих пір, поки його подальше використання буде економічно доцільним;
- II** – вихідне судно експлуатується до моменту часу t^* , після чого проводиться модернізація, що полягає у подовженні його корпусу та збільшенні пасажиромісткості до n_{mod} , і далі вже модернізоване судно експлуатується доки це буде економічно доцільно;
- III** – вихідне судно експлуатується до моменту часу t^* , після чого проводиться його заміна на нове судно такого ж класу та такої ж пасажиромісткості, яке далі експлуатується доки це залишатиметься економічно доцільним;
- IV** – вихідне судно експлуатується до моменту часу t^* , після чого проводиться його заміна на нове судно такого ж класу, але збільшеної пасажиромісткості, і далі нове судно експлуатується поки це залишатиметься економічно доцільним.

На рис. 8.1 схематично наведені чотири альтернативні проєкти, що розглядаються.

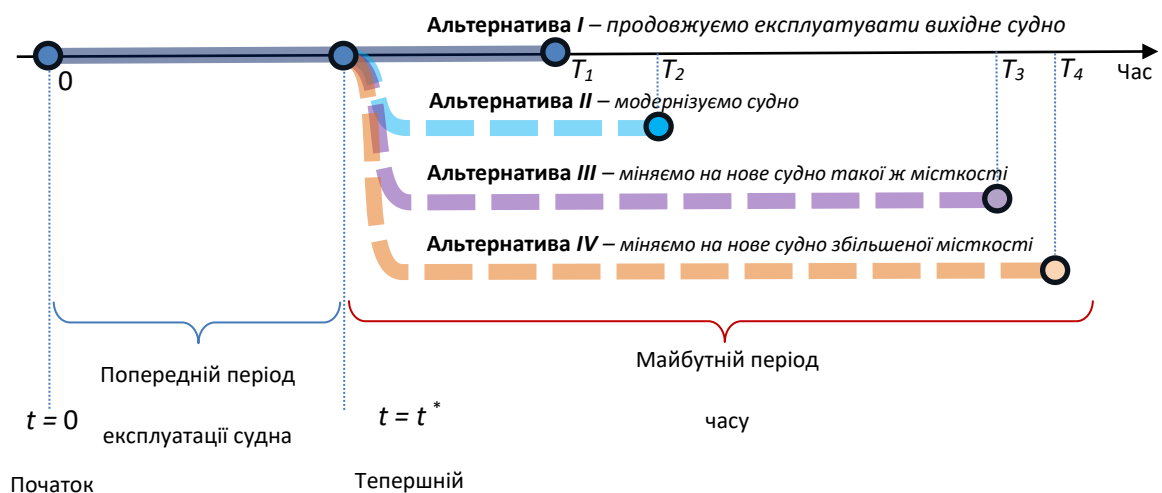


Рисунок 8.1 - Порівняльна схема альтернативних проєктів придбання, експлуатації, модернізації та заміни судна

На практиці компанія-оператор судна заохочує завчасне бронювання місць і змінює цінову політику залежно від рівня попиту задля забезпечення повного завантаження судна на кожен рейс. У подальших розрахунках ми будемо виходити з того, що судно експлуатується повністю завантаженим, а динаміка очікуваних доходів, які судноплавна компанія одержує з одного пасажирського місця за одиницю часу експлуатації судна, змінюється відповідно до графіка, який наведено у Додатку Ж1 (рис. 5).

На рис. 8.2 представлені криві зміни сучасної вартості загальних грошових потоків NPV для чотирьох альтернативних проєктів придбання та експлуатації суден залежно від тривалості їх реалізації T , які описуються формулами в Додатку Ж1 ((5), (9) та (13)). Графіки змінення $EAC(T)$, які задаються формулами в Додатку Ж1 ((11), (12) і (14)) для проєктів, що розглядаються, представлені на рис. 8.3.

Розрахунки показали, що максимальне значення NPV для вихідного судна досягається при його використанні протягом 30 років і дорівнює 555,78 млн. дол. При цьому максимальне значення NPV для проєкту модернізації судна досягається при експлуатації судна протягом 35 років та дорівнює 643,84 млн. дол., що помітно перевищує відповідне значення для проєкту експлуатації немодернізованого судна.

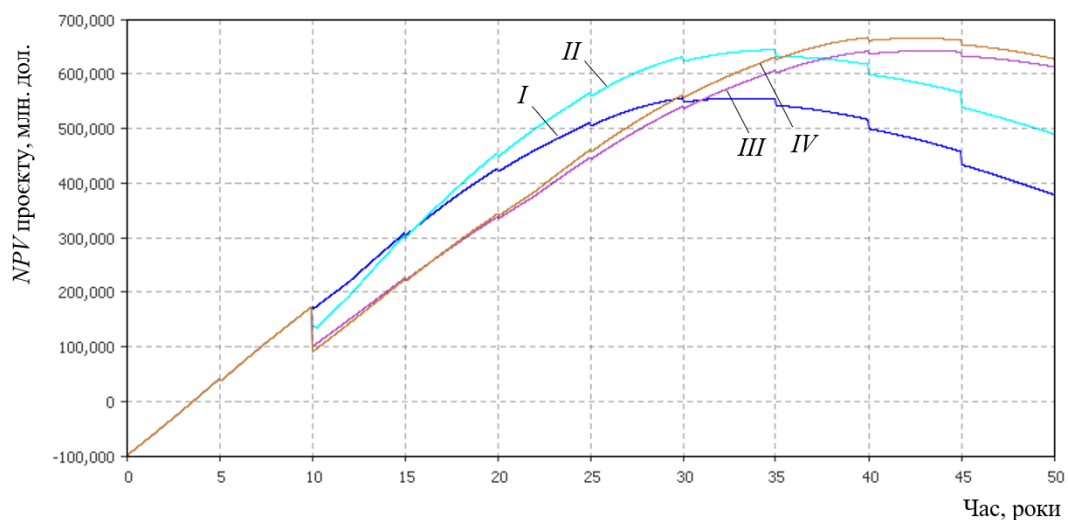


Рисунок 8.2 - Графіки зміни NPV для проєктів придбання та експлуатації суден, що розглядаються, залежно від тривалості їх реалізації.

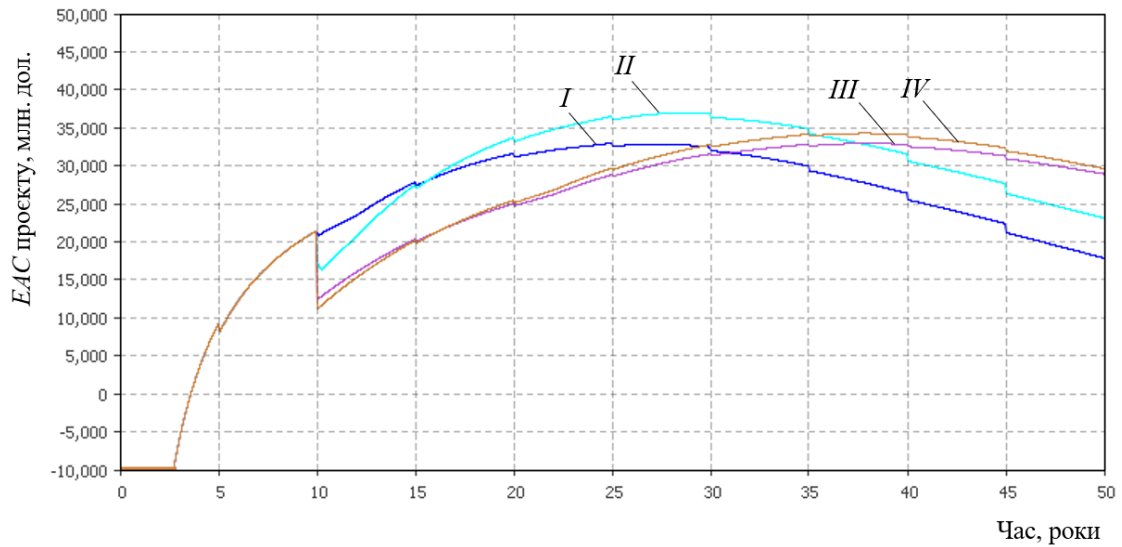


Рисунок 8.3 - Графіки зміни *ЕАС* для проектів придбання та експлуатації суден, що розглядаються, залежно від тривалості їх реалізації

Для проектів, що передбачають заміну вихідного судна на нові судна ідентичної та збільшеної пасажиромісткості, найкращі значення *NPV* становлять 641,94 млн. дол. та 666,64 млн. дол. відповідно. Однак при цьому термін реалізації цих проектів відповідно складає 43,15 і 40 років (див. табл. 8.2). Оскільки оптимальні терміни реалізації проектів, що розглядаються, значно відрізняються, доцільно проаналізувати значення *ЕАС* даних проектів. Як показали розрахунки, найбільше значення *ЕАС* досягається для другого проекту, що передбачає модернізацію судна. Відповідні дані представлені у табл. 8.2.

Таким чином, дослідження показали, що модернізація суден може виявитися економічно ефективнішою, ніж використання суден без модернізації або їх заміна на нові судна. Також слід звернути увагу на те, що оптимальні терміни реалізації третього і четвертого проектів значно перевищують відповідні терміни перших двох проектів. Враховуючи волатильність ринку та складність прогнозування коливань кон'юнктури у довгостроковій перспективі, проєкт модернізації судна також виглядає значно кращим з точки зору його економічної стійкості.

Таблиця 8.2 - Оптимальні значення NPV та EAC проєктів, що розглядаються, і відповідні терміни їх реалізації

Оптимальні значення показників проєктів	Альтернативні проєкти			
	Проект I – використання вихідного судна без модернізації	Проект II – модернізація судна	Проект III – заміна вихідного судна на нове судно такої ж місткості	Проект IV – заміна вихідного судна на нове судно більшої місткості
Найбільше значення NPV , тис. дол.	555 785,18	643 845,26	641 944,63	666 645,93
Тривалість проєкту, за якої досягається найбільше значення NPV , років	30,00	35,00	43,15	40,00
Найбільше значення EAC , тис. дол.	32 982,54	36 951,31	32 937,51	34 266,13
Тривалість проєкту, за якої досягається найбільше значення EAC , років	25,00	28,84	37,97	37,85

8.3 Експериментальна перевірка визначення довжини додаткової вставки

Як цільова функція оптимізаційних розрахунків пошуку розміру додаткової вставки використовується економічний результат модернізації. Обмеження враховують необхідність дотримання нормативних вимог до розміру додаткової секції та енергоефективності судна, а також можливі витрати на модернізацію [117, 125].

З урахуванням цільового використання додаткової секції, необхідно врахувати «кратність» її довжини – x . Ця довжина (відповідно до (4.63)) визначає число додаткових кают: $n_c = \frac{x}{b_c} \in Z^+$, при $n > 0$.

Така умова забезпечує комерційну доцільність кожного сантиметру додаткової секції. Варто відзначити, що $x = 0$ виключено із розгляду, що відповідає умові вже прийнятого рішення про збільшення розміру судна модернізацію [117,

125]. Крім того, відповідно до конвенції MARPOL-73/78, допустима довжина додаткової секції для забезпечення пожежної безпеки – l_s .

Слід зазначити, що умова (4.63) передбачає кратність довжини додаткової секції щодо довжини кают (для прикладу прийнято 3,5 м) модернізацію [117, 125]. Але ж на практиці, такі обмеження доцільно розглядати як перевірочної умови після оптимізації. Наприклад, якщо за результатами оптимізації, довжина додаткової секції є оптимальною за усіма економічними, технологічними та екологічними умовами, але не є кратною заданої величини, а відхилення складає припустиму величину (наприклад, мова йде про 10-25 см) – доцільним буде корегування умов з довжини кают.

Для експериментальної перевірки працездатності запропонованої процедури були прийняті вихідні дані та функціональні залежності, які надані у табл. 8.3 (вони максимально наближені до реальних).

Таблиця 8.3 - Вихідні дані та функціональні залежності експериментальної перевірки

№	Показник	Позначення	Прийняті значення чи залежності	Одиниці виміру
1	2	3	4	5
1.	Щорічний прибуток	$\Delta P^{\min}$	1000	тис. дол
2.	Мінімально припустимий рівень рентабельності	$ROI^{\min}$	1,1	—
3.	Додаткові щорічні експлуатаційні витрати	$\Delta C_{op}^y(x)$	$500 \cdot x^{0,714}$	тис.дол.
4.	Очікуваний період часу отримання судновласником додаткового прибутку	T	10	роки
5.	Довжина кают	n_c	3,5	м
6.	Витрати на модернізацію, додаткове обладнання, міцність	$C(x)+g_1(x)+g_2(x)+g_3(x)$	$1031 \cdot x^{0,928}$	тис. дол
7.	Обмеження фінансування	R_m	10000	тис. дол

Продовження табл.8.3.

1	2	3	4	5
8.	Енергоефективність	$EEDI(x)$	$86,7 \cdot x^{-0,868}$	
9.	Щорічний додатковий прибуток	$\Delta P^y(x)$	$740 \cdot x^{0,824}$	тис. дол

Визначення довжини додаткової секції циліндричної вставки для судна «MSC LIRICA» було проведено з застосуванням інтегральної математичної моделі модернізації круїзного судна, розробленої в Розділі 2 дисертації, результати якої представлені на рис. 8.4, де позиції 1...12 по шкалі абсцис є умови обмеження, що обґрунтовуються підмоделями безпеки і функціональності. Результатом проведення оптимізації за критерієм досягнення найбільшого прибутку стало визначення довжини вставки – 24,5 м.

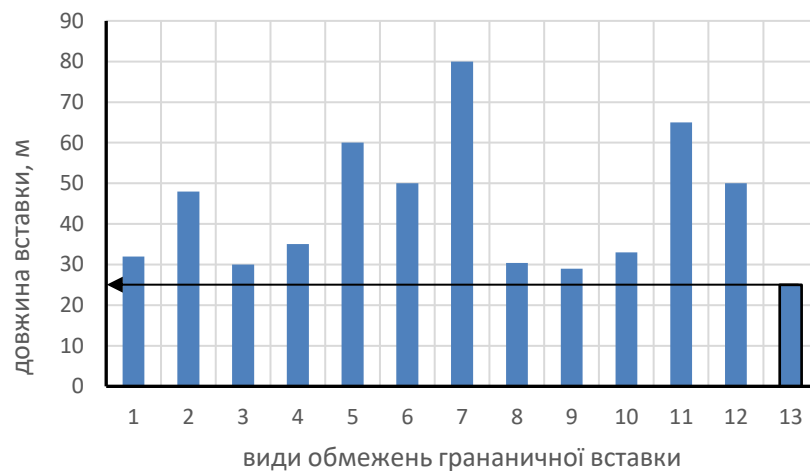


Рисунок 8.4. - Довжини граничної вставки, які отримані за результатами використання інтегральної математичної моделі розмірної модернізації відповідно до: 1 – умови міцності корпусу за вимогами Регістру; 2 – умови забезпечення пожежної безпеки згідно SOLAS-74/78; 3 – умови забезпечення остійності згідно SOLAS-74/78; 4 – забезпечення рятувальними засобами згідно SOLAS-74/78; 5 – умови забезпечення екологічності згідно MARPOL-73/78 і резолюцій MSC; 6 – умови придатності порту; 7 – умова придатності верфі; 8 – умови забезпечення ходовості; 9 – умови забезпечення маневреності (ефективності

стерна); 10 – умови занурення гвинта; 11 – мова запобігання слемінгу; 12 – умови відповідності плавності обводів і безвідривного обтікання корпусу; 13 – результату оптимізації.

8.4 Оцінка маневрених характеристик судна

8.4.1 Вплив подовження судна на інерційні характеристики

Методи розрахунку маневрених режимів роботи електроходів, які розроблені та наведені у Розділах 5, 6, й 7, та результати досліджень, проведених у цих розділах, дозволили перейти до розв'язання одного з головних завдань дисертаційної роботи – оцінки впливу геометричних параметрів корпусу електрохода на його маневрені показники. Результати численних (комп'ютерних) експериментів мають, з одного боку – підтвердити достовірність розроблених методів та запропонованих рекомендацій, з другого – обґрунтувати доцільність проведення конструктивної модернізації круїзних суден.

Відповідно до поняття наближеного динамічно еквівалентного комплексу, після приведення математичної моделі перехідних режимів до безрозмірних одиниць, було виявлено ті узагальнені безрозмірні параметри пропульсивних комплексів, які істотно впливають на режимні показники перехідних режимів та визначають основні показники якості маневрування: N_X , N_Ω , N_M , $C_{\lambda 2}$, $C_{\lambda 21}$, C_{RY} , C_{M16} , C_{12} , C_{21} , C_{22} , C_{23} , C_{61} , C_{63} , C_{64} , C_{65} .

Співвідношення для визначення цих параметрів наведено у Розділі 5. Чисельні значення цих узагальнених параметрів для базового та альтернативного електроходу представлені у табл. 8.4 [275].

Відповідно Стандарту маневреності, до основних маневрів, показники якості яких контролюються, відносяться інерційні властивості. Основними елементами інерції судна є час t та відстань X , які необхідні судну на придбання іншої заданої швидкості чи зупинки [275]. У Розділі 6, як приклад, представлено результати розрахунку значень режимних показників пропульсивного комплексу електроходу (рис. 6.1) під час виконання маневру «розгін електрохода – гальмування».

Проведено дослідження впливу параметрів законів управління гребної електроенергетичної установки на основні показники якості виконання маневру, та знайдені значення коефіцієнтів K_{1acc} , K_{1rev} , та μ_{Mrev} , які забезпечують допустиму динаміку перехідних процесів у СЕЕУ.

Таблиця 8.4 - Узагальнені безрозмірні параметри комплексу

Параметр	Чисельне значення	
	базове судно	альтернативне судно
C_{12}	4,505	4,654
C_{21}	0,418	0,366
C_{22}	47,76	44,540
C_{23}	5,79	5,980
C_{61}	3,73	3,324
C_{63}	4,385	4,813
C_{64}	0,644	0,266
C_{65}	7,454	7,422
C_{RY}	8,15	8,150
N_X	0,104	0,1047
N_Ω	0,631	0,6360
$C_{\lambda 2}$	1,168	1,351
$C_{\lambda 21}$	0,736	0,703
N_M	5,1	5,1
C_{M16}	7,15	7,15

Оцінка впливу геометричних розмірів на інерційні характеристики проведена на прикладі розрахунку комбінованого маневру: розгін судна до встановленого значення швидкості $v = 0,98$ (у відносних одиницях) – активне гальмування переведенням рукоятки ПУ в положення заднього ходу (з урахуванням обмежень на K_{1rev} і μ_{Mrev} , відповідно до табл. 6.2 і табл. 6.3) до $v = 0$ [298].

Параметри базового та альтернативного електроходу наведені у табл. 8.4. Відповідно до математичної моделі перехідних режимів роботи (Розділ 5) та результатів попередніх досліджень [279, 280, 284, 293, 319, 320, 321], зроблено висновок: на поточні значення режимних показників та на інерційні характеристики електроходів істотний вплив мають узагальнені безрозмірні параметри N_X , N_M . Зміна чисельних значень саме цих параметрів істотно впливає на інерційні характеристики.

На рис. 8.5 показано результати моделювання комбінованого маневру – траєкторії руху базового та альтернативного електроходів. Судна займають положення, яке відповідає закінченню розгону та початку гальмування (рух електроходів показано у відносному часі). Електрохід, який розташований ліворуч (відносно напрямку руху) – відповідає базовому варіанту, той, що показаний праворуч – альтернативний варіант.

По характерним точкам траєкторії руху базового і альтернативного судна, зазначається [275]:

- тривалості обох маневрів у відносному (T) та абсолютному (t) часі;
- пройдений судном шлях (вибіг електроходу) у відносних (в довжинах судна) та абсолютних (в метрах) одиницях.

Аналіз поточних значень основних режимних показників (ці криві – аналогічні тим, що були приведені на рис. 6.1) показав, що основні показники якості роботи електроенергетичної установки як у базового, так і у альтернативного судна на розглянутих маневрах перебувають у допустимих межах [275].

Таким чином, обидва судна успішно виконали маневр. Результати порівняльного аналізу інерційних характеристик (в абсолютних одиницях) для базового та альтернативного електроходів наведені в табл. 8.5.

Порівняння результатів розрахунків показує таке. Як і слід було очікувати, зі збільшенням довжини судна, його інерційні характеристики змінюються у гірший бік. Всі показники – і тривалості розгону і гальмування, і пройдений електроходом шлях – збільшуються. Зокрема, зі збільшенням довжини з 251,2 м до 276,2 м

(що становить близько 10%), інерційні характеристики електроходів погіршуються приблизно у такому ж співвідношенні.

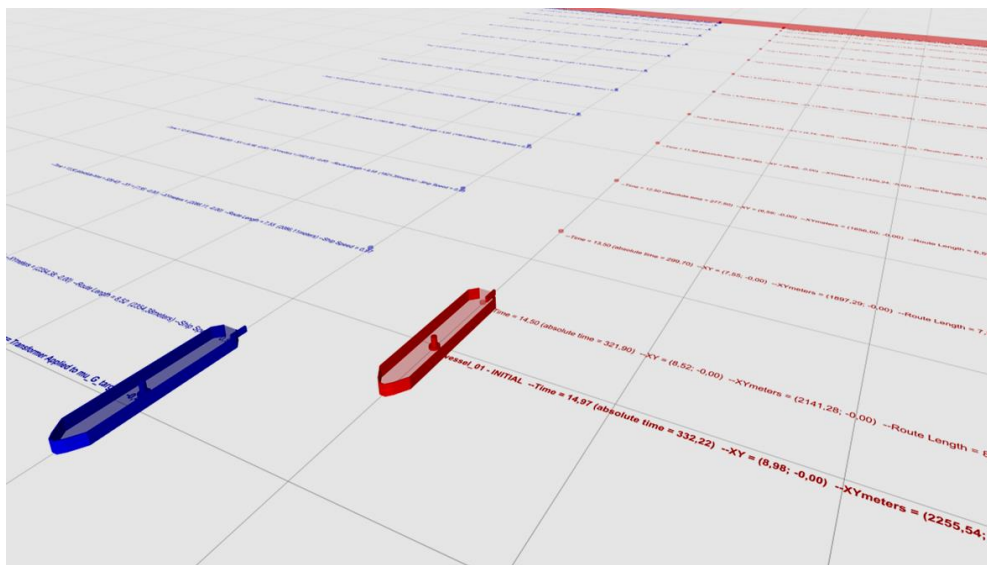


Рисунок 8.5 - Траєкторії руху базового та альтернативного електроходів під час маневрування «розгін-гальмування»

Таблиця 8.5 - Інерційні характеристики електрохода

Електроход	Показники інерційних характеристик			
	Тривалість розгону t , с	Вибіг судна X_{acc} , м	Тривалість гальмування t , с	Гальмівний шлях X_{rev} , м
Базовий електроход	358,8	2431	199	1100
Альтернативний електроход	392,1	2657	218	1212
Ступінь погіршення (збільшення) показників, %	9,3	9,3	9,3	10

Таким чином, зміна геометричних розмірів судна впливає на його інерційні характеристики. Однак, погіршення цих характеристик невелике, і воно залишається в межах, що регламентуються Регістром.

8.4.2 Вплив подовження судна на параметри циркуляційного руху

Вплив довжини корпусу електрохода на показники циркуляційного руху проаналізовано, відповідно до стандартів маневреності суден, поворотом керма на 35° на правий борт після виходу судна та усталену швидкість без «нищпорення». На рис. 8.6 показані траєкторії руху базового та альтернативного електроходів. У початковий момент часу судна розміщуються в точці перетину системи координат, але зі зміщенням на довжину одного корпусу (що зручно подати для аналізу результатів). У момент часу $T = 0$ починається розгін. При виході судна на швидкість $v = 1$, кермо повертається праворуч на кут 35° . Маневр закінчується тоді, коли судна, завершивши циркуляцію, повертаються на початковий курс. У характерних точках траєкторій базового й альтернативного суден, за аналогією з рис. 8.6, показана інформація щодо тривалості (у відносному T і в абсолютному t часі) та пройденому електроходами шляху (у довжинах судна L і в метрах).

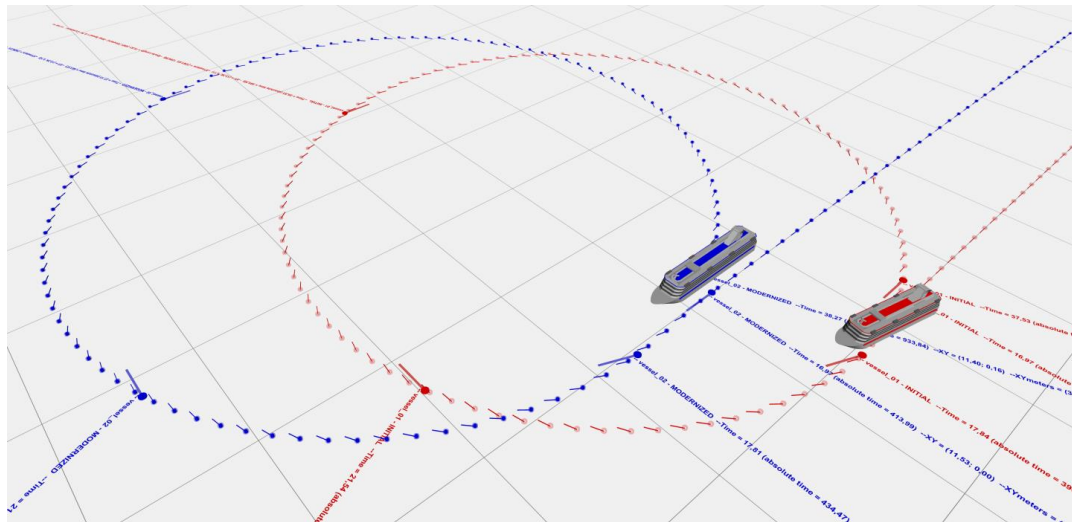


Рисунок 8.6 - Траєкторії руху базового та альтернативного електроходів під час маневру циркуляції

Для зручності порівняльного аналізу, на рис. 8.7 показано зміни у часі основних параметрів циркуляційного руху кожного електрохода: зміщення центру тяжіння по осі X_1 , осі Y_1 і пройденого судном шляху S_1 . Інформація представлена в абсолютних одиницях.

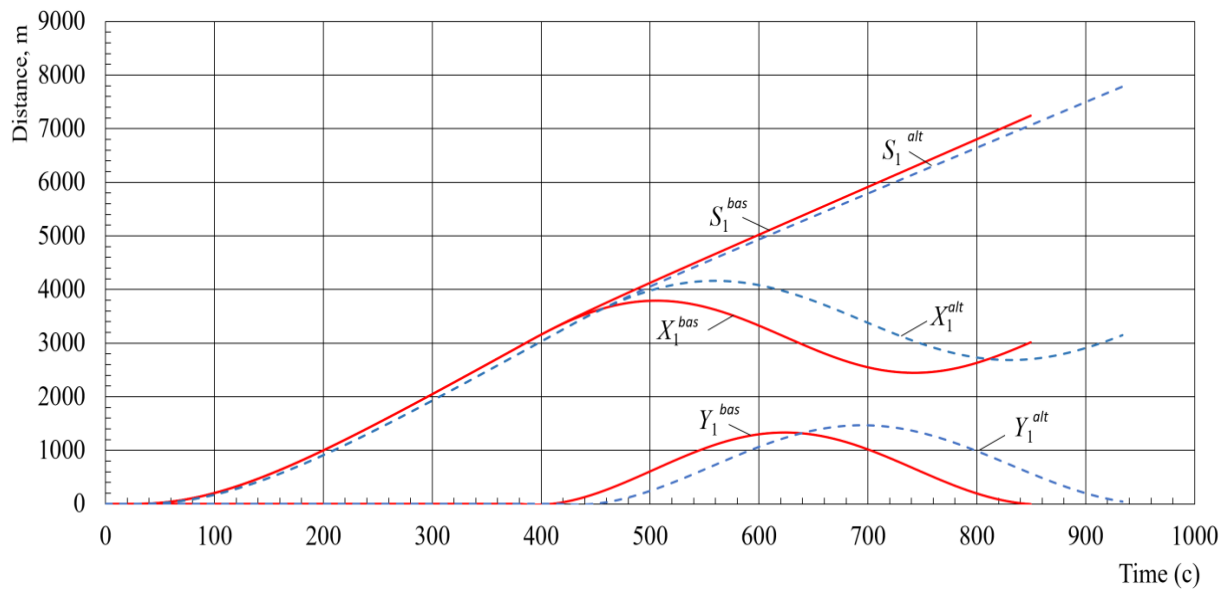


Рисунок 8.7 - Зміни у часі параметрів циркуляційного руху

Результати аналізу з порівнянням основних показників циркуляції для базового й альтернативного суден наведено у табл. 8.6.

Таблиця 8.6 - Показники циркуляційного руху

Електроход	Показники циркуляційного руху						
	X_1 , м	Y_1 , м	D_{CT} , м	D_C , м	Δv_C , %	Ω_Z ,	T_C , с
Базовий	936	480	1451	1419	19	0,477	877
Альтернативний	1020	526	1597	1553	22	0,495	981
Зміни значень показників, %	+ 8,97	+ 9,58	+ 10	+ 9,4	+ 3	+ 3,8	+ 12

Порівняння результатів розрахунків показало – зі збільшенням довжини корпусу показники траєкторії циркуляційного руху погіршуються. Параметри траєкторії збільшуються загалом на 10%, тривалість циркуляції – на 12%. Швидкість руху судна на усталеному етапі циркуляції і максимальне значення кутової швидкості обертання навколо вертикальної осі змінюються у меншому ступені. Як видно з табл. 8.6, в цілому погіршення показників невеликі (вони

залежать від ступеня подовження корпусу судна), і не перевищують меж, регламентованих Регістром.

Разом з тим, не можна забувати, що дуже небажаним явищем виходу судна на циркуляцію є його крен. Строге рішення задачі у визначенні кута крену можна отримати, ввівши у математичну модель руху судна рівняння його обертання навколо осі X . Однак це істотно ускладнить розрахунок циркуляційного руху. У той самий час, виходячи з поставлених у роботі цілей – оцінки ступеня впливу подовження корпусу судна на показники циркуляційного руху – завдання можна спростити. Є сенс оцінити лише зміну максимального кута крену ϑ_{max} . Приблизно цей кут можна визначити за співвідношенням

$$\vartheta_{max} = 1,4 \left[\frac{v_0^2}{h_0 L} \right] \cdot \left(z_g - \frac{H}{2} \right),$$

де h_0 – поперечна метацентрична висота; z_g – відстань від нижньої границі площини мідель шпангоуту до точки прикладення відцентрової сили інерції мас судна.

Відносна зміна максимального кута крену $\overline{\vartheta_{max}}$ – відношення відповідного параметра альтернативного ϑ_{max}^{alt} та базового ϑ_{max}^{bas} судна

$$\overline{\vartheta_{max}} = \frac{\vartheta_{max}^{alt}}{\vartheta_{max}^{bas}} \cong 0,87.$$

Таким чином, максимальний кут крену альтернативного електроходу з виходом його на циркуляцію зменшується приблизно на 13%. Це означає, що в нього розглянуті негативні характеристики виражені в меншій мірі.

Зниження швидкості руху судна Δv_C , з виходом його на циркуляцію, призводить до збільшення моменту опору гребних гвинтів, зростання навантажень на гребні електродвигуни та на генераторні агрегати суднової електростанції. Відхилення значень Δv_C невеликі, але вони впливають на показники електроенергетичної установки. Результати розрахунків (для базового електроходу вони наведені раніше – на рис. 5.6) надані у табл. 8.7.

Таблиця 8.7 - Вплив довжини корпусу судна на показники роботи електроенергетичної установки

Електрохід	Етап циркуляції	Показники якості роботи електроенергетичної установки					
		ν	Ω_Z	ω_M	M_M	I_M	P_D
Базовий	Початок	0,99	0	1,0	1,013	1,013	1,008
	Усталений	0,785	0,38	0,97	1,238	1,238	1,142
	Відхилення, %	-20,7	—	- 3	+22,2	+22,2	+13
Альтернативний	Початок	0,99	0	1,013	1	1	1,001
	Усталений	0,753	0,37	0,97	1,268	1,268	1,161
	Відхилення, %	-24	—	- 4,2	+26,8	+26,8	+16

Із табл. 8.7 видно, що у базового судна ступінь зниження швидкості руху з виходом на циркуляцію становить 20,7%. У альтернативного судна вона зменшується до 24%. Відповідно збільшуються навантаження на гребні електродвигуни з 22,2% до 26,8%, але ступінь впливу цих додаткових навантажень на роботу генераторних агрегатів суттєво менше – з 13% до 16%. Це зв'язано з тим, що сумарна потужність гребної установки складає 60% від загального навантаження на суднову електростанцію, тому генераторні агрегати менш чутливі до змін навантажень на гребну установку.

Таким чином, обидва судна успішно виконали маневр. Усі основні показники якості роботи і базового, і альтернативного електроходу, і показники їх електроенергетичних установок перебувають у допустимих межах. Порівняльний аналіз показує, що зі збільшенням довжини судна на 10% основні параметри траєкторії циркуляції збільшуються в середньому на 9%...10%. Тривалість маневру зростає на 12%. Відносне зниження на циркуляції швидкості судна $\Delta \nu_C$ і зміна максимального значення кутової швидкості повороту Ω_Z також зростають, але в меншій мірі – до 3%...4%. Додаткові навантаження на електроенергетичну установку невеликі (4%...5%), і, очевидно, не призведуть до спрацьовування систем захисту.

8.4.3 Вплив подовження судна на параметри маневру «зигзаг».

Відповідно до Стандарту ІМО, до основних показників якості оцінювання керованості суден відноситься контроль «нищпорення». Реакцію судна на перекладку керма у протилежний бік оцінюється при виконанні маневру «зигзаг». Розроблений математичний апарат дозволяє оцінювати вплив конструктивних параметрів корпусу електрохода, зокрема – вплив подовження судна – на показники якості виконання маневру «зигзаг».

Поточні значення режимних показників і показників якості маневрування (включаючи показники якості виконання маневру «зигзаг») залежать від узагальнених безрозмірних параметрів пропульсивного комплексу електрохода, які перелічені у п. 8.4.1 та надані у табл. 8.4. Довжина судна L враховується у більшості цих параметрів. З подовженням корпусу значення даних параметрів змінюються, отже змінюються і показники якості виконання маневру.

Відповідно до Стандартів маневреності, для електроходів (базового та альтернативного), параметри яких наведені у табл. 8.1, уточнені значення критеріїв оцінки маневру «зигзаг» наступні [275]:

- із застосуванням кута керма 10° ліворуч/праворуч, судно не повинно пройти більше ніж 2,5 довжини судна до моменту зміни курсу на 10° від початкового курсу;
- значення першого кута перевищення у випробуванні «зигзагом» $10^\circ/10^\circ$ не повинно перевищувати $[5 + 1/2(L/v)]$ градусів: для базового електрохода, при $L = 251,2$ м і $v = 11,3$ м/с, це становить 16,1 градусів; для альтернативного електрохода, при $L = 276,2$ м і $v = 11,3$ м/с, значення першого кута перевищення не повинно перевищувати 17,2 градусів;
- значення другого кута перевищення у тесті «зигзаг» $10^\circ/10^\circ$ не повинно бути більшим $[17,5 + 0,75(L/v)]$ градусів: для базового електрохода це становить 34,15 градусів; для альтернативного – 35,8 градусів;
- значення другого кута перевищення в випробуванні «зигзагом» $20^\circ/20^\circ$ не повинно перевищувати 25° .

Вплив довжини корпусу електрохода на маневр «зигзаг» оцінено за результатами моделювання обох маневрів – «зигзаг» $10^\circ/10^\circ$ та «зигзаг» $20^\circ/20^\circ$.

Маневри виконані за схемою, наведеною на рис. 6.5. На рис. 8.8, як приклад, представлені траєкторії руху базового та альтернативного електроходу по варіанту 20°/20°. У початковий момент часу A_0 (позначення характерних точок A_i приведено на рис. 6.5) судна розташовані в началі системи координат, але зі зміщенням (для зручності подання та аналізу результатів) по поперечній осі Y . В момент часу $T = 0$ починається розгін. При досягненні швидкості $v = 1$ починається маневр «зигзаг», відповідно до стандартної процедури. Маневр закінчується, коли судна виходять на курс $\psi_C = 0$. У характерних точках траєкторій базового та альтернативного судна, за аналогією з рис. 6.7, представлена інформація про тривалість етапу, пройденого шляху, швидкості та курсу судна.

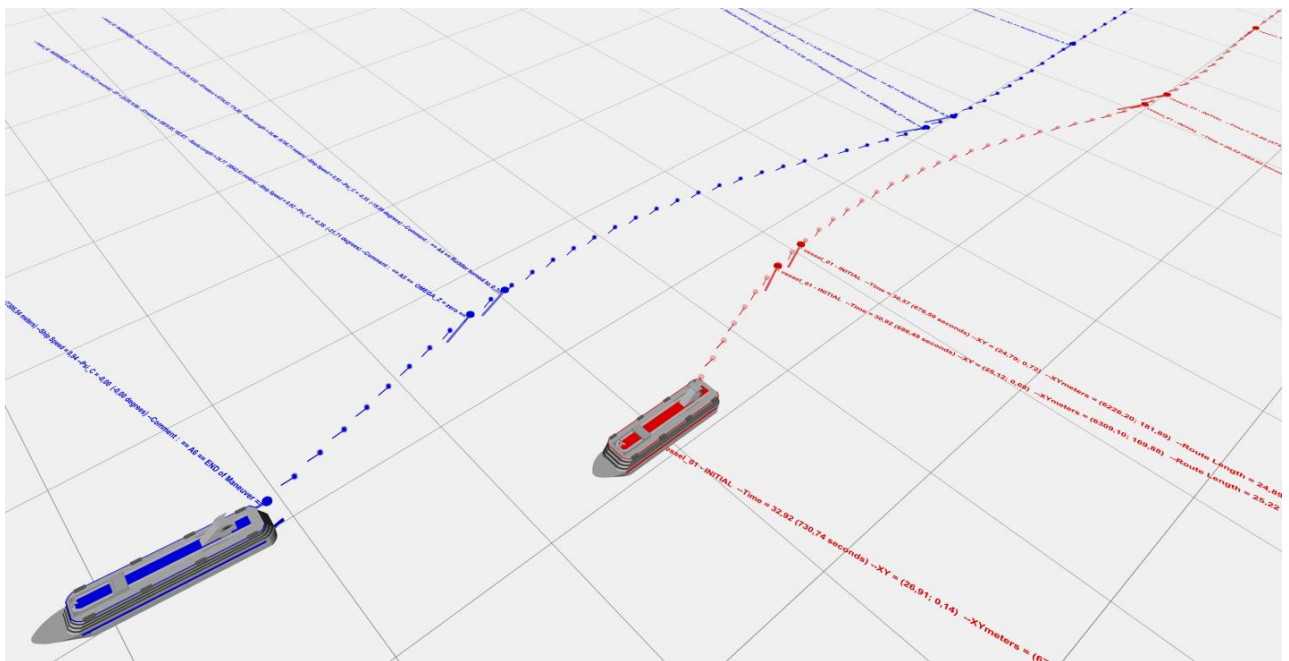


Рисунок 8.8 - Траєкторії руху базового та альтернативного електроходів при виконанні маневру «зигзаг»

Результати аналізу, де порівнюються основні показники маневру, у базового та альтернативного лайнерів показано у табл. 8.8.

Таблиця 8.8 - Основні показники маневру «зигзаг»

	Показники маневру «зигзаг»			
	Шлях судна до моменту зміни курсу на 10° від початкового курсу	Перший кут перевищення у випробуванні «зигзаг» $10^\circ/10^\circ$	Другий кут перевищення у випробуванні «зигзаг» $10^\circ/10^\circ$	Другий кут перевищення у випробуванні «зигзаг» $20^\circ/20^\circ$
Стандарт ІМО	$< 2,5 L$	$< 16,1^\circ$	$< 34,15^\circ$	$< 25^\circ$
Базовий електрохід	2,01	10, 53	10,51	20
Альтернативний електрохід	1,84	10,59	10,52	19,99
Відхилення показника, %	- 8,5 %	+ 0,5 %	+ 0,1 %	- 0,05 %

Порівняння результатів розрахунків показує таке. Зі збільшенням довжини судна, більшість показників якості управління, що оцінюються за маневром «зигзаг», практично не змінюються і залишаються у встановлених Стандартом межах. Більше того – шлях, яким проходить судно до моменту зміни курсу на 10° (початкова здатність до повороту), зменшується на 8,5 %, що свідчить про покращення цього критерію [275].

У базового і альтернативного електроходів змінюється швидкість руху електроходу з виходом на «зигзаг», що обумовлюється зміною повздовжньої складової опору води руху судна R_x [275]. Зміни R_x мають нерегулярний характер, що призводить до зростання навантажень на всі складові суднової електроенергетичної установки. Такі додаткові навантаження невеликі і не перевищують допустимих значень R_x .

Висновки. При збільшенні довжини судна в межах 10% основні показники виконання маневру практично не змінюються. Якість керування судном не

погіршується. На показники якості роботи суднової електроенергетичної установки зміна довжини впливає, проте ці зміни не перевищують меж, регламентованих Регістром. [275].

8.4.4 Вплив подовження судна на маневрені характеристики електроходів з підрулюючими пристроями

Додаткова (бокова) тяга гвинта підрулюючих пристроїв, які встановлюють на електроходах для забезпечення їх керованості на малому ході, може бути віднесена до додаткової керуючої сили, яка діє на корпус судна та забезпечує йому певні маневрені властивості при скільки завгодно малій швидкості руху.

Математична модель та метод дослідження маневрених режимів роботи, які запропоновані у Розділі 5, дозволяють розрахувати режимні показники пропульсивних комплексів електроходів з ПП, та оцінити вплив подовження корпусу на показники якості виконання маневрених операцій суден з САУ курсом.

Дослідження, результати яких надано у Розділі 7, показали, що на основні показники виконання, наприклад, такого характерного маневру, як наприклад, вихід судна на циркуляцію, впливають початкова швидкість судна v_{str} , частка ПП k_{st} , умови виконання маневру. Але, крім тих факторів, що розглянуті у Розділі 5, на ці показники впливає велика кількість узагальнених безрозмірних параметрів пропульсивного комплексу, які наведені у п. 5.1. До складу багатьох з них входить такий важливий параметр, як довжина судна. Але, при подовженні судна змінюється не тільки його довжина а й всі параметри, які пов'язані з такою зміною. (Чисельні значення цих безрозмірних параметрів наведено у табл. 8.4). Такі зміни при конструктивній модернізації можуть привести до погіршення маневреності судна. Ступінь цього можливого погіршення слід обов'язково оцінити.

Оскільки підрулюючі пристрої є найбільш потужними споживачами електроенергії (крім пропульсивних ГЕД), при зміні конструктивних параметрів корпусу судна будуть змінюватись навантаження на суднову електростанцію. Тому, слід оцінити вплив зміни довжини й на навантаження на суднову електроенергетичну установку.

Вимоги Стандарту маневреності не розповсюджуються на судна з активними пристроями управління курсом. Але, незважаючи на це, будемо оцінювати вплив подовження судна за тими ж показниками маневреності, які використовують для суден з класичною гребною електроенергетичною установкою.

Відповідно до поставлених цілей, сформовано процедуру дослідження впливу подовження судна на показники маневреності та показники якості роботи електроенергетичної установки:

- моделювання проведено для маневру: судно розганяється до заданого значення швидкості – виходить на циркуляцію за рахунок повороту керма на кут $\beta_R = 30^\circ$ та одночасного включення носових ПУ;
- дослідження проведені для двох значень частки підрулюючих пристроїв: $k_{TR} = 0,17$ (судно з середніми маневреними властивостями) та $k_{TR} = 0,25$ (судно з високими маневреними властивостями);
- дослідження проведені при швидкостях виходу судна на циркуляцію $v_{str} = 0,05$ (1 вузол); $v_{str} = 0,15$ (3 вузла); $v_{str} = 0,4$ (8 вузлів); $v_{str} = 0,8$ (16,8 вузлів);
- за результатами моделювання розраховувалися основні показники циркуляційного руху для обох суден та оцінювався ступінь відхилення показників альтернативного судна стосовно показників базового.

Як приклад, на рис. 8.9 показано результати моделювання траєкторії руху суден – виходу суден на циркуляцію.

Параметри маневру: доля підрулюючих пристроїв $k_{TR} = 0,17$; швидкість виходу на циркуляцію $v_{str} = 0,8$. Червоним кольором позначений базовий електрохід «LIRICA», синім – його подовжений (альтернативний) варіант. У характерних точках траєкторії, як і попередніх рисунках, проставлені основні показники маневру (час й пройдений шлях).

На рис. 8.10 наведено залежності у часі основних показників траєкторії руху суден у незв'язаній з ними системі координат $0X_1Y_1Z_1$: пройденого шляху по координатах X_1 та Y_1 та пройденої електроходами дистанції S_1 .

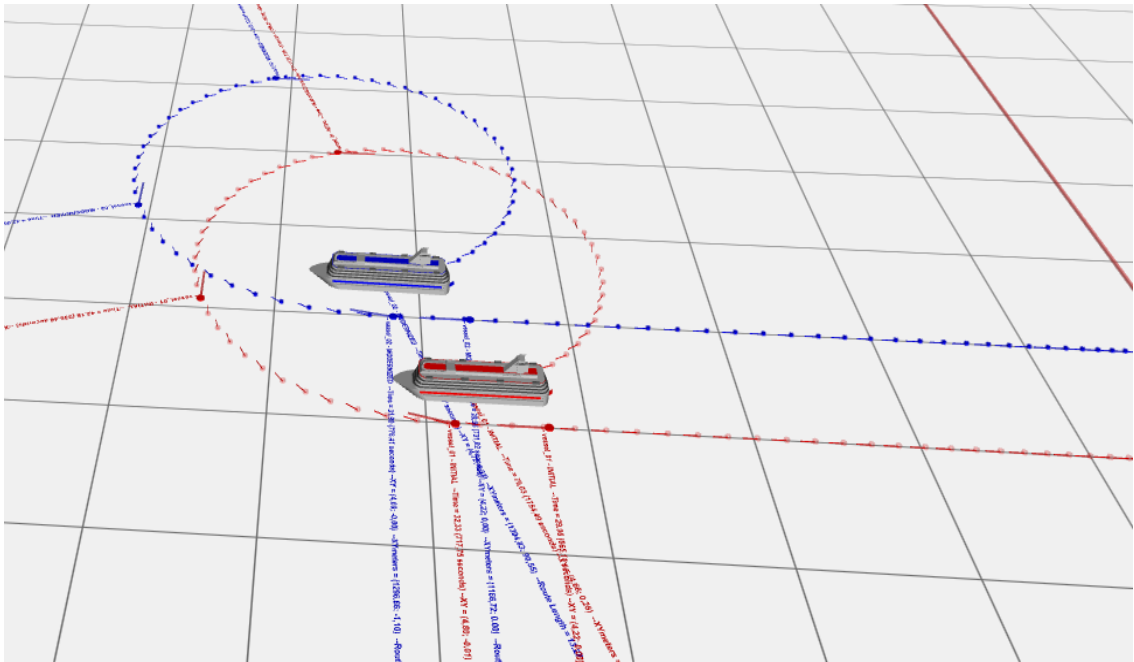


Рисунок 8.9 - Траєкторії руху електроходів з підключенням ПП при виході на циркуляцію

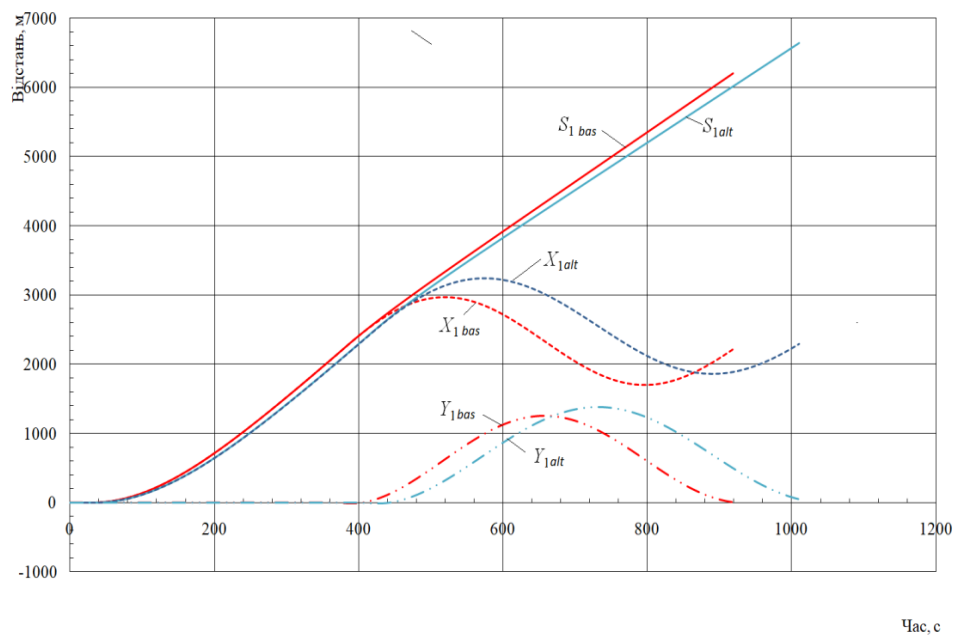


Рисунок 8.10 – Показники траєкторії руху електроходів у незв'язаній із судном системі координат

Чисельні значення основних показників якості виконання маневрених операцій у електроходів із середніми маневреними властивостями ($k_{TR} = 0,17$) при швидкостях виходу на циркуляцію $v_{str} = 0,05$; $v_{str} = 0,15$; $v_{str} = 0,4$ и $v_{str} = 0,8$ наведені у табл. 8.9.

Таблиця 8.9 -Показники якості циркуляційного електроходу з $k_{TR} = 0,17$ при різній початковій швидкості руху судна v_{str}

Показники циркуляції	$v_{str} = 0,05$			$v_{str} = 0,15$			$v_{str} = 0,4$			$v_{str} = 0,8$		
	Базов	Альтер	Відхил	Базов	Альтер	Відхил	Базов	Альтер	Відхил	Базов	Альтер	Відхил
T_C , с	898	992	0,10	978	1099	0,124	908	1017	0,12	545	617	0,132
X_1 , м	70	80	0,143	343	367	0,07	723	798	0,104	891	961	0,079
Y_1 , м	152	170	0,11	197	210	0,066	346	373	0,078	394	430	0,091
D_{CT} , м	283	329	0,16	439	458	0,04	1030	1109	0,077	1217	1332	0,094
D_C , м	285	306	0,07	372	390	0,048	985	1050	0,066	1182	1285	0,087
v_C , rv	0,09	0,09	0	0,15	0,15	0	0,40	0,40	0	0,8	0,8	0
Δv_s , rv	0,09	0,09	0	0,11	0,11	0	0,32	0,30	0,06	0,63	0,60	0,05
Ω_Z , c^{-1}	0,186	0,185	0	0,14	0,146	0,043	0,225	0,234	0,042	0,393	0,416	0,058
ω_M , rv	0,05	0,05	0	0,163	0,162	0	0,42	0,42	0	0,81	0,813	0,003
I_G , rv	0,05	0,05	0	0,52	0,52	0	0,62	0,62	0	0,919	0,93	0,012
T_{Th} , rv	0,173	0,174	0	0,170	0,170	0	0,158	0,158	0	0,140	0,142	0
M_{Th} , rv	0,08	0,08	0	0,078	0,079	0	0,074	0,074	0	0,066	0,066	0
P_D , rv	0,5	0,5	0	0,52	0,52	0	0,62	0,62	0	0,919	0,93	0,012

За результатами, які представлені у табл. 8.9, побудовані залежності відхилень (у частках) чисельних значень основних показників якості маневрування подовженого судна щодо показників якості базового судна (при $k_{TR} = 0,17$) від швидкості виходу судна на циркуляцію v_{str} . Ці залежності наведені на рис. 8.7.

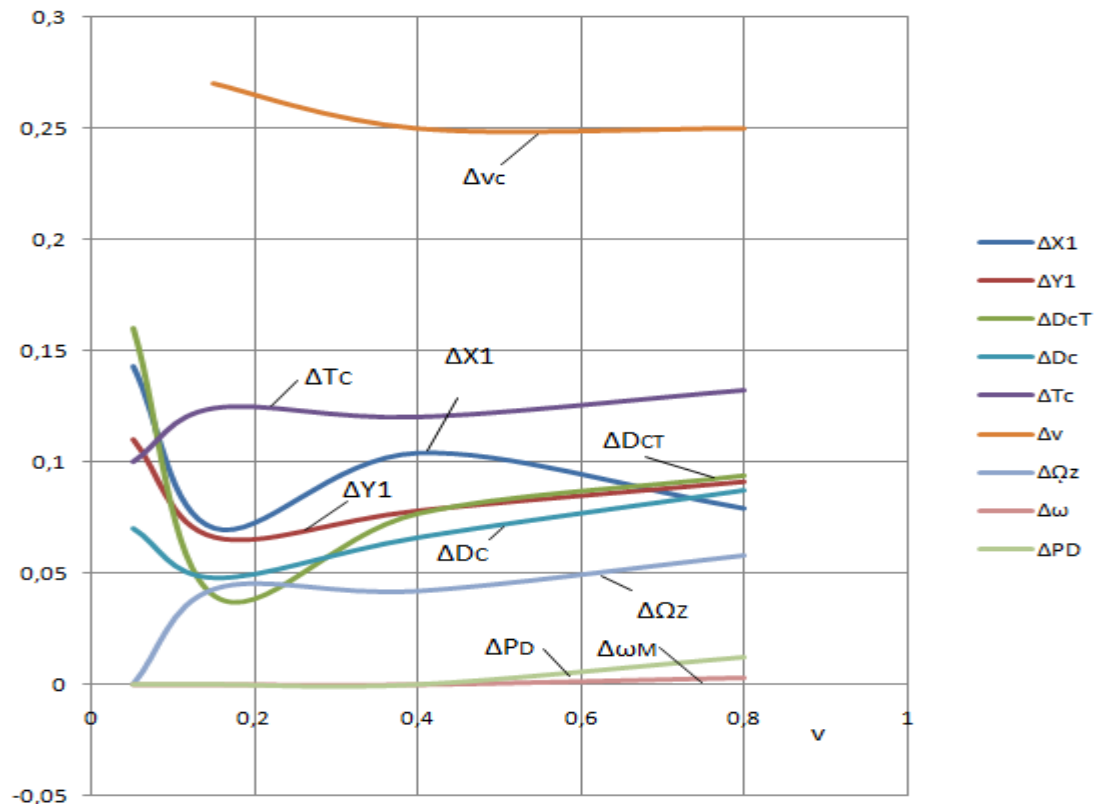


Рисунок 8.11 – Залежність відхилень показників якості альтернативного судна (при $k_{TR} = 0,17$) від швидкості виходу на циркуляцію v_{str}

Для оцінки ступеня впливу частки ПУ k_{TR} на зміну маневрених характеристик, в табл. 8.10 представлені результати моделювання виходу на циркуляцію базового та альтернативного електроходів з $k_{TR} = 0,25$.

У подовженого судна з високою часткою підрулюючих пристроїв ($k_{TR} = 0,25$), залежності відхилень (відносно базового) значень показників якості від швидкості виходу судна на циркуляцію v_{str} представлені на рис. 8.12.

Аналіз впливу довжини корпусу судна на показники циркуляційного руху показує, що з подовженням корпусу маневрені характеристики погіршуються.

Таблиця 8.10 - Показники якості циркуляційної русі електроходу з $k_{TR} = 0,25$
при різній початковій швидкості руху судна v_{str}

Показники циркуляції	$v_{str} = 0,05$			$v_{str} = 0,15$			$v_{str} = 0,4$			$v_{str} = 0,8$		
	Базов	Альтер	Відхил	Базов	Альтер	Відхил	Базов	Альтер	Відхил	Базов	Альтер	Відхил
T_C, c	735	813	0,106	812	882	0,086	837	932	0,135	534	603	0,129
X_1, m	54,7	63,5	0,162	278	300	0,079	690	739	0,071	875	942	0,075
Y_1, m	144	162	0,125	189	205	0,085	320	344	0,075	387	421	0,088
D_{CT}, m	267	312	0,168	398	413	0,038	932	994	0,066	1186	1295	0,092
D_C, m	285	306	0,074	332	358	0,078	878	922	0,050	1149	1245	0,083
v_C, rv	0,11	0,11	1,2	0,12	0,12	0,20	0,31	0,29	0,275	0,63	0,60	0,25
$\Delta v_s, rv$	0,09	0,09	0	0,11	0,11	0	0,32	0,30	0	0,8	0,8	0
Ω_Z, c^{-1}	0,236	0,232	0	0,178	0,185	0,039	0,234	0,244	0,04	0,399	0,420	0,05
ω_M, rv	0,056	0,056	0	0,163	0,162	0	0,422	0,422	0	0,812	0,813	0
I_G, rv	0,55	0,553	0	0,567	0,567	0	03574	0,574	0	0,929	0,939	0,011
T_{Th}, rv	0,255	0,250	0	0,249	0,249	0	0,232	0,234	0	0,206	0,209	0,015
M_{Th}, rv	0,118	0,118	0	0,115	0,115	0	0,110	0,110	0	0,098	0,098	0
P_D, rv	0,5	0,5	0	0,52	0,52	0	0,62	0,62	0	0,919	0,93	0,012

Проте, ступінь погіршення невелика. У електроходів з підрулюючими пристроями, відчутний вплив подовження корпусу судна на показники циркуляційного руху починає проявлятися при швидкостях руху менше $v_{str} < 0,4$ (менше 8 вузлів). Причому, ступінь відхилення показників циркуляційного руху, і показників роботи електроенергетичної установки несуттєво залежить від частки k_{TR} упору гвинтів ПП.

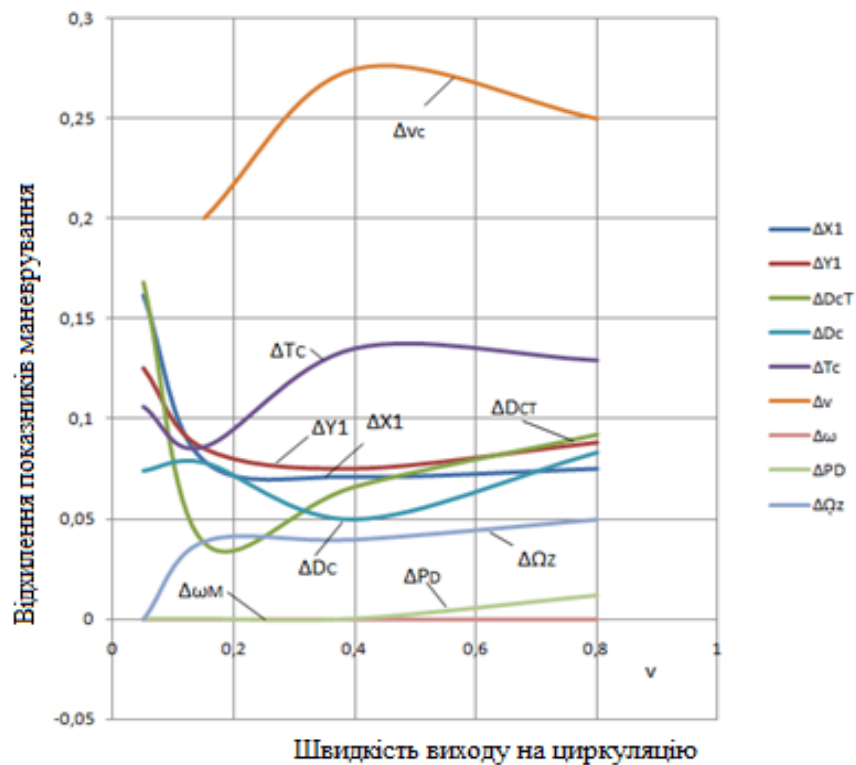


Рисунок 8.12 – Залежність відхилень показників якості альтернативного судна (при $k_{TR} = 0,25$) від швидкості виходу на циркуляцію v_{str}

При швидкостях руху менше $< 0,1$ (менше 2 вузлів) вплив довжини судна стає більш відчутним. Найбільше (до 15%) збільшується тактичний діаметр циркуляції D_{CT} та висування судна $X1$. У меншій мірі (до 10%) збільшуються пряме зміщення $Y1$ і діаметр усталеної циркуляції D_C .

Відхилення основних показників суттєво зменшується при швидкостях руху, близьких до $v = 0,15$. При цих швидкостях ПП слабо впливають на показники циркуляції. Причина в тому, що на малих швидкостях руху – від 3 до 5 вузлів, як

уже зазначалося вище, виявляється негативний вплив сили засмоктування. Тяга гвинтів ПП, при цьому, знаходиться на рівні 30 % – 40 %, а момент від цієї сили не перевищує 50 % щодо відповідних значень за відсутності ходу судна. Тому врахування сили засмоктування під час роботи ПП на малому ході (це небезпечна ситуація, оскільки саме за таких швидкостей і використовують підрулюючі пристрої) є обов’язковим.

На показники роботи суднової електроенергетичної установки подовження корпусу судна впливає незначно. Це є підтвердженням того, що з боку СЕЕУ немає аргументів проти запропонованої модернізації.

8.4.5 Вплив подовження судна на маневрені характеристики електроходів з РКК Azipod

Дослідження, результати яких наведені у Розділі 7, показали, що використання РКК Azipod дає можливість суттєво підвищити маневрені якості суден. Моделювання одного з характерних маневрів – циркуляції судна – показало, що на показники якості маневрування істотно впливають швидкість виходу судна на циркуляцію v_{str} , кут повороту Azipod ψ_{Az} й певні конструктивні параметри судна, які входять до узагальнених безрозмірних параметрів пропульсивного комплексу.

Але, дещо інакше сприймає на себе навантаження суднова електроенергетична установка. Той факт що гребні електродвигуни працюють у складі РКК Azipod, впливає на навантаження генераторних агрегатів.

При невеликій швидкості виходу судна на циркуляцію навантаження на силову частину гребної електроенергетичної установки та на генераторні агрегати слабо залежать від кута повороту Azipod. Але, зі збільшенням швидкості руху судна навантаження на електроенергетичну установку суттєво зростають, доходячи до максимально допустимих значень. У той же час, вплив величини кута повороту ψ_{Az} на показники роботи СЕЕУ невеликий, і це свідчить про те, що особливих обмежень на кут повороту накладати не варто. Разом з тим, слід розрізняти поведінку СЕЕУ в «динаміці» (початковий етап виходу на циркуляцію

– перехідний процес) і в «статичі» (на етапі усталеної циркуляції). Зі збільшенням кута повороту Azipod динамічні показники суттєво зростають і необхідно вживати заходи для недопущення перевантажень СЕЕУ.

Вплив довжини судна, обладнаного РКК Azipod, на показники якості маневрування перевіримо на прикладі того самого електрохода, прототипом якого є «LIRICA». Параметри судна та його альтернативного варіанту й відповідні узагальнені безрозмірні параметри наведено у табл. 8.1 та табл. 8.4.

Вимоги до Стандарту маневреності не розповсюджуються і на судна з РКК Azipod. Проте, так само як при аналізі суден з активними пристроями управління курсом, будемо оцінювати вплив подовження судна за тими самими показниками маневреності, як у суден з класичною гребною електроенергетичною установкою.

Ціль дослідження: вплив подовження судна на показники маневреності та показники якості роботи електроенергетичної установки.

Процедура дослідження:

- порівняльний аналіз поведінки електроходів проведено для двох значень швидкості виходу на циркуляцію – $v_{str} = 0,2$ та $v_{str} = 0,8$;
- маневр: судно розганяється до заданого значення швидкості v_{str} – та виходить на циркуляцію за рахунок повороту РКК Azipod на кут ψ_{Az} ;
- маневр моделювався для кожної швидкості при різних кутах повороту Azipod, відповідно на кут $\psi_{Az} = 25^\circ$, $\psi_{Az} = 30^\circ$, $\psi_{Az} = 35^\circ$, $\psi_{Az} = 40^\circ$, $\psi_{Az} = 60^\circ$ й $\psi_{Az} = 70^\circ$;
- за результатами моделювання розраховувалися численні значення показників циркуляційного руху та показників СЕЕУ для обох електроходів та оцінювалися ступені відхилення показників альтернативного судна по відношенню до показників базового.

Як приклад, на рис. 8.13 показано результати моделювання одного з маневрів – траєкторії виходу на циркуляцію обох суден. Параметри маневру: швидкість виходу на циркуляцію $v_{str} = 0,8$; кут повороту Azipod $\psi_{Az} = 45^\circ$.

Результати порівняльного аналізу – вплив подовження корпусу судна на зміни основних показників виконання маневрених операцій – показало таке.

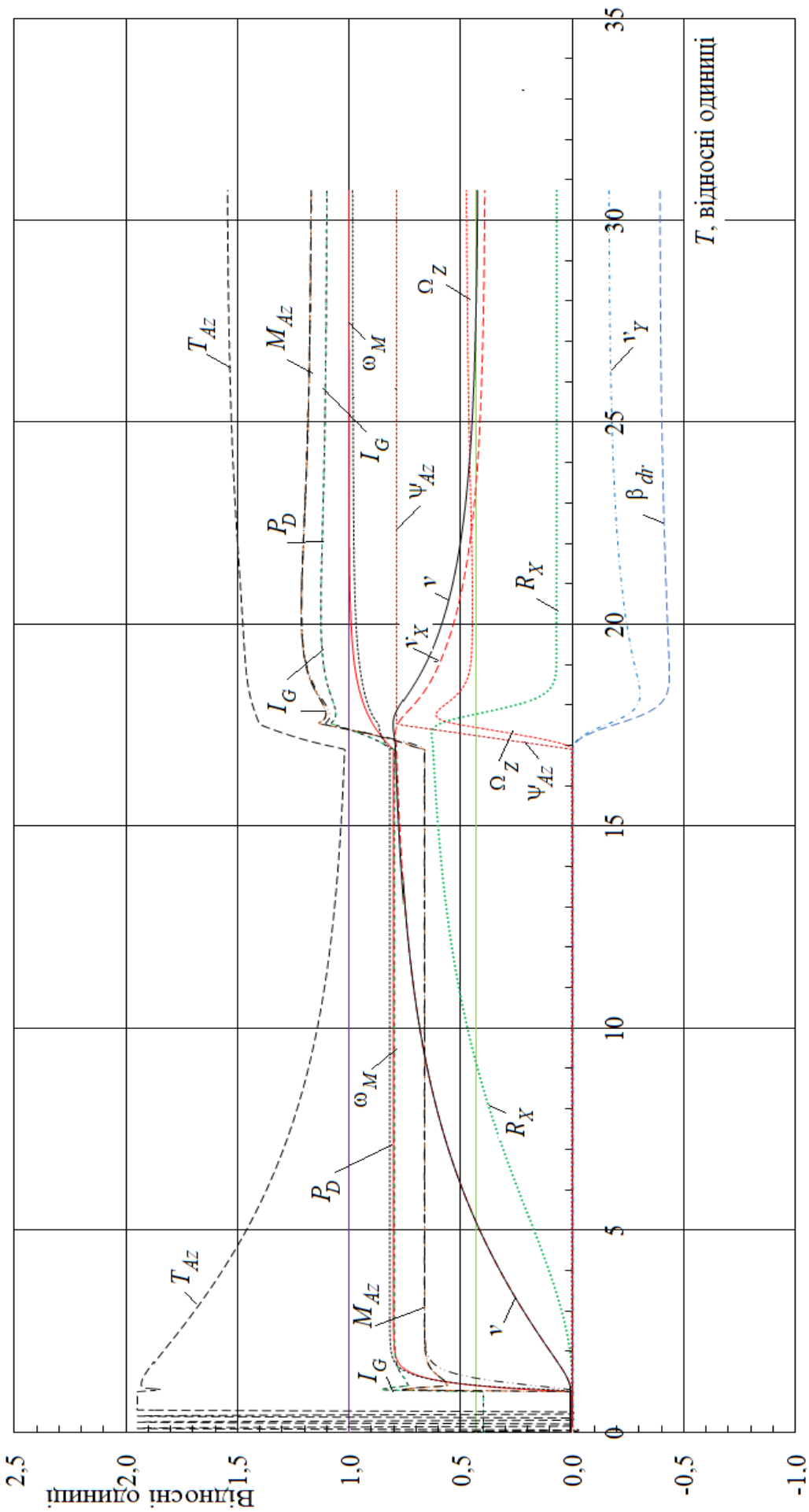


Рисунок 8.14 - Поточні значення режимних показників електроходу с подовженим корпусом при $v_{str} = 0,8$ и $\psi_{Az} = 45^\circ$.

Таблиця 8.11 -Показники якості циркуляційного руху електроходу з РКК Aziprod
при різних значеннях початкової швидкості руху v_{str} та кута повороту ψ_{Az}

Показники циркуляції	$v_{str} = 0,20$						$v_{str} = 0,80$					
	$\psi_{Az} = 35^\circ$			$\psi_{Az} = 70^\circ$			$\psi_{Az} = 35^\circ$			$\psi_{Az} = 70^\circ$		
	Базов	Альтер	Відхил	Базов	Альтер	Відхил	Базов	Альтер	Відхил	Базов	Альтер	Відхил
T_C , с	1688	1877	+0,112	786	810	0,030	454	505	0,112	222	229	0,032
X_1 , м	664	710	+0,069	351	372	0,060	732	782	0,068	455	478	0,051
Y_1 , м	314	335	+0,067	84,5	86	0,018	323	346	0,071	93,8	96,4	0,029
D_{CT} , м	914	964	+0,055	264	244	-0,034	934	987	0,057	299	279,5	-0,064
D_C , м	828	8946	+0,022	80,2	65	-0,190	930	848	0,022	82	66	-0,195
Δv_s , ν	0,26	0,31	0,230	0,79	0,79	0	0,33	0,39	0,182	0,81	0,835	0,031
Ω_{Zd} , c^{-1}	0,118	0,112	-0,012	0,22	0,23	0,045	0,453	0,47	0,038	0,76	0,80	0,053
Ω_{Zs} , c^{-1}	0,081	0,080	-0,012	0,238	0,26	0,09	0,30	0,30	0	0,88	0,963	0,094
T_{Azd} , ν	1,36	1,36	0	1,555	1,56	0	1,30	1,3	0,008	1,56	1,556	-0,003
T_{Azs} , ν	1,444	1,46	+0,011	1,78	1,787	0	1,444	1,46	0,011	1,78	1,791	0,006
M_{Md} , ν	0,068	0,069	+0,015	0,11	0,114	0,036	0,83	0,84	0,012	1,182	0,184	0,002
M_{Ms} , ν	0,055	0,054	0	0,052	0,059	0,135	0,76	0,753	-0,009	0,712	0,838	0,174
ω_{Md} , ν	–	–	–	–	–	–	0,8	0,8	0	0,76	0,76	0
ω_{Ms} , ν	–	–	–	–	–	–	0,805	0,805	0	0,81	0,80	-0,012
P_{Dd} , ν	–	–	–	–	–	–	0,90	0,901	0	1,1	1,11	0,009
P_{Ds} , ν	–	–	–	–	–	–	0,855	0,851	-0,005	0,83	0,903	0,09

Зі збільшенням швидкості виходу судна на циркуляцію та невеликих кутах повороту Azipod, відхилення показників маневреності залишаються практично тими самими. А ось зі зростанням кута повороту ψ_{Az} відхилення більшості показників починає знижуватися. Це означає те, що у подовженого судна робота Azipod сприяє збереженню (а за окремими показниками – за тактичним $D_{СТ}$ і усталеним D_C діаметром циркуляції – поліпшенню) основних показників маневреності. На збільшення швидкості судна та кута повороту Azipod починає реагувати суднова електроенергетична установка. Однак, відхилення показників СЕЕУ невеликі (найбільшою мірою реагують гребні електродвигуни) і не перевищують допустимих значень.

8.5 Висновки за розділом 8

1. Проведено експериментальну перевірку працездатності розроблених моделей та методів розмірної модернізації пасажирських суден, направлених на підвищення ефективності їх експлуатації. Перевірку проведено комп'ютерним моделюванням окремих етапів запропонованої методології.

2. Перевірка визначення довжини додаткової вставки підтверджує її обґрунтованість за економічними, експлуатаційними, екологічними показниками і параметрами безпеки судноплавства – вони не суперечать (що можна було би очікувати), а навпаки гармонічно доповнюють один одного. Результати показують доцільність подовження суден для підвищення ефективності експлуатації.

3. Чисельні експерименти підтвердили достовірність та працездатність розроблених математичних моделей та методів розрахунку перехідних режимів пропульсивних комплексів електроходів при виконанні маневрених операцій. Це підтверджує доцільність використання розроблених методів для оцінки основних показників якості маневрування, та для дослідження впливу умов виконання маневрів та параметрів пропульсивних комплексів на показники маневреності електроходів й на показники роботи судових електроенергетичних установок.

4. Порівняльний аналіз поведінки базового та подовженого електрохода на основних маневрах показав, що вплив подовження судна на основні показники маневреності суден та на показники електроенергетичної установки залежать від компоновки СЕЕУ. У суден з традиційною гребною установкою, зміна розмірів корпусу впливає і на інерційні характеристики, і на показники циркуляційної русі і на керованість. Зі збільшенням довжини судна, всі його характеристики змінюються у гірший бік. Зокрема, зі збільшенням довжини з 251,2 м до 276,2 м (що становить близько 10%), всі параметри погіршуються приблизно на таку ж величину. Але, якість керування судном практично не погіршується. Додаткові навантаження на електроенергетичну установку невеликі (4%...5%), й не перевищують меж, регламентованих Регістром. Таким чином, при оцінці доцільність подовження корпусу судна (у зазначених межах) слід керуватися саме економічними цілями модернізації.

5. У електроходів з підрулюючими пристроями, вплив довжини корпусу на показники циркуляційного руху залежить від швидкості судна. Відчутний вплив подовження починає проявлятися при швидкостях менше 8 вузлів ($v < 0,4$). При швидкостях менше 2 вузлів ($v < 0,1$) вплив довжини судна стає більш чутливим. Але при швидкостях руху, близьких до $v = 0,15$, відхилення основних показників суттєво зменшується. Причина в тому, при на цих швидкостях (від 3 до 5 вузлів) виявляється негативний вплив сили засмоктування й вплив роботи ПП на показники циркуляції зменшуються. Це важливий висновок – під час роботи ПП на малому ході судна, врахування сили засмоктування є обов'язковим. На показники роботи суднової електроенергетичної установки збільшення корпусу судна впливає обмежено. Це є підтвердженням того, що з боку СЕЕУ немає аргументів проти запропонованої модернізації.

6. У суден з рушійно-кермовими комплексами Azipod, зміни в показниках якості маневрування, при збільшенням довжини судна, залежать від швидкості руху судна та кута повороту Azipod.

При невеликій швидкості виходу на маневр, збільшення корпусу незначно впливає і на основні показники маневрування, і на показники роботи

електроенергетичної установки. Відчутно змінюються лише навантаження на самі гребні електродвигуни РКК Azipod – зі збільшенням кута повороту ψ_{Az} вони зростають. Але ці додаткові навантаження невеликі і не перевищують 14%.

Зі збільшенням швидкості руху й зростанні кута повороту РКК Azipod, різність у показниках якості базового й подовженого електрохода починає зменшуватися. Це означає те, що у подовженого електрохода робота РКК Azipod сприяє збереженню основних показників маневреності. Але, на збільшення швидкості та кута повороту починає реагувати суднова електроенергетична установка. Відхилення показників якості СЕЕУ починають збільшуватись, але вони не перевищують допустимих значень.

7. Порівняний аналіз підтверджує доцільність й обґрунтованість методології розмірної модернізації та показує можливість її реалізації. Це сприяє підвищенню ефективності експлуатації модернізованих пасажирських суден, з забезпеченням високих економічних й екологічних показників та безпеки експлуатації.

Результати даного розділу опубліковано у [275, 278, 280, 319, 320, 321].

ВИСНОВКИ

Результатом виконаного дослідження є розв'язання актуальної науково-прикладної проблеми, яка пов'язана з побудовою наукової методології модернізації, ремонту та експлуатації пасажирських суден, для забезпечення їх високоефективної експлуатації. Отримані результати – стратегія, моделі, методи – формують нову методологію розмірної модернізації, яка створює умови щодо подальшого високоефективного використання пасажирських суден протягом конкретних етапів їх життєвого циклу. Практичні результати досліджень впроваджені в діяльність науково-конструкторських установ, що підтверджує їх ефективність й корисність. Основні висновки за результатами досліджень.

1. З метою підвищення ефективності експлуатації пасажирських суден, в умовах зростання пасажиропотоку, висунуто гіпотезу щодо доцільності своєчасної, техніко-економічно обґрунтованої їх конструктивної модернізації за рахунок подовження корпусу. Єдиної теоретичної бази проведення розмірної модернізації суден не існує, окремі теоретичні положення відстають від запроваджених практичних розробок, що ускладнює безпечне їх використання.

Запропоновано структуру основних напрямків проведення модернізації пасажирських суден. Окреслено групи суден, для яких її проведення є найбільш доцільним.

2. Для обґрунтування доцільності модернізації сформовано систему факторів, які впливають на фактичний термін експлуатації суден та можливості його збільшення. Запропоновано інтегральну систему показників, які відображають результати технічної та комерційної експлуатації суден. Встановлено загальну динаміку даних показників протягом життєвого циклу судна. Дана система показників охоплює, у тому числі технічні та комерційні ризики, а також у відповідності до сучасних трендів, накопичену «шкоду» навколишньому середовищу в рамках застосування LCA (Life cycle assessment).

Запропоновано процедуру визначення часу започаткування і проведення модернізації у життєвому циклі судна. Запропоновано стратегію розмірної

модернізації, відповідно до якої, науково-обґрунтована розмірна модернізація дозволить забезпечити протягом конкретного періоду ефективну експлуатацію пасажирських суден.

3. На базі удосконаленого дерева якостей пасажирського судна сформовано узагальнену сукупність критеріїв, що повинні забезпечуватись при розмірній модернізації – розроблено древо її цілей. Інтегральним розглядом трьох його основних складових – економічної ефективності, функціональності та безпеки судна – побудовано ідеологічний базис методології з обґрунтуванням її економічної доцільності, визначенням часу початку, об'єму та постановкою завдань щодо оцінки змін у функціональності та безпеці експлуатації модернізованих суден.

4. Розроблено: модель економічної ефективності, яка за результатами розрахунку додаткового доходу, витрат і прибутків дозволяє оцінювати економічні результати модернізації; модель функціональності, яка базується на реалізації сукупності техніко-експлуатаційних й техніко-виробничих вимог, морехідних якостей; модель безпеки судна, яка ґрунтується на нормах, правилах, резолюціях Міжнародної морської організації (ІМО) і вимог класифікаційних товариств. Запропоновані моделі в сукупності утворюють інтегральну модель розмірної модернізації, яка описує закономірності впливу ступеню подовження на економічні та техніко-експлуатаційні показники модернізації.

5. Розроблено метод оптимізації величини додаткової вставки при розмірній модернізації. Відповідно до принципів концептуального моделювання: виокремлені найважливіші завдання, розставлено пріоритети між цілями; описані характеристики структурних одиниць зі зв'язками між ними; визначено та прописано причинно-наслідкові зв'язки для досягнення поставленої мети. Сформульована цільова функція, окреслена допустима область змін параметрів, зазначені обмеження. Метод відноситься до класу формально-евристичних методів оптимізації.

6. Розроблено метод оцінки впливу подовження корпусу на буксирувальний опір та пропульсивний коефіцієнт, які визначають основний експлуатаційний

показник морехідних якостей суден – ходовість. Знайдені закономірності впливу на ходовість судна ступеню подовження його корпусу. Запропоновано науково-обґрунтовані рекомендації щодо вибору варіанту модернізації – або визначення довжини вставки, відповідно до спроможності енергетичної установки забезпечити необхідну швидкість судна, або навпаки – за встановленою довжиною вставки визначення швидкість руху судна, виходячи з потужності енергетичної установки.

7. Запропоновано методи оцінки змінювання морехідних якостей судна при його подовженні, що дозволяє визначати допустиме збільшення довжини корпусу за критеріями, які відповідають цим якостям – ходовості, остійності маневреності, які регламентуються Міжнародною конвенцією SOLAS-74/78, Кодексом забезпечення остійності непошкоджених суден і Класифікаційними товариствами. Запропоновано методику визначення ступеню подовження модернізованих суден за критерієм енергоефективності *EEDI* з урахуванням перевірки їх енергоефективності протягом всього життєвого циклу.

8. Розроблено узагальнені математичні моделі та імітаційні методи дослідження перехідних режимів пропульсивних комплексів з класичною гребною електроенергетичною установкою, з підрулюючими пристроями, з РКК Azipod. Вони забезпечують можливість розрахунку поточних значень основних режимних параметрів всіх складових частин комплексу при виконанні судном маневрених операцій. Методи дозволяють проводити кількісну оцінку показників маневреності та показників навантажень на суднову електроенергетичну установку.

Адекватність подібних моделей й методів, підтверджено у попередніх дослідженнях шляхом порівняння результатів моделювання з оприлюдненими результатами натурних випробувань. На динамічних режимах максимальні розходження режимних показників СЕЕУ не перевищує 18%, а показників руху судна – 4,3%. Для динамічних режимів роботи суден такі відхилення прийнятні.

9. Виявлено критерії динамічної подібності та узагальнені безрозмірні параметри пропульсивних комплексів. Доведено, що використання обраних критеріїв та параметрів створює умови щодо узагальнення результатів досліджень,

та певного нівелювання, впливу неточностей у визначенні окремих параметрів та зовнішніх факторів, на результати прогнозування показників маневрування.

10. Розроблено методи оцінки впливу розмірної модернізації на основні показники маневреності, які (відповідно до «Стандарту маневреності судна» ІМО) охоплюють інерційні характеристики, характеристики маневреності та керованості суден з класичною компоновкою гребної електроенергетичної установки. Сформовано розширений (у порівнянні зі Стандартом) перелік показників якості маневрування. Запропонована сукупність показників, включаючи показники СЕЕУ, дозволяє оцінювати маневрені характеристики суден, навантаження на електроенергетичну установку та її можливість щодо забезпечення функціональності суден та безпеки експлуатації.

11. Розроблено методи оцінки впливу конструктивної модернізації на показники маневреності та на показники СЕЕУ суден з підрулюючими пристроями та РКК Azipod. Особливістю методів є те, що режимні показники ПП та РКК Azipod представлені з урахуванням гідродинамічних процесів взаємодії їх гвинтів з корпусом судна, в умовах зміни при маневруванні частоти обертання гвинтів, швидкості руху судна та кута повороту гондоли. Знайдено закономірності впливу основних параметрів підрулюючих пристроїв, рушійно-кермового комплексу Azipod, умов маневрування й параметрів управління на ефективність експлуатації суден.

12. Отримано наукові положення, які розширюють існуючі знання щодо експлуатації пасажирських суден та морської інженерії, сприяючи підвищенню ефективності, безпеки та економічності суден:

– при подовженні корпусу у 1,1...1,3 рази відносно початкової довжини (техніко-економічно обґрунтована величина) розрахункові згинальні моменти на тихій воді зростають у 1,3...2,1 рази, в умовах хвилювання (перегин/прогин корпусу) – в $(1,3...3,1)/(1,3...2,1)$ рази, а перерізуючі сили – у 1,25...1,51 рази у порівнянні з початковими значеннями. Відносні значення розрахункового хвильового тиску зростають у 1,1...1,3 рази;

– для суден з початковою довжиною до 200 м, при збільшенні довжини судна до 40 % зростає, в середньому до 9 %, хвильовий коефіцієнт. Для суден з довжиною понад 250 м зростання менше – до 4 %. Це слід враховувати при оцінці поздовжньої загальної міцності судну;

– при збільшенні довжини корпусу в 1,1, 1,2 та 1,3 рази буксирувальний опір зростає відповідно в 1,05...1,08, 1,10...1,15 та 1,16...1,21 рази. У той же час, пропульсивний коефіцієнт зменшується в середньому на 2%...4,0% та 5%...12% при його збільшенні в 1,1 та 1,2 рази;

– доведено, що при подовженні суден (на техніко-економічно обґрунтовану величину), деякі з основних показників маневреності судна погіршуються: інерційні (розгін/гальмування) – на 9,3%...10%; маневрені (циркуляція) – на 3,8%...12% (за показниками траєкторії) та 1,2%...13% (за показниками СЕЕУ); керованості («зигзаг») – на 1%...2% (незначно). Ступінь погіршення показників виявилась незначною, вона не перевищує прийняті границі, але разом з тим, її слід враховувати в процесі технічної експлуатації суден;

– відчутний вплив подовження корпусу у суден з ПП проявляється при русі судна на малих ходах (при $v_{str} < 0,4$, тобто в середньому менше 8 вузлів). При швидкостях, близьких до $v_{str} = 0,15$, виявляється негативний вплив сили засмоктування, що є дуже небезпечною ситуацією (погіршення показників маневреності складає 4%...16 %);

– у суден з РКК Azipod, ступінь впливу подовження на маневреність залежить від швидкості руху судна та кута повороту гондоли. При малих ходах (невеликі швидкості руху $v_{str} < 0,25$) й кутах повороту менш $\psi_{Az} = 35^\circ$, показники маневреності змінюються на 2...11 %. При збільшенні швидкості руху та кутах повороту гондоли більших за $\psi_{Az} = 40^\circ$, починають чутливо зростати (до 17,5 %) навантаження на гребні електродвигуни РКК Azipod, на що необхідно звертати увагу в процесі технічної експлуатації пасажирських суден;

– при збільшенні кута повороту гондоли РКК Azipod починають зростати відхилення режимних показників суднової електроенергетичної установки, але

вони залишаються в допустимих межах, причому ці залежності є практично лінійними;

- розроблено математичні моделі перехідних режимів пропульсивних комплексів, що побудовані на основі теорії динамічної подібності та узагальнених безрозмірних параметрів, дозволяють прогнозувати маневрені характеристики електроходів як з класичною компоновкою гребної установки, так і з РКК Azipod, незалежно від масштабів судна і конфігурації СЕЕУ;

- розроблені стратегії розмірної модернізації дозволяють знизити витрати палива на пасажиро/кілометр до 18 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. State of the Cruise Industry Report. Cruise Lines International Association (CLIA). (2015). Взято 03 березня 2024 з <https://www.f-cca.com/downloads/2015-Cruise-Industry-Overview-and-Statistics.pdf>
2. State of the Cruise Industry Report. Cruise Lines International Association (CLIA). (2016). Взято 03 березня 2024 з <https://cruising.org/-/media/research-updates/research/featured/2016-clia-state-of-the-industry.pdf>
3. State of the Cruise Industry Report. Cruise Lines International Association (CLIA). (2017). Взято 03 березня 2024 з <https://cruising.org/-/media/research-updates/research/featured/2017-clia-state-of-the-industry.pdf> Взято 03 березня 2024 з
4. State of the Cruise Industry Report. Cruise Lines International Association (CLIA). (2018). Взято 03 березня 2024 з <https://cruising.org/-/media/research-updates/research/featured/2018-clia-state-of-the-industry.pdf>
5. State of the Cruise Industry Report. Cruise Lines International Association (CLIA). (2019). Взято 03 березня 2024 з <https://cruising.org/news-and-research/-/media/CLIA/Research/CLIA-2019-State-of-the-Industry.pdf>
6. State of the Cruise Industry Report. Cruise Lines International Association (CLIA). (2020). Взято 03 березня 2024 з <https://cruising.org/en/news-and-research/research/2019/december/state-of-the-cruise-industry-outlook-2020>
7. State of the Cruise Industry Report. Cruise Lines International Association (CLIA). (2021). Взято 03 березня 2024 з https://cruising.org/-/media/research-updates/research/2021-state-of-the-cruise-industry_optimized.ashx

8. State of the Cruise Industry Report. Cruise Lines International Association (CLIA). (2022). Взято 03 березня 2024 з https://cruising.org/-/media/clia-media/research/2022/clia-state-of-the-cruise-industry-2022_updated.ashx
9. State of the Cruise Industry Report. Cruise Lines International Association (CLIA). (2023). Взято 03 березня 2024 з https://cruising.org/-/media/clia-media/research/2023/clia_state-of-the-cruise-industry-report-sept-2023-update-live.ashx
10. State of the Cruise Industry Report. Cruise Lines International Association (CLIA). (2024). Взято 03 березня 2024 з <https://cruising.org/en-gb/news-and-research/press-room/2024/april/state-of-the-cruise-industry-report>
11. Port Economics, Management and Policy (2024). Взято 03 березня 2024 з <https://porteconomicsmanagement.org/pemp/contents/part1/ports-and-cruise-shipping/global-cruise-passengers-carried-rates/>
12. Number of ocean cruise passengers worldwide from 2019 to 2023, by source regio. Взято 03 березня 2024 з <https://www.statista.com/statistics/287111/cruise-passengers-by-source-country/>
13. Cruise Market Watch (2022). Взято 03 березня 2024 з Електронний ресурс: <https://cruisemarketwatch.com/passenger-origins>
14. Cruise Lines International Association (CLIA) (2022). Взято 05 березня 2024 з Електронний ресурс. <https://www.cruising.org.au>
15. Det Norske Veritas Holding AS (“DNV Holding”) (2014). Електронний ресурс. Режим доступу: www.dnv.com. Alexandros Chiotopoulos, Gerd-Michael Wuersig, Atle Ellefsen. Retrofitting cruise ships to LNG by elongation. LNG AS SHIP FUEL THE FUTURE – TODAY № 01.
16. Шумило О.М. (2022). Визначення оптимальних розмірів подовження пасажирських суден у процесі їх модернізації. *Розвиток транспорту*, 1(12), 85-104. doi.org/10.33082/td.2022.1-12.08 .

17. Athanasios A. Pallis, Aimilia A. Papachristou. (2021). *Cruise Industry*. *International Encyclopedia of Transportation*. 593-599.
doi.org/10.1016/B978-0-08-102671-7.10489-0
18. Сьомин О.О. (2020). *Проектування та експлуатація пасажирських суден внутрішнього змішаного плавання за критерієм комфортності*. Ліра-К.
19. Економічний словник. Ukrainian. (2024). Взято 3 серпня 2024 з <https://ekonomichnij-slovnik.slovaronline.com/132-модернізація>.
20. Det Norske Veritas. Взято 12 березня 2024 з <https://www.dnv.com/>
21. Lloyd's Register. Взято 13 березня 2024 з <https://www.lr.org/en/>
22. Пізінцалі Л. В., Россомаха О.І., Шумило О.М., Александровська Н.І., Россомаха О.А., Рабоча Т.В, Малишкін О.В. (2023). Аналіз впливу альтернативних видів палива на вартість життєвого циклу судна. *Proceedings of the 8th International Scientific and Practical Conference «Science, Education, Innovation: Topical Issues and Modern Aspects»* (February 16-18, 2023). Tallinn, Estonia. *General Engineering and Mechanics* № 142. 457-460. <https://archive.interconf.center/index.php/conference-proceeding/issue/view/16-18.02.2023>
23. О.М. Шумило, О.М. Кононова, К.Ю. Бараболя Перспективи підвищення конкурентоспроможності пасажирських суден при їх модернізації (2022). Тези доповідей *Матеріали IV міжнародної науково-практичної морської кафедри «СЕМ і ТЕ» Одеського національного морського університету MPP&O-2022*. (с. 86-93). Одеса: ОНМУ. <https://2022.depas.od.ua/>
<https://docs.google.com/document/d/1ZrxE6KSyGMRtuNhGIOf7jnQlr3hw3-1b/edit>
24. Evans, J.J. (1989). *Replacement, Obsolescence and Modifications of Ships*. *Maritime Policy & Management*, 16, 223-231. doi.org/10.1080/030888389000000061
25. I. L. Buxton (2007). *Engineering, economics and ship design*. British Ship Research Association, 17 (3), 211-212. Nova Science Pub Inc; UK ed. edition (September 1, 2007).
26. Taggart, R.L., Ed., (1980). *Ship Design and Construction*, SNAME, Jersey City, NJ.

27. Transactions of The Society of Naval Architects and Marine Engineers. (1980). Volume 89. Published by Society of Naval Architects and Marine Engineers.
28. MSC Lirica, технічні характеристики. Взято 10 квітня 2024 з https://omni.wikiwand.com/en/articles/MSC_Lirica
29. MSC Opera, технічні характеристики. Взято 10 квітня 2024 з https://omni.wikiwand.com/en/articles/MSC_Opera
30. MSC Simfonia, технічні характеристики. Взято 10 квітня 2024 з https://omni.wikiwand.com/en/articles/MSC_Simfonia
31. MSC Armonia, технічні характеристики. Взято 10 квітня 2024 з https://omni.wikiwand.com/en/articles/MSC_Armonia
32. MSC Costa neoRomantica, технічні характеристики. Взято 10 квітня 2024 з https://omni.wikiwand.com/en/articles/Costa_neoRomantica
33. Суднобудівний завод “Океан”. Взято 10 квітня 2024 з <https://ocean-shipyard.com/ua/author/d-udovytskyi/>
34. Завод «Океан», подовження суховантажу Modulus 3. Взято 10 квітня 2024 з <https://ports.ua/zavod-okean-zavershaet-operacziyu-po-udlineniyu-suhogruza-modulus-3/>.
35. ПрАТ “Дунайсудноремонт” подовження суховантажа «St. Constantine». Взято 10 квітня 2024 з <https://idsr.com.ua/ru/pereoborudovanie-tx-st-constantine/>
36. Морське інженерне бюро створює проекти для збільшення вантажних суден. Взято 10 квітня 2024 з <https://sudohodstvo.org/morskoe-inzhenernoe-byuro-podvelo-itogi-v-2020-po-proektam-predpriyatiya-bylo-postroeno-i-modernizirovano-34-sudna>.
37. Єгоров О.Г. (2020). Вплив робіт з переобладнання круїзних пасажирських суден на формування приміщень для пасажирів та екіпажу. *Вісник Одеського національного морського університету*, 1 (61), 29-54.
38. Сьомин О.О. (2014). Експрес-оцінка ринкової вартості та ефективності утримання пасажирських суден внутрішнього та змішаного плавання. *Вісник Одеського національного морського університету*, (3), 83-90.

39. Duval Y and Pawlik T (2013). *Review of Maritime Transport UNCTAD/RMT/2013*. United Nations Publication, 35-50.

40. Шумило О.М. (2020). Модернізація пасажирських суден як інструмент підвищення конкурентоздатності судноплавних компаній. Тези доповідей Збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції «Дніпровські читання-2020» (с.169-171). Київ: Державний університет інфраструктури і технологій.

https://kivt.duit.edu.ua/wp-content/uploads/2022/04/zbirnyk_-dch-2020_duit.pdf

41. 53. ABS (2007), Activities – September 2007, *American Bureau of Shipping report*.

42. BRS (Barry Rogliano Salles) (2008), *Shipping and Shipbuilding Markets, annual report*.

43. Butler, D. (2000), Guide to shiprepair estimates, Butterworth-Heinemann Linacre House, Oxford, A division of Reed Educational and Professional Publishing Ltd.

44. Özgür Umut Senturk. (2011). The interaction between the ship repair, ship conversion 7 and shipbuilding industries. *OECD journal*, 2010/3, 7-37.

45. Melnyk O., Bychkovsky Y., Shumylo O., Onyshchenko S., Onishchenko O., Voloshyn A., Cheredarchuk N. (2022). Study of the risk assessment quality dependence on the ships accidents analysis. Scientific Bulletin" Mircea cel Batran" Naval Academy, 25(1), .136-146. DOI:10.21279/1454-864X-22-I1-015.

46. Шумило О. М. (2024). Динаміка техніко-експлуатаційних та кономічних показників протягом життєвого циклу суден. INTERNATIONAL CIENTIFIC-PRACTICAL CONFERENCE CURRENT ISSUES OF SCIENCE, EDUCATION AND TECHNOLOGY IN MODERN CONDITIONS. (69-72). Book of abstracts March 12, Aarhus, Denmark.

47. Melnyk O., Onyshchenko S., Onishchenko O., Shumylo O., Voloshyn A., Ocheretna V. & Fedorenko O. (2024). Implementation Research of Alternative Fuels and Technologies in Maritime Transport. Modern Technologies in Energy and Transport. Studies in Systems, Decision and Control. 2024. Vol. 510, 13-21. DOI: 10.100/978-3-031-44351-0_2.

48. Melnyk O., Onishchenko O., Onyshchenko S. (2023) Renewable Energy Concept Development and Application in Shipping Industry. Lex Portus, 2023. Vol. 9. 15-24. DOI:10.26886/2524-101X.9.6.2023.2.

49. Onishchenko O., Golikov V., Melnyk O., Onyshchenko S., Obertiur K. (2022). Technical and operational measures to reduce greenhouse gas emissions and improve the environmental and energy efficiency of ships. Scientific 343, Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. Vol. 116. 223-235. DOI: 10.20858/sjsutst.116.14.

50. Сагайдак О.І., Шумило О.М. Вдосконалення процедури прийняття рішень про перевірку судна контролем держави порту на основі оцінки ризиків за допомоги сучасних інформаційних технологій. // Матеріали III науково-практичної конференції 2023 Проектний та логістичний менеджмент: нові знання на базі двох методологій. Том 7 (с. 30-31). Одеса: КУПІРІЄНКО СВ.

51. Шумило О.М., О.І. Россомаха, А.В. Шахов. (2021). Удосконалення моделі визначення вартості життєвого циклу судна. *Розвиток транспорту*. 1(8), 113-124.

52. Brown Alan, Tikka Kirsi, Daidola John, Lützen Marie. (2000). Structural Design and Response in Collision and Grounding. SNAME Trans. 108 p.

53. Patwary Muhammed J. A., Rahman, Mohammad Osiur, Hossain, Mohammad. (2015). Uncertainty Handling in Ship Assessment: A Case Study of Bangladesh. 4. 152-161.

54. Ang J. H., Goh C., Choo C. T., Juveno, Lee Z. M., Jirafe V. P., Li Y.(2019). Evolutionary Computation Automated Design of Ship Hull Forms for the Industry 4.0 Era. In: 2019 IEEE Congress on Evolutionary Computation (CEC), Wellington, New Zealand, 10-13 Jun 2019, P. 2347-2354. ISBN 9781728121536.

55. Пізінцалі Л.В., Александровська Н.І. (2021). Оптимізація параметрів моделі вартості життєвого циклу судна програмним комплексом IOSO NM. Perspective trajectory of scientific researct in technical sciences: Kollektive monograph. Riga, Latvia, Baltija Publishing. 383 – 399.

56. Popa Catalin, Florin Nicolae, Haralambie Beizadea. Application of Life Cycle Assessment (LCA) in Shipping Industry. (2014). SGEM2014 Conference Proceedings. 2. DOI:10.5593/SGEM2014/B42/S19.038.

57. Thoben Klaus-Dieter, Homburg Nils. (2009). Maritime Life Cycle Management during ship operation. Conference: Product Lifecycle Management PLM'09 (PLM-SP5 – 2009 Proceedings). At: Bath, UK, Inderscience Publishers. P. 358 – 368.

58. Gratsos G., Psaraftis H., Zachariadis P. (2009). Life Cycle Cost of Maintaining the Effectiveness of a Ship's Structure And Environmental Impact Of Ship Design Parameters: An Update. 169-182 DOI: 10.3940/rina.bc.2009.11.

59. Koskina, Y., Onyshenko, S., Drozhzhyn, O., Melnyk, O. (2023). Efficiency of tramp fleet operating under the contracts of affreightment. Zeszyty Naukowe. Transport /Politechnika Śląska. 2023. (120). DOI: 10.20858/sjsutst.2023.120.9.

60. Onyshchenko S., Onyshchenko A. (2022). Dry bulk freight market research based on correlation and regression analysis. Розвиток методів управління та господарювання на транспорті. 2(79), С. 5-17 DOI: 10.31375/2226-1915-2022-2-5-17

61. Onyshchenko S. P. (2018). Ensuring the given level of the voyage efficiency considering the risks factors associated with the charter party terms. Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки. 37, 192-201 DOI: 10.31498/2225-6733.37.2018.160296

62. Vyshnevskyi D., Vyshnevskia O., Onyshchenko S. (2019). Modeling of the distribution of the vessels' time budget under long-term freight contracts within conditions of uncertainty. Розвиток методів управління та господарювання на транспорті. 2019. Vol. 69(4), 15–25 DOI: 10.31375/2226-1915-2019-4-15-25

63. ISO/IEC 15288:2008 Systems and software engineering – System life cycle processes. URL: <http://www.iso.org>.

64. Шумило О.М., Кононова О.М. (2024). Урахування аналізу ризиків при розробці моделі визначення вартості життєвого циклу судна. Матеріали 15-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування» (СЕУТТОО-2024) (с. 83-89). Херсонська державна морська академія.

65. Шахов А.В. (2005). *Проектування життєвого циклу ремонтпридатних технічних систем*. Одеса: Фенікс.
66. Шахов А.В., Пізінцали Л.В. (2014). Модель керування вартістю життєвого циклу судна. *Проблеми техніки*, 3. 9-16.
67. ISO/IEC 31010:2009. Risk-management. *Methods of risk assessment*. URL: <http://www.Iso.org>.
68. Committee to co-ordinate environmental and related programmes, (1985). *Risk Assessment and Risk Management of Toxic Substances*, US Department of Health and Human Services, Washington, DC.
69. Melnyk O., Onishchenko O., Onyshchenko S., Shumylo O., Volyanskyy S., Bondar A., Cheredarchuk N. (2023) Application of Fuzzy Controllers in Automatic Ship Motion Control Systems. *International Journal of Electrical and Computer Engineering*, Vol.13, No.4, 3948-3957. ISSN. DOI:<http://doi.org/10.11591/ijece.v13i4.pp3948-3957>
70. Melnyk O., Onyshchenko S., Onishchenko O., Shumylo O., Voloshyn A., Koskina Y., Volianska Y. (2022). Review of Ship Information Security Risks and Safety of Maritime Transportation Issues. *TransNav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*, Vol. 16(4), 717-722. doi:10.12716/1001.16.04.13
71. Шахов А.В., Пізінцали Л.В. (2014). Модель управління вартістю життєвого циклу судна. *Проблеми техніки*. 3, 9-16.
72. Florin SORESCU, Carmen Elena COCA, Romeo BOSNEAGU (2013). *The Life Cycle of a Maritime Ship between "Product" and "Service"*. AUDA, vol. 5, no. 1, pp. 79-97 <https://journals.univ-danubius.ro/index.php/administratio/article/view/1898>.
73. Stopford, M. (2009). *Maritime Economics* (3rd ed.). Routledge.
74. Сьомін О.О.(2020). *Проектування та експлуатація пасажирських суден внутрішнього та змішаного плавання за критерієм комфортабельності*. Ліра-К.
75. Сапіга В.В., Онищенко О.А., Шумило О.М. (2022). Розвиток сучасних військово-морських сил збройних сил України: модульні концепції. *Водний транспорт. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій*. 2(36).104-120. <https://vt.duit.in.ua/index.php/home/issue/view/10/11>

77. Golovan, A., Gritsuk, I., Rudenko, S., Saravas, V., Shakhov, A., & Shumylo, O. (2019). Aspects of Forming the Information V2I Model of the Transport Vessel. 2019 *IEEE International Conference on Modern Electrical and Energy Systems (MEES)*, (pp. 390-393). Kremenchuk, Ukraine, 2019. <https://doi.org/10.1109/MEES.2019.8896595>.
78. Misra S. C. (2016). *Design Principles of Ships and Marine Structures*. CRC Press, Taylor & Francis Group.
79. Lewis, E.V., Ed. (1989). *Principles of Naval Architecture*, Vol. 1, SNAME, Jersey City, NJ.
80. Lewis, E.V., Ed., *Principles of Naval Architecture*, Vol. 2, SNAME, Jersey City, NJ.
81. Lewis, E.V. Ed. (1989). *Principles of Naval Architecture*, Vol. 3, SNAME, Jersey City, NJ.
82. Гінзбург М. Д., Дунаєвський Л. М., Требульова І. О. (1999). Тлумачний російсько-українсько-англійський словник з інтелектуальної власності. Харків.
83. Mansoor, A., Liu, D. and Pauling, J.R. Ed. (2008), *Strength of Ships and Ocean Structures: The Principles of Naval Architecture Series*, SNAME, Jersey City, NJ.
84. Міжнародна Конвенція з охорони людського життя на морі 1974 (SOLAS-74). – URL : http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/MU74K04U.html .
85. ДСТУ 2860-94 Надійність техніки. (1994). Терміни та визначення. Київ.: Держстандарт України.
86. Щепотьєв О. І., Жильцов А. В., Васюк А. В. (2016). *Експлуатаційна надійність техніки*: монографія. ЦП «КОМПРИНТ».
87. Канарчук В. Є. Полянський С. К., Дмитрієв М. М. (2003). *Надійність машин*. Київ: Либідь.
88. Грозний І.С. (2017). Кваліметрична оцінка якості виробничих процесів. *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського*. Серія: Економіка і управління. 28 (67), 34-36.
89. Ginevicius, R., Trishch, H., Petraskevicius, V. (2015). Quantitative assessment of quality management systems' processes. *Economic Research-Ekonomiska Istraživanja*, 1(28), 1096-1110.

90. Blanchard B. S., Fabrycky Wolter J. (2006). *Systems engineering and analysis*. Prentice Hall.
92. Blanchard, Benjamin S. (1978). *Design and manage to life cycle cost*. Oregon, M.A Press.
93. Fabrycky, Wolter J., and Benjamin S. Blanchard. (1991). *Life-cycle cost and economic analysis*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall.
94. Thuesen, Gerald J. and Wolter J. Fabrycky. (2001). *Engineering economy*, 9th Ed. Prentice-Hall.
95. Бичківський Р. (2000). *Управління якістю*. Львів: Львівська політехніка.
96. Некрасов В.А., Нгуэн Гуй Хоанг.(2012). Определение оптимальных характеристик быстроходного пассажирского судна. *Вісник національного університету кораблебудування*. 2, 23-29.
97. Шумило О.М., Кононова О.М. (2021). Комплексна оцінка фізичного зношування морських суден // Тези доповідей *Матеріали III міжнародної науково-практичної морської кафедри «СЕУ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту Одеського національного морського університету*. (С. 44-48). Одеса: Одеський національний морський університет.
<http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/>
<https://drive.google.com/file/d/1LMdhwa4XFEY-96aLSlpraRg7Q6pcUM70/view>
98. Пізінцалі Л.В., Шумило О.М., Александровська Н.І., Россомаха О.І., Рабоча Т.В. Безпека судноплавства та утилізація суден. (2021). Тези доповідей International scientific conference «*Maritime security of the Baltic-Black sea region: challenges and threats*» Odessa December 23, (с. 411-414). Baltija Publishing.
<http://www.baltijapublishing.lv/omp/index.php/bp/catalog/view/184/5150/11574-1>
99. 152. Centre for Marine Technology and Ocean Engineering (2009). Електронний ресурс. Режим доступу: <http://www.mar.ist.utl.pt/mventura/Projecto-Navios-I/EN/SD-1.3.2-Cost%20Estimate.pdf>.
100. Шумило О. (2024). Інтегральна модель обґрунтування розмірної модернізації пасажирського судна. Тези доповідей I Міжнародної науково-

практичної конференції «Навігація та керування судном: нові підходи, навчання та моделювання» (N&SH-2024), (с.78-79), 23-24 вересня 2024 р.

<https://doi.org/10.47049/2226-nsh2024.2>

101. Rudenko S., Shumylo O., Kononova O., Baraboly K. (2021). Systematic Approaches to Combating Threats at Sea. Тези доповідей International scientific conference «*Maritime security of the Baltic-Black sea region: challenges and threats*» Odessa December 23, 2021. Vol. 1. (с. 69-72). Baltija Publishing.

102. Савков Б.П., Шумило О.М. (2019). Щодо деяких аспектів боротьби з загрозами на морі з використанням можливостей судна і його екіпажу. Матеріали 10 міжнародної науково-практичної конференції *Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування*. (с. 291-293). Херсонська державна морська академія. https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2021/02/seutto_2019_.pdf

103. Пізінцалі Л.В., Шумило О.М., Александровська Н.І., Россомаха О.І., Рабоча Т.В. Безпека судноплавства та утилізація суден. (2021). Тези доповідей International scientific conference «*Maritime security of the Baltic-Black sea region: challenges and threats*» Odesa December 23, (С. 411-414). Baltija Publishing.

104. Міжнародна Конвенція з охорони людського життя на морі 1974 (SOLAS-74). – URL : http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/MU74K04U.html

105. International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS), 1974. [https://www.imo.org/en/About/Conventions/Pages/International-Convention-for-the-Safety-of-Life-at-Sea-\(SOLAS\),-1974.aspx](https://www.imo.org/en/About/Conventions/Pages/International-Convention-for-the-Safety-of-Life-at-Sea-(SOLAS),-1974.aspx)

106. Міжнародна конвенція по попередженню забруднення з суден МАРПОЛ-73/78 (2017). Книга I і Книга II = MARPOL 73/ 78 Book I and Book II, рус.-англ. консолідовані тексти. ЦНПІМФ.

107. Міжнародна Конвенція по запобіганню забруднення з суден від 2 листопада 1973 року, м. Лондон (сист. номер 896_009): Ратифіковано Постановою Кабінету Міністрів України від 21 вересня 1993 року № 771. – К., 1993. – URL: <http://portal.rada.gov.ua/>.

108. Гаврилов О. В., Сагайдак О. І., Шумило О. М. (2021). Міжнародне регулювання запобігання забруднення морського середовища. Одеса: КУПІРІЄНКО СВ.
109. Резолюція комітету з морської безпеки MSC ІМО 216/82 [https://www.wcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.216\(82\).pdf](https://www.wcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.216(82).pdf).
110. Society of Mechanical Engineers (2011), 133, 101012–101022.
111. The Shipbuilders' Association of Japan (2013). Shipbuilding Statistics, The Shipbuilders' Association of Japan, March 2013.
112. Петров І.М. (2009). *Организационные аспекты повышения безопасности плавания проливом*. Зб. наук. праць ОНМА. 17. 112-118.
113. Ворохобин І.І. (2019). *Разработка теории и методов оценки повышения надежности судовождения*. Одеса: НУ «ОМА».
114. Бурмака І.А. (2019). *Теория и методы внешнего оптимального управления судов в ситуации опасного сближения*. Одеса: НУ «ОМА».
115. Tupper, E. C. (2013) *Introduction to Naval Architecture*, fifth edition. Elsevier Ltd.
116. INSA. (2021). International Naval Safety Association. <https://www.navalshipcode.org>, Accessed 9th September, 2021.
117. Шумило О.М. (2022). Оптимізація розмірної модернізації пасажирських суден з урахуванням енергоефективності. *Розвиток транспорту*, 4(15), 58-77. Retrieved із <https://journals.onmu.in.ua/index.php/journal/article/view/191>.
118. Dev, A.K.; Saha, M. (2024). Analysis of Drydock Use in Ship Repairing. Preprints, 2024011665. <https://doi.org/10.20944/preprints202401.1665.v1>.
119. Kumanoto, T., Kameda, H., Hoshiya, M., and Ishii, K. (1990). *Construction of difficult dry dock in Yokohama, Japan*. Journal of Construction Engineering and Management, 116, 2, 201-220.
120. Mazurkiewicz, B.K. (1980). *Design and construction of dry docks*. Trans Technology Publications Limited.

121. Salzer, J.R. (1986). Factors in the selection of drydocking systems for shipyards. *Journal of Ship Production*, 2 (2), 110-119.
122. Honcharuk, I., Golovan, A., Shumylo, O., & Shamov, O. (2023). Особливості управління безпекою маневрування при виконанні швартових операцій до борту судна. *Розвиток транспорту*, 1(16), 69-78. <https://doi.org/10.33082/td.2023.1-16.06>.
123. Петров И.М. (2018). Классификация ошибок судоводителя при выполнении маневра поворота судна. Тези доповідей VIII міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспортної логістики» Інтер-ТРАНСЛОГ'2018 16-27 лютого 2018 р. Одеса-Батумі-Самсун (с. 117-125). ОНМУ.
124. Ворохобин И.И., Северин. В.В. (2014). Процедура оценки вероятности безаварийного плавания судна в стесненных водах. *Проблеми техніки*, 4, 119-126.
125. Шумило О.М. (2019). Оптимізація розмірної модернізації пасажирських суден з урахуванням енергоефективності // Тези доповідей PROBLEMS AND PROSPECTS OF MODERN SCIENCE AND EDUCATION Proceedings of the X International Scientific and Practical Conference Stockholm, Sweden March 12 – 15, 2024 (p. 373-376) <https://dspace.uzhnu.edu.ua/jspui/bitstream/lib/59896/1/PROBLEMS-AND-PROSPECTS-OF-MODERN-SCIENCE-AND-EDUCATION.pdf>
126. Comstock, J.P., Ed., (1967). Principles of Naval Architecture, SNAME, Jersey City, NJ.
127. Сліжевський М.Б. Король Ю.М., Соколик М.Г., Тимошенко В.Ф. (2004). *Розрахунок ходовості надводних водотонажних суден*. Миколаїв, НУК.
128. Шостак В.П., Гершанік В.І., Кот В.П., Бондаренко М.С. (2003). *Проектування пропульсивної установки суден з прямою передачею потужності на гвинт*. Миколаїв: УМДТУ.
129. Міжнародна Конвенція про вантажну марку, 1966 г. (LL-66), змінена протоколом 1988 року до неї (КГМ-66/88). – URL: <http://docs.cntd.ru/document/901790528>
130. Lamb, T., Ed. (2003). Ship Design and Construction, Vol. 1, SNAME, Jersey City, NJ, 2003a.

131. Lamb, T., Ed. (2003) Ship Design and Construction, Vol. 2, SNAME, Jersey City, NJ, 2003b.
132. Sergey Rudenko, Anatoliy Shakhov, Inna Lapkina, Oleksandr Shumylo, Mykola Malaksiano, Ihor Horchynskyi. *Multicriteria Approach to Determining the Optimal Composition of Technical Means in the Design of Sea Grain Terminals*. <https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=57211999743>.
133. Шумило О.М. (2022). Визначення оптимальних розмірів подовження пасажирських суден у процесі їх модернізації. *Розвиток транспорту*, 1(12), 85-104. <https://doi.org/10.33082/td.2022.1-12.08>.
134. Шумило О.М., Кононова О.М. (2023). Математична модель оптимізації пасажирських суден при проведенні їх розмірної модернізації. Тези доповідей 14-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування»(СЕУТТОО-2023). (с.339-348). Херсон: ХДМА. <https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2023/05/%D0%9C%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D1%96%D0%B0%D0%BB%D0%B8-%D0%A1%D0%95%D0%A3%D0%A2%D0%A2%D0%9E%D0%9E-2023.pdf>
135. A. Kholodenko; O. Shumylo; O. Gonchar; Y. Navrozova; V. Pashchenko, O. Zabolotnyi (2023). Optimization Terms of Equipment Replacement Based on the Profit Intensity Criterion (Оптимізація термінів заміни обладнання за критерієм рентабельності). *IEEE 4th KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)* (с. 738-743). Харків. <https://ieeexplore.ieee.org/document/10312841> (індексація в SCOPUS)
136. *Правила класифікації та побудови морських суден*. Регістр судноплавства України (2020). Том 2. Київ.
137. Det Norske Veritas AS (DNV) (2023). *Rules for classification of ships*. Hull structural design - Ships with length 100 metres and above. Det Norske Veritas AS (DNV). Part 3 chapter 1. URL: <http://www.dnvgl.com> (дата звернення 01.12.2023)
138. Germanisher Lloyd (1993). *Classification and construction rules*. Marine engineering. Part 1. Sea vessels. Hull. Hamburg.

139. American Bureau of Shipping (2014). *Rules for building and classing*. Steel vessels. Part 3. Hull construction and equipment. Houston.
140. Italian Naval Register (RINA) (2019). *Rules for the Classification of Ships*. Part B. Hull and Stability. Genova .
141. Nippon Kaiji Kyokai (2023): *Rules For Survey and Construction Of Steel Ships*. Part C.
142. Korean Register (2022). *Rules for the Classification of Steel Ships*. Part 3. Hull Structures. BUSAN.
143. China classification society (2020). *Rules for the Classification of Ships*. Part 3.
144. Bureau veritas (2019). *Rules for the Classification of Steel Ships*. PART B – Hull and Stability.
145. Lloyd's Register (2020). *Rules and Regulations for the Classification of Ships*.
146. Шумило О. (2024). Оцінка розмірної модернізації пасажирських суден за критерієм міцності їх корпусів. *Розвиток транспорту*, 3(22), 87-105. doi.org/10.33082/td.2024.3-22.06.
147. Yasuhisa Okumoto, Yu Takeda, Masaki Mano, Tetsuo Okada. (2009). *Design of ship hull structures*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
148. Roberts, S.E.; Pettit, S.J.; Marlow, P.B. (2013). *Casualties and Loss of Life in Bulk Carriers from 1980 to 2010*. *Mar. Policy* 2013, 42, 223-235.
149. Tanaka, Y.; Ogawa, H.; Tatsumi, A.; Fujikubo, M. (2015). *Analysis Method of Ultimate Hull Girder Strength under Combined Loads*. *Ships Offshore Struct.* 10, 587-598.
150. Wu, Jiaxin, ZhiPeng Du, Ming Yan, and Xingwei Sun. (2023). *Assessment of Ship Hull Ultimate Strength under Fire Conditions: The Fire Smith Method Approach*. *Journal of Marine Science and Engineering*, № 11, 2055. <https://doi.org/10.3390/jmse111120>
151. IACS (2012). *Requirements Concerning Strength of Ships*.

152. Viner A.C. (1986). Development of ship strength formulations. In: Smith CS, Clarke JD (eds) *Proceedings of the International Conference on Advances in Marine Structures*. Elsevier, London, New York, 152–173.
153. Faulkner D, Sadden J.A. (1979). *Toward a unified approach to ship structural safety*. Trans RINA 121:1-28.
154. Dow R.S. (1991). Testing and analysis of a 1/3-scale welded steel frigate model. In: Smith CS, Dow RS (eds) *Proceedings of the International Conference on Advances in Marine Structures*. Elsevier, London, New York, 749-773.
155. Faltisensen J.J., Amdahl J., Caridis .PA. et al. (1994). Report of ISSC Committee III.1 on ductile collapse. In: *Proceedings of the International Ship and Offshore Structures Congress*, vol 1. St. John's, Canada, 12–16 Sep, 299-387.
156. Mansour A.E., Lin .YH., Paik J.K. (1995) Ultimate strength of ships under combined vertical and horizontal moments. In: *Proceedings of the International Symposium on Practical Design of Ships and Mobile Units (PRADS'95)*. Seoul, 17-22 Sep, 2.844–2.851.
157. 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>.
158. LSM (Lloyd`s Ship Manager) (2008), *The Magazine of the Lloyd`s Ship Manager*, April.
159. Lloyd`s Register-Fairplay (2007). *World Shipbuilding Statistics*, December.
160. The Shipbuilders` Association of Japan, (2013). *Shipbuilding Statistics*, The Shipbuilders` Association of Japan, March 2013.
161. Munro-Smith, R.(1960). *Merchant Ship Design*, Hutchinson, London.
162. Шумило А.Н., Кононова О.Н. (2009). Оценка циклической прочности деталей судовых машин по уравнениям подобия усталостного разрушения. *Проблеми техніки*, 2, 108-113.
163. Конопльов А.В., Шумило О.М., Галевський В.В., Рожко О.К., Кононова О.М., Чередарчук Н.І. (2021). Визначення систематичної похибки прискореного методу оцінки міцності втоми, заснованого на використанні коефіцієнта відносної

довговічності // Тези доповідей Матеріали III міжнародної науково-практичної морської кафедри «СЕМ і ТЕ» Навчально-наукового інституту морського флоту Одеського національного морського університету. (с. 185-189). Одеса: ОНМУ 2021 –<http://2021.depas.od.ua/ru/glavnaya/>

https://drive.google.com/file/d/1QUUwx2U1AqWVEaPIDNB_DVMI6MX2Awgv/view

164. Шумило О.М., Кононова О.М., Бараболя К.Ю. (2021). Застосування кривої втоми нової форми при оцінці міцності суднових конструкцій // Тези доповідей Матеріали 12 міжнародної науково-практичної конференції Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування. (С. 206-208.) Херсон: ХДМА. <https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2021/09/%D0%97%D0%B1%D1%96%D1%80%D0%BD%D0%B8%D0%BA-%D0%A1%D0%95%D0%A3%D0%A2%D0%A2%D0%9E%D0%9E-2021.pdf>

165. Конопльов А.В., Шумило О.М., Кононова О.М., Чередарчук Н.І., Галевський В.В., Рожко О.К., Арпентьева В.О. (2021). Зв'язок випадкової похибки з розсіюванням результатів випробувань на опір втоми та кількістю випробуваних об'єктів. Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції Сучасні тенденції в бізнесі та менеджменті: теорія і практика. (с.157-160). Одеса: ОНМУ. https://onmu.odessa.ua/images/university/news/conf_buss_art_aut_2021.pdf

166. Конопльов А.В., Шумило О.М., Кононова О.М., Галевський В.В., Рожко О.К., Чередарчук Н.І., Арпентьева В.О. (2021). Допустима наведена похибка методів прискорених випробувань на опір втоми. Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції Сучасні тенденції в бізнесі та менеджменті: теорія і практика. (с. 165-168). Одеса: ОНМУ.

https://onmu.odessa.ua/images/university/news/conf_buss_art_aut_2021.pdf

167. Конопльов А.В., Шумило О.М., Кононова О.М., Галевський В.В., Рожко О.К., Чередарчук Н.І. (2021). Оцінка точності методу прискореного визначення границі витривалості відновлених деталей суднових механізмів і машин. Тези доповідей International scientific conference «Maritime security of the Baltic-Black sea

region: challenges and threats» Odesa December 23, 2021. Vol. 2. (с. 404-406). Baltija Publishing .

<http://www.baltijapublishing.lv/omp/index.php/bp/catalog/view/184/5153/11575-1>

168. Шумило О.М., Кононова О.М. (2019). Впровадження аналітичних методів розрахунку суднових конструкцій та деталей за критерієм опору втомі // Тези доповідей *Матеріали міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої пам'яті професорів Фоміна Ю.Я. і Семенова В.С.* (с. 244-247) Одеський національний морський університет. [http://fs-2019.tilda.ws/ МАТЕРІАЛИ КОНФЕРЕНЦІЇ v14.04.19.pdf](http://fs-2019.tilda.ws/МАТЕРІАЛИ_КОНФЕРЕНЦІЇ_v14.04.19.pdf) - Google Диск

169. А.В. Конопльов, О.М. Шумило, О.М. Кононова, Н.І.Чередарчук, В.В. Галевський, О.К. Рожко. (2022). Застосування прискореного методу для порівняльної оцінки границі витривалості відновлених різними способами колінчастих валів. Тези доповідей *Матеріали IV міжнародної науково-практичної морської кафедри «СЕУ і ТЕ» Одеського національного морського університету MPP&O-2022.* (с. 114-117). Одеса: ОНМУ. <https://2022.depas.od.ua/> https://docs.google.com/document/d/13SzDH7jphAI5MPEH-92Mz6whi_Ob5Y8b/edit

170. Шумило О.М. (2009). Визначення оптимальних характеристик опору втомі деталей машин, що знаходяться під дією нерегулярних режимів навантажування. *Проблеми техніки*, 2, 15-26.

171. Шумило О.М. (2010). Експертна оцінка вихідних характеристик опору втомі деталей машин, що зруйнувалися при циклічному навантажуванні. *Проблеми техніки*, 1, 15-21.

172. Шумило О.М. (2011). Оцінка живучості деталей і елементів конструкцій при нерегулярному циклічному навантажуванні. *Проблеми техніки*, 1, 120-130.

173. Олійник М.В., Омельченко Ю.М., Немчук О.О. (1999). Конструкційна міцність деталей за результатами випробувань і розрахунків. Астропринт.

174. Шумило, О., Григор'єв, Ю., & Конопльов, А. (2024). Про підходи до перерахунку параметрів кривих втоми. *Вісник Одеського національного морського університету*, (74), 33-50. <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2024-3-33-50>.

175. Конопльов А.В. (2015). Аналіз деяких факторів, що впливають на продуктивність та точність методу прискореного визначення межі витривалості. *Вісник ОНМУ*, 2 (44), 77-85.
176. Шумило О.М. Кононова О.М., Витюк Л.С. (2018). Технічна експертиза зруйнування суднового гребного валу. *Вісник Одеського національного морського університету*, 57, 73-92. <http://visnyk.onmu.odessa.ua/index.php/1/issue/view/59/5>
177. Шумило О.М., Стариков М.А. (2009). Оцінка дійсних запасів втомної міцності валів і осей. *Проблеми техніки*, 1, 89-96.
178. Конопльов, А., Шумило, О., Кононова, О., Чередарчук, Н., Галевский, В., Рожко, О., & Арпентьева, В. (2021). Оцінка точності одного методу прискореного визначення границі витривалості. *Вісник Одеського національного морського університету*, (66), 22-30. <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2021-3-22-30>.
179. Shumylo O.M., Kononova O.M. (2016) Assessment of average resource of ship's shafting. *Вісник Одеського національного морського університету*, (48), 173-180. ISSN 2226-1893, <http://visnyk.onmu.org.ua/index.php/1/issue/view/50>.
180. Конопльов А.В. (2015). Анализ точности одного метода ускоренного определения предела выносливости. *Вісник ОНМУ*, № 3 (45), 86-89
181. Чичкарьов Є.А., Чорновіан Ю.О. (2020). *Підручник-довідник із системи комп'ютерної алгебри Махіта*. Розповсюджується згідно з умовами ліцензування GNU FDL.
182. Munro-Smith, R. (1988). *Ships and Naval Architecture*, Institute of Marine Engineers, London, U.K.
183. Compton, R.H. (1986) The resistance of a systematic series of semi-planing transom hulls. *Marine Technology*, 23(4), October.
184. Larsson, L., Raven, H.C. and Pauling, J.R., Ed. (2010). *Ship Resistance and Flows*, SNAME, Jersey City, NJ.
185. Holtrop, J. and Mennen, G.G.J. (1978). A statistical power prediction method', *International Shipbuilding Progress*, Vol. 25, October, 223-256.

186. Holtrop, J. (1977). A statistical analysis Of performance test result // *International Shipbuilding Progress*. Vol.24, No 3, 23-28.
187. Holtrop, J. and Mennen, G.G.J. (1979). An aproximate power prediction method// *International Shipbuilding Progress*. Vol. 29, No.335, 166-170.
188. Bernitsas M. M., Wageningen (1981). B-Series.
189. Harvald S., S. R. Turnock and D. A. Hudson. (1983). *Resistance and Propulsion of Ships*. John Wiley & Sons.
190. H. Schneekluth and V. Bertram.(1998) *Ship Design for Efficiency and Economy*. Butterworth-Heinemann.
191. Bertram (2012). *Practical Ship Hydrodynamics*. Butterworth-Heinemann.
192. Birk L. (2019). *Fundamentals of Ship Hydrodynamics*. John Wiley & Sons.
193. J. Marzi and R. Broglia (2019). *Hydrodynamic Tools in Ship Design*. In: A. Papanikolaou. *A Holistic Approach to Ship Design*. Springer, pp. 139-207.
194. L. Birk. (2019). “Hollenbach’s Method”. In: *Fundamentals of Ship Hydrodynamics*. John Wiley & Sons.
195. J. Holtrop and G. Mennen (1982). An approximate power prediction method. *International Shipbuilding Progress*, vol. 29, n. 335, pp. 166-170.
196. J. Holtrop (1984). A statistical reanalysis of resistance and propulsion data. *Intern* 285.
197. Valkhof, H.H., Hoekstra, M. and Andersen, J.E. (1998). Model tests and CFD in hull form optimisation. *Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers*, Vol. 106, 391-412.
198. Huan, J.C. and Huang, T.T. (2007). Surface ship total resistance prediction based on a nonlinear free surface potential flow solver and a Reynolds-averaged Navier-Stokes viscous correction. *Journal of Ship Research*, 51, 47–64.
199. Harvald, S.A. *Resistance and Propulsion of Ships* (1983). Wiley Interscience, New York.
200. Carlton, J.S. (2007). *Marine Propellers and Propulsion*. ButterworthHeinemann, Oxford, UK.
201. Bose, N. (2008). *Marine Powering Predictions and Propulsors*. The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York.

202. Шумило, О. (2023). Дослідження буксирувального опору круїзних суден при їх розмірній модернізації. *Розвиток транспорту*, 4(19), 140-162. <https://doi.org/10.33082/td.2023.4-19.11>
203. Миусов М.В. (1996). *Режимы работы и автоматизация пропульсивного комплекса теплохода с ветродвижителями*. Одеса: ОКФА.
204. Шумило, О. (2024). Комплексна оцінка впливу розмірної модернізації на ходовість і пропульсивні характеристики круїзних суден. *Розвиток транспорту*, 1(20), 73-90. DOI <https://doi.org/10.33082/td.2024.1-20.07>
205. The Merchant Shipping (Load Line) Regulations (1998). S.I. No. 2241.
206. The Merchant Shipping (Load Line) (Amendment) Regulations (2000). S.I. No. 1335)
206. Huan, J.C. and Huang, T.T. (2007). Surface ship total resistance prediction based on a nonlinear free surface potential flow solver and a Reynolds-averaged NavierStokes viscous correction. *Journal of Ship Research*, 51, 47–64.
207. Turnock, S.R., Phillips, A.B. and Furlong, M. (2008). URANS simulations of static drift and dynamic manoeuvres of the KVLCC2 tanker, Proceedings of the SIMMAN International Manoeuvring Workshop, Copenhagen, April.
208. Lewis, E.V. (ed.) Principles of Naval Architecture (1988). *The Society of Naval Architects and Marine Engineers*, New York.
209. Harvald, S.A. (1983). *Resistance and Propulsion of Ships*. Wiley Interscience, New York.
210. Breslin, J.P. and Andersen, P. (1996). *Hydrodynamics of Ship Propellers*. Cambridge Ocean Technology Series, Cambridge University Press, Cambridge, UK.
211. Carlton, J.S. (2007). *Marine Propellers and Propulsion*. 2nd Edition, Butterworth Heinemann, Oxford, UK.
212. Bose, N. (2008). *Marine Powering Predictions and Propulsors*. The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York.
213. Faltinsen, O.M. (2005). *Hydrodynamics of High-Speed Marine Vehicles*. Cambridge University Press, Cambridge, UK.

214. Bertram, V. (2000) *Practical Ship Hydrodynamics*. Butterworth-Heinemann, Oxford, UK.
215. Kerwin, J.E. and Hadler, J.B. (2010). *Principles of Naval Architecture: Propulsion*. The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York.
216. Larsson, L. and Raven, H.C. (2010). *Principles of Naval Architecture: Ship Resistance and Flow*. The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York.
217. Tagano Hiroshi (1974). *Prediction of the Wave Resistance of Ships by Statistical Analysis*. Mitsubishi technical bulletin.
218. Theotokatos G., Tzelepis V. (2013). A computational study on the performance and emission parameters mapping of a ship propulsion system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part M Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 229(1), 58-76. DOI: [10.1177/1475090213498715](https://doi.org/10.1177/1475090213498715).
219. J. Kayano & H. Yabuki (2013). A Study on the Propulsion Performance in the Actual Sea by means of Full-scale Experiments. *The International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*, 7 (4), 521-526.
220. 329. Hsin CY, Lin CT, Lee CP, Lin CC and Chen JH (2016). Study of the wave effects on propeller performance by computations J. Taiwan Soc. Nav. Archit. and Mar. Eng. 35 185–197.
221. Yokoi, T. et al. (2010). A mechanism on parallel processing to numerical weather prediction for weather routing – Accuracy evaluation and performance benchmark of the sea surface wind prediction-, *Proceeding of Asia Navigation Conference 2010*; 33-40.
222. Tsujimoto, M. et al. (2000). Evaluation of ship propulsive performance by analyzing full-scale data and time history of ship motion on actual seas, *Proceeding of 4th Osaka Colloquium on Seakeeping Performance of Ship 2000; 1-9 SEC ship performance monitor*. Shoyo Rngineering Co.,Ltd. HP, <http://www.shoyo-e.co.jp/english/product a 01>
223. Sasaki, N. et al. (2010). Development of basic design tools for high performance ships, *Report of National Maritime Research Institute*, Vol. 10 № 3; 1-21.

224. J. S. Go, H. S. Yoon, and J. H. Jung, (2017). Effects of aduct before a propeller on propulsion performance, *Ocean Engineering*, 136, 54–66.
225. F. Mewis and H. Peters, (1986). Power savings through a –novel fin system, in *SMSSH Conference*, 9.
226. F. Mewis, (2008). Development of a novel powersaving device for full-form vessels/ *HANSA International Maritime Journal*, Vol. 11, 145.
227. F. Mewis, (2009). A novel power-saving device for full-form vessels,” in *First International Symposium on Marine Propulsors*.
228. J. Dang, H. Chen, G. Dong, A. Ploeg, R. Hallmann, and F. Mauro, (2012). An exploratory study on the working principles of energy saving devices (ESDs) – PIV, CFD investigations and ESD design guidelines, in *31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering OMAE 2012*.
229. J. Dang, H. Chen, D. Guoxiang, A. Van Der Ploeg, R. Hallmann, and F. Mauro. (2011). An exploratory study on the working principles of energy saving devices (ESDs), *Symposium on Green Ship Technology (Greenship'2011)*, October, 2011.
230. Robert D Moody (1996). *Preliminary power prediction during early design stages of a ship*. Cape Town, South Africa.
231. Oosterveld, M W.C. & van Oosasanen, P. (1975). Further Computer-Analyzed Data of the Wageningen B-Screw Series. *International Shipbuilding Progress*, 22 (251), 251-262.
232. van Manen, ID. & van Oossanen, P. (1988). *Resistance. Principles of Naval Architecture*. Volume IT Chapter V. 3rd Edition. New York. The Society of Naval Architects and Marine Engineers.
233. О.М. Шумило, О.М. Кононова. (2024). Оцінка ходовості круїзних суден при проведенні їх розмірної модернізації. Тези доповідей *Матеріали V міжнародної науково-практичної морської кафедри «СЕУ і ТЕ» Одеського національного морського університету MPP&O-2024*. (с. 105-117) Одеса: ОНМУ.
https://drive.google.com/file/d/1fDVh8TzZYy_HzoF51Dfoj5HQRQPluLR/view
<https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15083.96806>

234. Пипченко А. Д., С. В. Копанский, Шевченко В. А. (2017). Уточнение математической модели ходкости контейнеровоза класса ULCS по результатам испытаний. Судноводіння: зб. наук. праць, 27, 169-176.

235. Бодашко В.В. (2007). Оцінка ефективності передачі потужності в суднових дизель електричних комплексах. Судові енергетичні установки, Одеса: ОНМА, 18. 21-24.

236. Сагин С. В., Аблаев А. А., Гребенюк М. Н.. (2013). Снижение энергетических затрат при механической обработке деталей движения двигателей внутреннего сгорания. *Проблеми техніки*, Одеса: ОНМУ. 4. 75-87.

237. IMO. Code on Intact Stability (2008), 2020th ed.; IMO: London, UK, 2020. [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.267\(85\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.267(85).pdf).

238. Terada, D.; Tamashima, M.; Nakao, I.; Matsuda, A. (2019). *Estimation of metacentric height using onboard monitoring roll data based on time series analysis*. J. Mar. Sci. Technol. 24, 285–296.

239. Brown, D.; Witz, J. (1996). *Estimation of vessel stability at sea using roll motion records*. Trans. RINA, 130–146.

240. Chung, J.; Shin, D.M.; Kim, W.-D.; Moon, B.Y. *Current Status of the 2nd Generation of Intact Stability: Investigation of the Pure Loss of Stability and Parametric Roll Mode*. J. Ocean Eng. Technol. 2020, 34, 55–65.

241. Hasanudin; Chen, J.-H. (2015). *Modification of the Intact Stability Criteria to Assess the Ship Survivability from Capsizing*. Procedia Earth Planet. Sci. 14, 64–75.

242. Bulian, G.; Francescutto, A. (2011). Considerations on Parametric Roll and Dead Ship Conditions for the Development of Second Generation Intact Stability Criteria. In *Proceedings of the 12th International Ship Stability Workshop (ISSW2011)*, Washington, DC, USA, 12–15.

243. Chen, C.; Ruiz, M.T.; Lataire, E.; Delefortrie, G.; Mansuy, M.; Mei, T.; Vantorre, M. (2019). Ship manoeuvring model parameter identification using intelligent machine learning method and the beetle antennae search algorithm. In *Proceedings of the*

International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering—OMAE, Glasgow, UK, 9–14.

244. Ministry of Oceans and Fisheries. (2016). *Criteria of the Ship Stability*; Ministry of Oceans and Fisheries: Sejong City, Korea.

245. Шумило О. (2024). Аналіз безпечної експлуатації пасажирського судна з розмірною модернізацією корпусу за критерієм забезпечення остійності. *Вісник Одеського національного морського університету*, 2(73), 87-101.

246. IMO. Code on Intact Stability (2008), 2020th ed.; IMO: London, UK, 2020. [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.267\(85\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.267(85).pdf).

247. Шевченко В. А. (2015). Проблема автоматизации оптимального маневрирования судна и пути ее решения. *Проблеми техніки*, 1, 120-127.

248. Melnyk, O., Sagaydak, O., Shumylo, O., Lohinov, O. (2023). *Modern Aspects of Ship Ballast Water Management and Measures to Enhance the Ecological Safety of Shipping. Studies in Systems, Decision and Control*, vol 481, 681-694. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-35088-7_39.

249. Melnyk, O., Shumylo, M., Kolegaiev, M., Maslii, O., Onishchenko, O., Bulgakov, M. (2023). Magnetic hydrocyclones efficiency survey for application in marine engine oil and hydrophobic substances purification technology. *Journal of Chemistry and Technologies*, 31 (4), 775-785. <https://doi.org/10.15421/jchemtech.v31i4.289124>.

250. Minchev D., Gogorenko O., Varbanets R., Moshentsev Y., Pi's'te'k V., Kuc'era P., **Shumylo O.** and Kyrnats V. (2022). Prediction of centrifugal compressor instabilities for internal combustion engines operating cycle simulation. *Journal of Automobile Engineering* Vol. 237, 1-13. <https://doi.org/10.1177/09544070221075419>

251. Concept of vibroacoustic diagnostics of the fuel injection and electronic cylinder lubrication systems of marine diesel engines. Roman Varbanets¹, Oleksandr Shumylo, Marchenko Andrey Petrovich, Dmytro Minchev, Vladyslav Kyrnats, Vitalii Zalozh, Nadiia Aleksandrovska, Roman Olehovych Brusnyk¹ Kateryna Volovyk.

POLISH MARITIME RESEARCH, 4 (116) 2022 Vol. 29; 88-96. DOI: <https://doi.org/10.2478/pomr-2022-0046>

252. Global Forum on Transport and Environment in a Globalising World 10-12 November 2008, Guadalajara, Mexico The Environmental Impacts of Increased International Maritime Shipping. Oyvind Endresen and Magnus Eide, Det Norske Veritas, Høvik, Stig Dalsøren and Ivar S. Isaksen, University of Oslo and Eirik Sorgård, Pronord AS, Bodo, Norway. Електронний ресурс. Режим доступу:

<https://www.oecd.org/greengrowth/greening-transport/41373767.pdf>

253. Резолюція комітету з захисту морського середовища Міжнародної морської організації 231(65). 2013 Guidelines for calculation of reference lines for use with the energy efficiency design index (EEDI) (. Електронний ресурс. Режим доступу:

<https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/>

IndexofIMOResolutions/MEPCDocuments/MEPC.231(65).pdf

254. Implementing Energy Efficiency Design Index (EEDI)

<https://www.irclass.org/media/1393/energy-efficiency-design-index.pdf>

255. IMO (2010) “Module 2 - Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines”, IMO Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation.

256. IMO (2014) “2014 Guidelines on the method of calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships”, MEPC 66/21/Add.1 p: 1.

257. IMO (2010) “Preventions of Air Pollution from Ships”, Marine Environment Protection Committee, 59th Session, Agenda item 4.

258. FaiC (2011) *IMO Technical Measures in Reducing Greenhouse Gas Emissions from ships: A Lloyd’s Register Perspective*. Lloyd’s Register Approach to IMO Technical Measures in Reducing Greenhouse Gas Emissions from Ships.

259. Energy Efficiency Design Index (EEDI)

<https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Technical-and-Operational-Measures.aspx>

260. MARPOL Annex VI, MEPC.1 / Circ.684. *Guidelines for voluntary use of the ship energy efficiency operational indicator (EEOI)*, 17 August 2009.

261. MEPC.1/Circ.815: 2013. *Guidance on treatment of innovative energy efficiency technologies for calculation and verification of the attained EEDI for ships in adverse conditions.*

262. Tokuslu, A. (2020). Analyzing the Energy Efficiency Design Index (EEDI) Performance of a Container Ship. *International Journal of Environment and Geoinformatics (IJEgeo)*, 7(2): 114-119. <https://doi.org/10.30897/ijegeo.703255>

263. Ančić, Ivica & Sestan, Ante & Vladimir, Nikola. (2015). *Modification of the EEDI for Ro-ro Passenger Ships.* <https://doi.org/10.5957/WMTC-2015-053>

264. ICCT (2011). *The Energy Efficiency Design Index (EEDI) for New Ships*, Policy Update 15, October 3-2011.

265. Tran, Tien Anh. (2016). *Calculation and Assessing the EEDI Index in the Field of Ship Energy Efficiency for M/V Jules Garnier.* *Journal of Marine Science: Research & Development*. 06. <https://doi.org/10.4172/2155-9910.1000212> .

266. Psaraftis, Harilaos & Kontovas, Christos. (2014). Ship speed optimization: Concepts, models and combined speed-routing scenarios. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*. 44. 52–69. <https://doi.org/10.1016/j.trc.2014.03.001> .

267. Haakont (2011) “Development of small versus large hydropower in Norway-comparison of environmental impacts”, *Energy Procedia* 20: 185-199.

268. Tu, H.; Yang, Y.; Zhang, L.; Xie, D.; Lyu, X.; Song, L.; Guan, Y.; Sun, J. A modified admiralty coefficient for estimating power curves in EEDI calculations. *Ocean Eng.* 2018, 150, 309–317

269. Ren H, Ding Y, Sui C. Influence of EEDI (Energy Efficiency Design Index) on Ship–Engine–Propeller Matching. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2019; 7(12):425. <https://doi.org/10.3390/jmse7120425>

270. Yuan Y., Z. Li, R. Malekian, X. Yan (2017) Analysis of the operational ship energy efficiency considering navigation environmental impacts. *Journal of Marine Engineering & Technology* 16(3): 150-159.

<https://doi.org/10.1080/20464177.2017.1307716>.

271. Onishchenko, O., Golikov, V., Melnyk, O., Onyshchenko, S., Obertiur, K. (2022), Technical and operational measures to reduce greenhouse gas emissions and

improve the environmental and energy efficiency of ships. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 116, 223-235.

<https://doi.org/10.20858/sjsutst.2022.116.14>.

272. Melnyk, O., Onyshchenko, S., Koryakin, K. (2021) Nature and origin of major security concerns and potential threats to the shipping industry. *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*, 113, 145–153
<https://doi.org/10.20858/sjsutst.2021.113.11>

273. Kalinichenko, Y., Shumylo, O., & Kourov, M. (2021). Development of a model for energy efficiency management of a ship at different stages of its lifecycle. *Technology Transfer: Fundamental Principles and Innovative Technical Solutions*, 17-20. <https://doi.org/10.21303/2585-6847.2021.002176>

274. International Maritime Organization. Maritime Safety Committee (1994). Simplified tonnage calculation for existing ships. 64 session, agenda, item
<http://journal.eu-jr.eu/ttfpits/article/view/2176>

275. Голиков В.А., Обертюр К.Л., Кирис В.А. (2012). Модель расчета конструктивной энергоэффективности морского судна на примере контейнеровоза. *Судові енергетичні установки*, 29, 23-34

276. Горб С.И. (1993). *Моделирование судовых дизельных установок и систем управления*. Транспорт.

277. McGeorge, D. (1998). *Marine Electrical Equipment and Practice* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann.

278. Shumylo, O., Yarovenko, V., & Zaritska, O. (2023). Dynamic similarity of electric ships' propulsive complexes. *Transport Development*, (4(15), 43-57. Retrieved from <https://journals.onmu.in.ua/index.php/journal/article/view/189>

279. Яровенко В.О. (1999). Розрахунок та оптимізація перехідних режимів пропульсивних комплексів електроходів. *Маяк*.

280. Yarovenko V.O., Chernicov H.S., Shumylo J.M., Zarinska O.I. (2022) Mathematical model of transient modes of electric ships' propulsion complexes with thrusters. *Transport Development*, 3(14), 110-129. doi.org/10.33082/td.2022.3-14.09

281. Doerry N.H. (2020). Integrated Electric Propulsion. The Society of Naval Architects and Marine Engineers.

282. IMarEST. (2019). Design of Propulsion and Electric Power Generation Systems, Revised. Witherby Seamanship International.

283. Yarovenko V.A., Fan In-hai. (1991). Investigation of transient conditions of electric ship propulsive complex. Proceeding International Marine Electrotechnology Conf. Shanghai (China), 202-208.

284. Яровенко В.А, П. С. Черников. (2017). Метод расчета переходных режимов гребных электроэнергетических установок электроходов. *Електротехніка і електромеханіка*, 6, 32-41. doi: 10.20998/2074-272X.2017.6.05

285. Oleksandr Shumylo, Volodymyr Yarovenko, Mykola Malaksianj, Oleksiy Melnyk (2003). Comprehensive Assessment of Hull Geometry Influence of a Modernized Ship on Maneuvering Performance and Propulsion System Parameters. *Scientific Journal of Maritime Research (Pomorstvo)*, Vol. 37, 314-325. включено до наукометричної бази Scopus. https://www.pfri.uniri.hr/web/en/dokumenti/pomorstvo/2023/12/13_768-Shumylo.et.al.pdf

286. Черніков П.С. (2019). Оптимальне управління гребними електроенергетичними установками електроходів на маневрах [Дис. канд. техн. наук, Одеський національний морський університет]. Бібліотека Одеського національного морського університету.

https://onmu.org.ua/spec_rada/Chernikov/Chernikov_diss_1.pdf

287. Вагущенко Л.Л., Цимбал Н.Н. (2007). *Системы автоматического управления движением судна*. Одесса: ОГМА.

288. de Vos, P. (2015). Design of a New Ship Propulsion System Fundamentals course. In A. Papanikolaou, H.Yamato, & A. et (Eds.), Proceedings 12th International Marine Design Conference (IMDC) 2015 281-293. JSNAOE.

289. Yarovenko, V. A., Chernikov, P. S., Zaritskaya, E. I., & Schumylo, A. N. (2020). Control of electric ships' propulsion motors when moving on curvilinear trajectory. *Electrical Engineering & Electromechanics*, (5), 58–65.

<https://doi.org/10.20998/2074-272X.2020.5.09>. включено до наукометричної бази Web of Science.

290. Pyrhonen J., Hrabovcova V., Semken R. (2016). *Electrical Machine Drives Control: An Introduction*. Willey.

291. Klein Woud, J. and Stapersma, D. (2003). “Design of Propulsion and Electric Power Generation Systems”, IMarEST, London,

292. Blanke, M., Christensen, A., Fossen, T. I., Harvald, S. A., & Sørensen, A. J. (2000). *Ship Control Systems: Design, Modeling and Evaluation*. Marine Cybernetics

293. Sørensen, A. J. (2011). *Marine Control Systems: Propulsion and Motion Control of Ships and Ocean Structures*. Marine Cybernetics

294. Fossen, T. I. (2002). *Marine Control Systems: Guidance, Navigation and Control of Ships, Rigs and Underwater Vehicles*. Marine Cybernetics

295. Фань ИНЬХАЙ. (1991). Оптимізація параметрів та визначення раціональних режимів експлуатації енергетичних установок електроходів допоміжного флоту [Дис. канд. техн. наук, Одеський інститут інженерів морського флоту]. Бібліотека Одеського національного морського університету.

296. Pawling, D. (2017). *Ship Design: Problems and Solutions*. RINA

297. RESOLUTION Maritime Safety Committee MSC.137(76) (adopted on 4 December 2002) STANDARDS FOR SHIP MANOEUVRABILITY. [https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.137\(76\).pdf](https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/MSCResolutions/MSC.137(76).pdf)

298. Шумило О.М. (2024). Вплив геометричних параметрів корпусу електрохода на інерційні характеристики. *Вісник Одеського національного морського університету*, 4(71), 36-48.

299. Шумило О.М. (2023). Оцінка впливу геометричних параметрів корпусу електрохода на його інерційні характеристики. Тези доповідей XI Міжнародна науково-технічна конференція(присвячується пам'яті професора Горбова Віктора Михайловича) «Суднова енергетика: стан та проблеми» (с.78-79), НУК, 7-8 листопада 2023 року.

300. Яровенко В.А. (1999). Влияние параметров пропульсивных комплексов на показатели качества работы силовых установок электроходов на маневрах. *Зб. наук. пр. УДМТУ*, 3 (363), 79-87.

301. Яровенко В.О., Черников П.С., Шумило О.М., Зарицька О.І. (2022). Моделювання перехідних режимів гребних електродвигунів на маневрах. Тези доповідей «Матеріали IV міжнародної науково-практичної морської кафедри «СЕУ і ТЕ» Одеського національного морського університету MPP&O-2022. (с. 62-70). Одеса: ОНМУ. <https://2022.depas.od.ua/>

<https://docs.google.com/document/d/1jt2oIdY0MMs5OeGMHtSCCgek0HLgt0wX/edit>

302. McGeorge, D. (1998). *Marine Electrical Equipment and Practice* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann

303. Шумило, О., Яровенко, В., Зарицька, О., & Криворучко, Д. (2023). Вплив конструктивних параметрів електроходів на діаграму керованості. *Вісник Одеського національного морського університету*, (68), 53-65. <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2023-1-53-65>

304. Hansen J. F. (2008). *Modeling and Control of Marine power System*: [Thesis for the Degree of / D. Radan. – Norwegian University of Science and Technology].

305. [Ionut Cristian Scurtu](#), [Valentin Oncica](#). (2018). Combined CFX and Structural Simulation for Bow Thrusters Loading under Operating Conditions. *Journal of Physics Conference Series*, 1122(1), 120-134. doi: [10.1088/1742-6596/1122/1/012024](https://doi.org/10.1088/1742-6596/1122/1/012024).

306. [Kupraty, O.](#) (2021). Mathematical modelling of construction of ship turning trajectory using autonomous bow thruster work and research of bow thruster control specifics. *Scientific Journal of Gdynia Maritime University*, 118, 7-23. doi: [10.26408/118.01](https://doi.org/10.26408/118.01).

307. Jarosław Artyszuk and Paweł Zalewski. (2021). Energy Savings by Optimization of Thrusters Allocation during Complex Ship Manoeuvres. *Energies*, 14(16), 49-59; [doi:10.3390/en14164959](https://doi.org/10.3390/en14164959).

308. Будашко В.В. (2017). *Підвищення ефективності функціонування суднових енергетичних установок комбінованих пропульсивних комплексів* [Дис. Докт.техн. наук, Національний університет «Одеська морська академія»] Репозитарій

Національний університет «Одеська морська академія» http://www.onma.edu.ua/wp-content/uploads/2016/09/Thesis_Budashko_END-1.pdf

309. Yukun Feng, Zuogang Chen, Yi Dai, Ping Wang. (2020). An experimental and numerical investigation on hydrodynamic characteristics of the bow thruster. *Ocean Engineering*, vol. 209(8):107348. doi: [10.1016/j.oceaneng.2020.107348](https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.107348).

310. Teresa Abramowicz-Gerigk, Mirosław K. Gerigk. (2020). Experimental study on the selected aspects of bow thruster generated flow field at ship zero-speed conditions. *Ocean Engineering*, 209(92), 107463. doi: [10.1016/j.oceaneng.2020.107463](https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.107463).

311. Liu Hui, Feng Yukun, Chen Zuogang, Dai Yi, Tian Ximin. (2017). Numerical Study of Pressure Fluctuation for Bow Thruster. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 51(3), 294-299. doi: [10.16183/j.cnki.jsjtu.2017.03.007](https://doi.org/10.16183/j.cnki.jsjtu.2017.03.007).

312. Andrzej Kopczyński. (2020). Hybrid expert system for computer-aided design of ship thruster subsystems. *IEEE Access*, 8. doi:10.1109/ACCESS.2020.2982264.

313. Ruth E. (2008). *Propulsion Control and Thrust Allocation on Marine Vessels*. [Ph.D. Thesis, NTNU Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway] 222 .

314. Sardono Sarwito, Semin Semin, Muhammad Badrus Zaman, Kamarul Hawari Ghazali. (2021). Unbalanced Voltages of Bow Thruster Motor Performance in the Ship Using Simulation. *International Review of Electrical Engineering (IREE)*, 16(5), 455. doi: [10.15866/iree.v16i5.18132](https://doi.org/10.15866/iree.v16i5.18132).

315. Ridley D. (1969). Effect of tunnel entrance configuration on thruster performance. *Marine Technology*, Vol. 32, 264-274.

316. Binns, J. (2019). *Practical Propeller Design*. Institute of Marine Engineering, Science & Technology.

317. Яровенко В.А. (1998). Влияние параметров пропульсивных комплексов на показатели качества работы ГЭУ. *Придніпровський науковий вісник*. 66, 79-83.

318. Яровенко В.А. (1999). Влияние параметров пропульсивных комплексов на показатели качества работы силовых установок электроходов на маневрах. *Зб. наук. пр. УДМТУ (Миколаїв)*, 3 (363). 79-87.

319. Шумило О.М., Яровенко В.О., Малаксіано М.О., Мельник О.М.. (2024). Вплив габаритних характеристик корпусу електрохода на його маневрені характеристики. Тези доповідей *Матеріали V міжнародної науково-практичної морської кафедри «CEU i TE»* Одеського національного морського університету MPP&O-2024. (с. 118-123). Одеса: ОНМУ. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15083.96806>
<https://drive.google.com/file/d/1fBHq9FWSiikh1Kc-lhEDlHRu9ETlmZzi/view>

320. Shumylo, O., Yarovenko, V., Malaksiano, M., Melnyk, O., Iovchev, S. (2025). Methods for Assessing Electric Ships' Maneuvering and Safety Indicators Based on the Theory of the Dynamic Similarity. In: Melnyk, O., Onishchenko, O., Zaporozhets, A. (eds) *Maritime Systems, Transport and Logistics I. Studies in Systems, Decision and Control*, Springer, Cham. vol 580. 235-255. https://doi.org/10.1007/978-3-031-82027-4_15

321. Yarovenko V. A., Chernikov P. S., Zaritskaya E. I., & Shumylo A. N. (2020). Control of electric ships' propulsion motors when moving on curvilinear trajectory. *Electrical Engineering & Electromechanics*, (5), 58–65. doi.org/10.20998/2074-272X.2020.5.09

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А1

Зростання пасажиропотоку в круїзних в судноплавних компаніях [15]

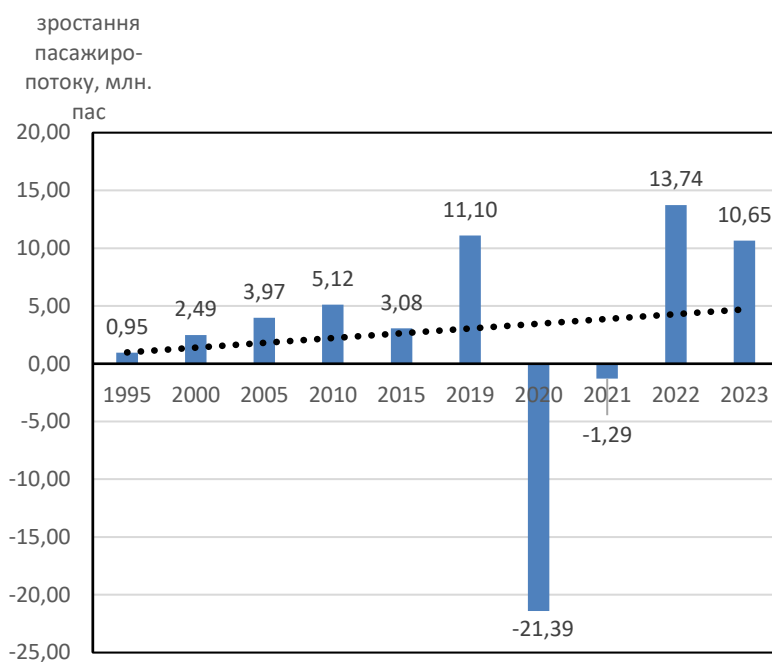


Рисунок. А1.1 - Зростання пасажиропотоку в круїзних в судноплавних компаніях на період з 1995 по 2023 років

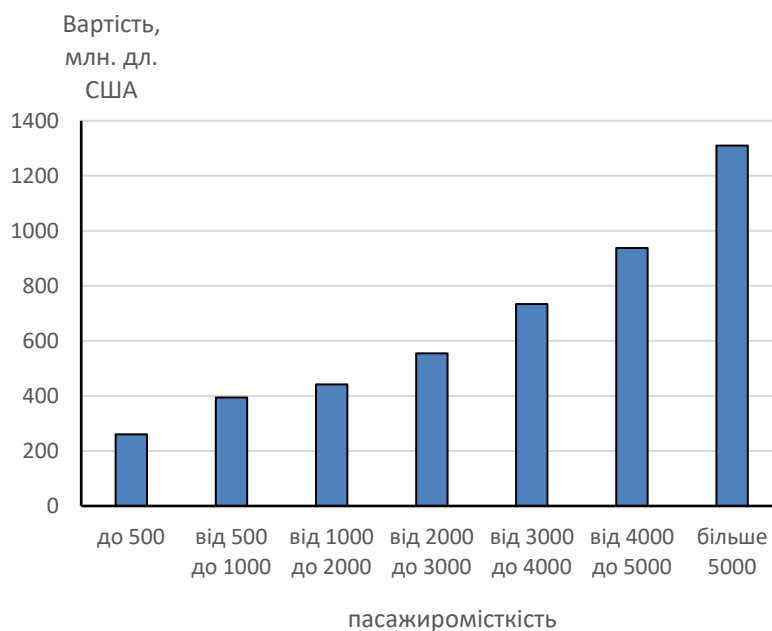
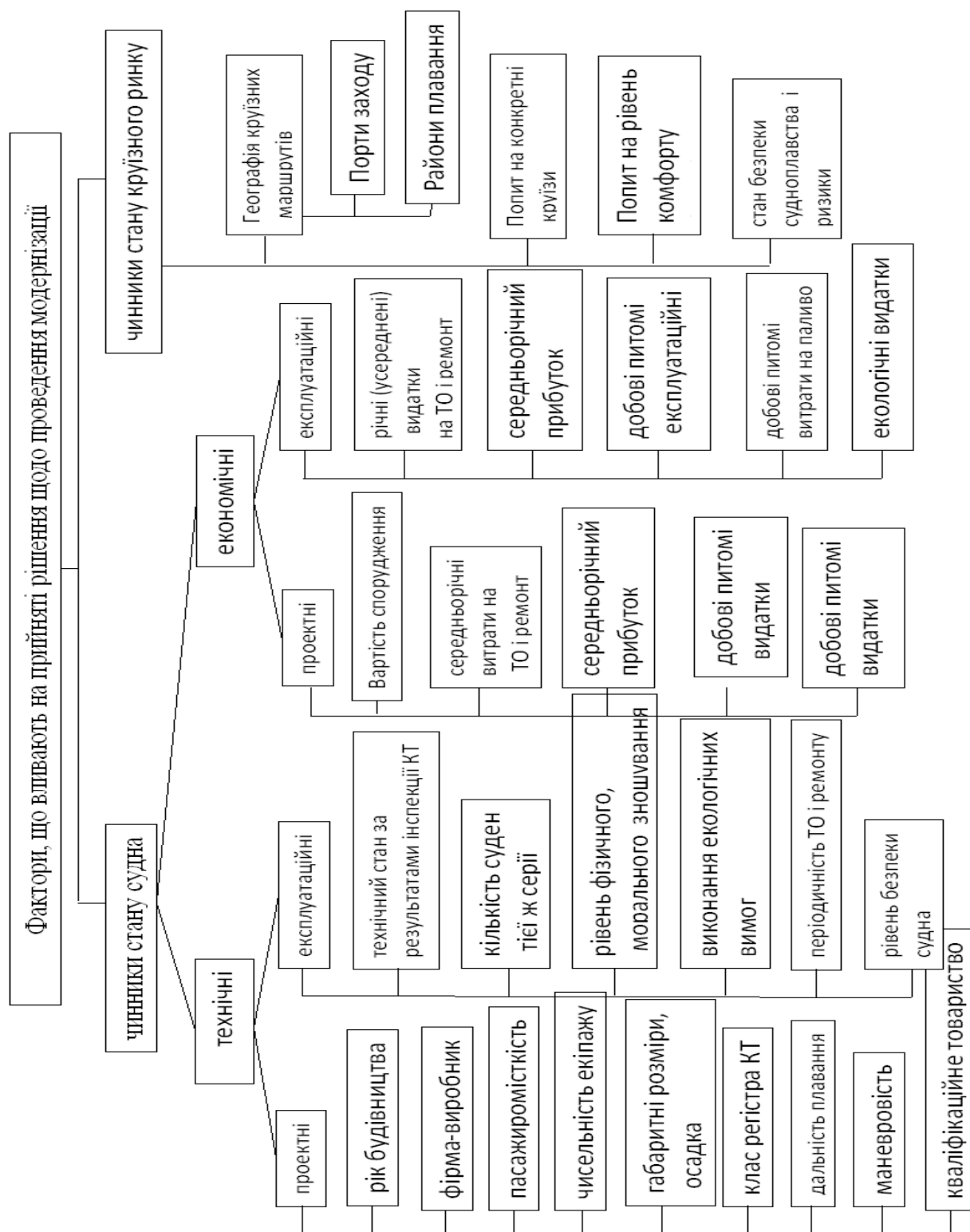


Рисунок. А1.2 - Вартість спорудження пасажирських лайнерів в залежності від числа пасажирів



Залежність кількості пасажирів на лайнері в залежності від його гросс тоннажу

[15]

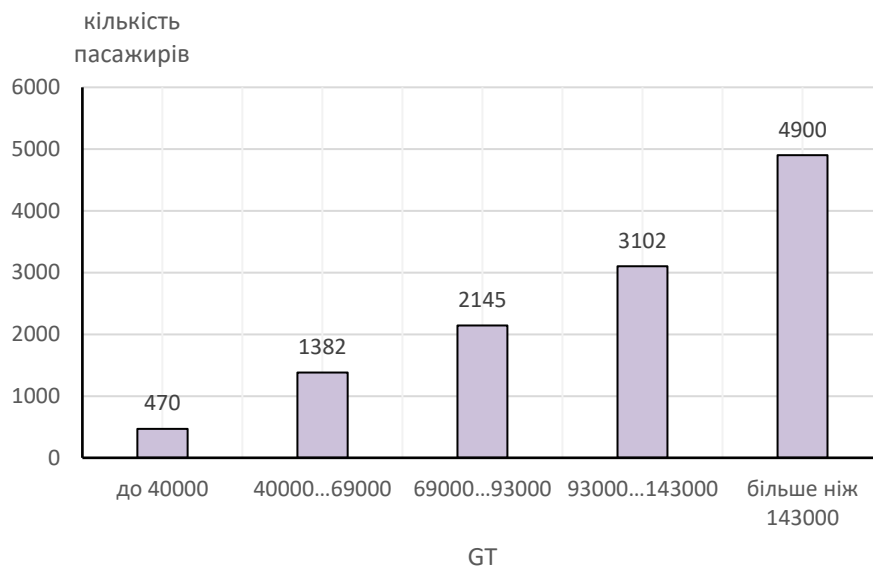


Рисунок. А3.1 - Залежність кількості пасажирів на лайнері в залежності від його гросс тоннажу

Визначення коефіцієнту економічного старіння

При застосуванні поняття економічного старіння визначається комерційна невідповідність експлуатації судна з модернізацією і без модернізації. На економічне старіння модернізованих суден впливає низка факторів – пасажиромісткість (продуктивність експлуатації), залишкового експлуатаційного і міжремонтного ресурсу, надійності, експлуатаційних витрат. Процес економічного старіння може бути охарактеризовано коефіцієнтом економічного старіння, що визначається відношенням різниці питомих експлуатаційних витрат на експлуатацію, обслуговування і ремонт судна з модернізацією і без модернізації [22-33]:

$$k_{e.c} = \frac{c_{п.с} - c_{п.м}}{c_{п.с}},$$

де $c_{п.с}$ – питомі сумарні витрати на експлуатацію, ремонт і технічне обслуговування судна без модернізації, дол.США/пасаж;

$c_{п.м}$ – питомі сумарні витрати на експлуатацію, ремонт і технічне обслуговування модернізованого судна, дол.США/пасаж.

Дане рівняння, що запропоновано в роботі [34], не відображає збільшення дохідності і продуктивності судна в результаті модернізації, тому пропонується для оцінки економічного старіння пасажирського судна застосувати наступний вираз, де застосовується показник ROI (Return on Investment) – коефіцієнт рентабельності інвестицій

$$k_{e.c} = \frac{ROI_{п.с} - ROI_{п.м}}{ROI_{п.с}},$$

де $ROI_{п.с}$ – коефіцієнт рентабельності інвестицій старого судна,

$ROI_{п.м}$ – коефіцієнт рентабельності інвестицій модернізованого судна.

У випадку коли коефіцієнт економічного (морального) старіння $k_{e.c} < 0$, то буде мати місце економічне старіння судна в конкретних умовах, в яких знаходиться ринок морських круїзних перевезень.

ДОДАТОК А5
Таблиця А5

Результати подовження суден при проведенні конверсії корпусів з додаванням додаткової секції [15, 35]

№	тип судна	Назва судна	L ₀ , м		збільшення L, %
			до модернізації	після модернізації	
1	2	3	4	5	6
1	балкер	Monte Zalama	162	171,6	5,93
2	китобійна база	Kekue Maru 3	164,1	184,2	12,25
3	котейнеровоз	Hawaiian Planter	141,7	157,7	11,29
4	паром	Uneatena	45,2	61	34,96
5	паром	Tustumena	73,2	90,2	23,22
6	паром	Queen Vancouver	104,2	129,8	24,57
7	пасажирське судно	MSC Armonia	251,2	274,9	9,43
8	пасажирське судно	MSC Sinfonia	251,2	274,9	9,43
9	пасажирське судно	MSC Lyrica	251,2	274,9	9,43
10	пасажирське судно	MSC Opera	251,2	274,9	9,43
11	пасажирське судно	Enchantment of the Seas	279,3	301,4	7,91
12	пасажирське судно	Costa neoRomantica	220	252	14,55
13	рудовоз	San Juan exporter	263,7	303,7	15,17
14	суховантажне судно	Gdansk	74,4	87,6	17,74
15	суховантажне судно	Tinania	89,9	100,4	11,68

Табл. А5 (Продовження)

1	2	3	4	5	6
16	суховантажне судно	Mac Hugo Stinnes	101	110	8,91
17	суховантажне судно	Santa Fe	134,6	155,9	15,82
18	суховантажне судно	HAPPELISE	137,5	154,5	12,36
19	суховантажне судно	TIDEO	147	165,5	12,59
20	суховантажне судно	VANKLISE	146	164,4	12,60
21	суховантажне судно	ATELPRINS	151,2	170,2	12,57
22	суховантажне судно	Captain TEO	150	167,3	11,53
23	суховантажне судно	Fernweave	155,5	176	13,18
24	суховантажне судно	Schleswig	156	167,3	7,24
25	суховантажне судно	Hilvi	160,3	181,1	12,98
26	суховантажне судно	Washington Mail	172,5	204	18,26
27	суховантажне судно	Detroit Ellisson	184,9	206,7	11,79
28	суховантажне судно	Amalfi	213,5	238,8	11,85
29	танкер	Hegg	52,3	65,2	24,67
30	танкер	Hamilton Sleigh	187,5	214	14,13
31	танкер	Mario Z	207	229,8	11,01
32	танкер	Australian Progress	149,4	171,8	14,99
33	танкер	Olympic Dale	158,5	192	21,14
34	танкер	Olympic Laurey	178,9	196,3	9,73
35	танкер	Adoration	181	205,7	13,65

Табл. А5 (Продовження)

1	2	3	4	5	6
36	танкер	Javesta	186	227,5	22,31
37	танкер	Taiko Maru	186	228	22,58
38	танкер	Riowa Maru	201,2	227,4	13,02
39	танкер	Esso Jamaica	202,7	239,4	18,11
40	танкер	Olympic rider	202,7	234,4	15,64
41	танкер	Alaska Getty	287,1	306,7	6,83
42	танкер	Alaskan	158,2	202,7	28,13
43	танкер	Navasota	167,4	196,4	17,32
44	танкер	Toel Maru	174	190,5	9,48
45	танкер	Safdan helene	169,8	175	3,06
46	танкер	Johnian Challenger	167	204,5	22,45
47	танкер	Rona Star	207	221	6,76
48	танкер	Margarita	198	233	17,67
49	танкер	Wapello	187,6	229,2	22,17
50	танкер	Isocardia	201	239	18,90
51	танкер	Fine Norway	208,8	249,9	19,68
52	танкер	Zenatia	213,7	243	13,71
53	танкер	Vidol	223,7	243	8,62
54	танкер	Mobile Energy	226	252	11,50
55	танкер	Torrey Canyon	247	297	20,24
56	траулер	Rosé Kandahar	42	49,7	18,33
57	трейлерне судно	Sakal Borincano	68,9	93,3	35,41
58	нафтоналивна баржа	баржа №10	27,6	35,3	27,90
59.	балкер	Буг	126,8	148,0	16,72
60.	балкер	Modulus 3	90,2	114,2	26,61
61.	балкер	St. Constantine	115,0	139	20,87

Аналіз метода визначення довжини циліндричної вставки корпусу судна, що запропонований Гундобіним і Фінкелем [35].

Очевидно, що зі збільшенням висоти надводного борту ΔF осадка зменшується, на величину Δd , тобто нова осадка збільшеного судна

$$d = d_0 - \Delta d = d_0 - a\Delta L, \quad (1.1)$$

де d_0 – осадка судна до подовження;

a – збільшення висоти борту при збільшенні довжини судна на 1 м, визначається вимогами Міжнародної конвенції про вантажну марку;

ΔL – довжина вставки корпусу, м.

Враховуючи сідлова їсть судна значення коефіцієнту a , отриманого, рекомендується збільшити в 1,003 рази [35].

Викладемо методику запропоновану в роботі [35] для визначення довжини вставки.

Об'ємна водотоннажність судна після його збільшення

$$V = V_d + V_b, \quad (1.2)$$

де V_d – об'ємна водотоннажність судна при подовженні до осадки d ;

V_b – об'ємна водотоннажність вставки.

У свою чергу

$$V_b = V_d + V_{bt}, \quad (1.3)$$

де V_d – додатковий об'єм для підтримання додаткових вантажів – ваги вставки, ваги вантажу, ваги палива;

V_{bt} – втрачений об'єм при збільшенні довжини судна.

Водотоннажність вставки у відповідності до її розмірів

$$V_b = C_M B d \Delta L, \quad (1.4)$$

де C_M – коефіцієнт повноти мідель-шпангоута при осадці d ;

B – ширина судна;

ΔL – довжина вставки.

Прийmemo, що коефіцієнт в межах потенційного подовження змінюється незначно

$$C_{M0} \approx C_M.$$

Рівняння (1.3) з урахуванням виразу (1.1) запишеться у вигляді

$$V_B = C_{M0} B d \Delta L - \Delta L^2 a B C_{M0} \quad (1.5)$$

Втрачений об'єм при збільшенні довжини судна визначається рівнянням

$$V_{\text{втр}} = A_0 \Delta d = C_{WL0} L_0 B d \Delta L, \quad (1.6)$$

де A_0 – початкова площа конструктивної ватерлінії при початковій осадці d_0 ,

C_{WL0} – коефіцієнт площі ватерлінії;

L_0 – початкова довжина судна, м.

Додатковий плавучий об'єм для підтримання [35]

$$V_D = \frac{1}{\rho_{\text{мв}}} (\Delta m_{\text{вж}} + 1,05 \Delta m_{\text{к}} + \Delta m_{\text{пл}}), \quad (1.7)$$

де $\Delta m_{\text{вж}}$ – додаткова вантажопідємність, т;

$\Delta m_{\text{к}}$ – маса вставки корпусу, т;

$\Delta m_{\text{пл}}$ – маса палива, т.

Підставимо в формулу (1,6) значення $m_{\text{к}}$, $m_{\text{пл}}$ [36]

$$\Delta m_{\text{к}} = k A_{\text{екб}} \Delta L \rho_{\text{ст}}$$

де k – коефіцієнт підкріплень,

$A_{\text{екб}}$ – площа еквівалентного бруса, м²;

$\rho_{\text{ст}}$ – щільність сталі, т/м³.

$$\Delta m_{\text{пл}} = \Delta L t b_t C_{M0} \rho_{\text{пл}}$$

де t – висота міждонного простору, м;

b_t – ширина цистерни, м;

$\rho_{\text{пл}}$ – густина палива, т/м³.

Формула (1,6) перетвориться до вигляду

$$V_D = \frac{\Delta m_{\text{вж}}}{\rho_{\text{мв}}} + 1,05 k A_{\text{екб}} \Delta L \frac{\rho_{\text{ст}}}{\rho_{\text{мв}}} + \Delta L t b_t C_{M0} \frac{\rho_{\text{пл}}}{\rho_{\text{мв}}} \quad (1.8)$$

Після підстановки у формулу (1.3) виразів (1.4) і (1.5) отримується рівняння

$$\frac{\Delta m_{\text{ВЖ}}}{\rho_{\text{МВ}}} + 1,05k A_{\text{екб}} \Delta L \frac{\rho_{\text{ст}}}{\rho_{\text{МВ}}} + \Delta L t b_t C_{M0} \frac{\rho_{\text{пл}}}{\rho_{\text{МВ}}} + C_{WL0} L_0 B d \Delta L - \\ - C_{M0} B d \Delta L + \Delta L^2 a B C_{M0} = 0,$$

яке перетвориться до виду

$$\Delta L^2 a B C_{M0} + \left(1,05k A_{\text{екб}} \frac{\rho_{\text{ст}}}{\rho_{\text{МВ}}} + t b_t C_{M0} \frac{\rho_{\text{пл}}}{\rho_{\text{МВ}}} + C_{WL0} L_0 B d - C_{M0} B d \right) \Delta L + \frac{\Delta m_{\text{ВЖ}}}{\rho_{\text{МВ}}} = 0 \quad (1.8)$$

Квадратичне рівняння (1.8) записується у більш зручному вигляді

$$A \Delta L^2 + E \Delta L + D = 0 \quad (1.9)$$

де A, E, D – коефіцієнти рівняння.

$$A = a B C_{M0}, E = 1,05k A_{\text{екб}} \frac{\rho_{\text{ст}}}{\rho_{\text{МВ}}} + t b_t C_{M0} \frac{\rho_{\text{пл}}}{\rho_{\text{МВ}}} + C_{WL0} L_0 B d - C_{M0} B d,$$

$$D = \frac{\Delta m_{\text{ВЖ}}}{\rho_{\text{МВ}}}.$$

Корнями рівняння (9) є

$$\Delta L = \frac{-E \pm \sqrt{E^2 - 4AD}}{2A} \quad (1.10)$$

Послідовність операцій збільшення довжини судна за першим методом

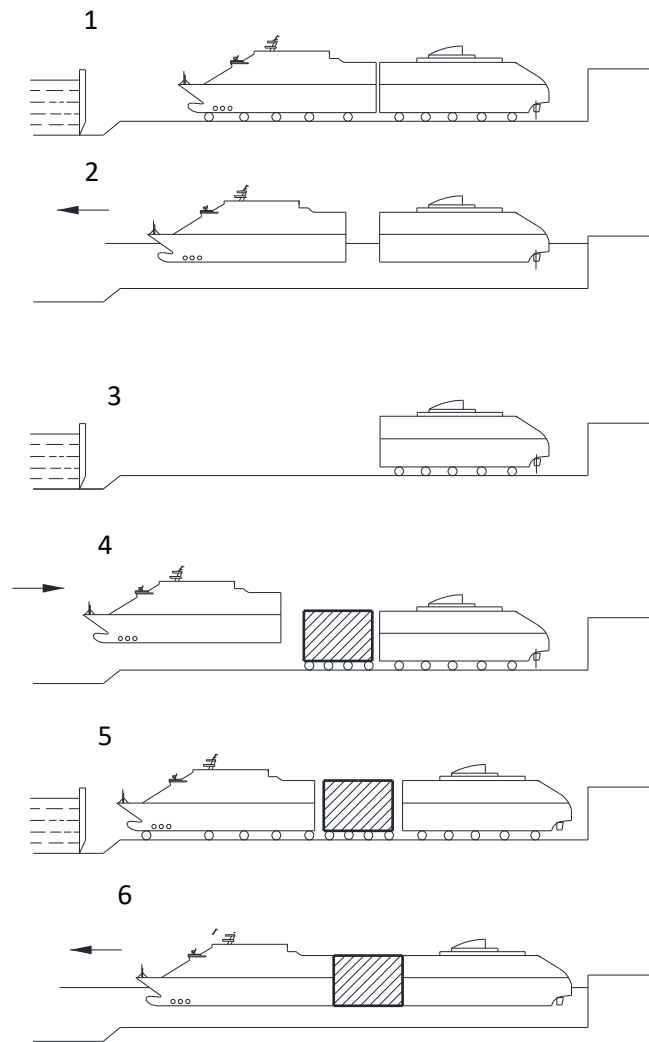


Рисунок. А7

Перший метод процедури подовження передбачає виконання таких послідовних операцій (рис.1.9) [35]:

- 1) введення судна в док (обов'язково кормою вперед), фіксація на опорі, розділення судна на частини ;
- 2) заповнення доку водою і виведення носової частини;
- 3) закріплення за допомогою опорного пристрою кормової частини до доку з подальшим заповненням водою і виведенням носової частини, що залишилась на плаву;

- 4) введення в док спочатку нової секції циліндричної вставки потім носової частини; виконується центрування, баластування, точна посадка судна на упорний пристрій, з подальшою фіксацією;
- 5) центрування і строго фіксовану посадку на опорний пристрій з подальшим осушенням доку;
- 6) з'єднання частин судна – кормової, додаткової секції і носової в єдину конструкцію, виведення судна з доку.

Другий метод передбачає наступну технологію подовження (рис.1.10):

- постановка судна в док, з паралельним розміщенням додаткової секції;
- розрізання судна на частини в установленому конструкторською документацією місці;
- переміщення носової частини на величину довжини циліндричної секції з урахуванням технологічних зазорів;
- за допомогою вантажопідйомних пристроїв (портальних або мостових кранів) установка додаткової секції в діаметральну площину судна, з подальшим центруванням і фіксацією на опарному пристрої, з'єднання розрізнених частин в єдину конструкцію;
- виведення судна з доку.

Технологія подовження судна

А)



Б)

Рисунок А8.1 - Технологія подовження судна з використанням другого методу: А) – розділення судна на частини; Б) – монтаж циліндричної вставки з допомогою крана [15].

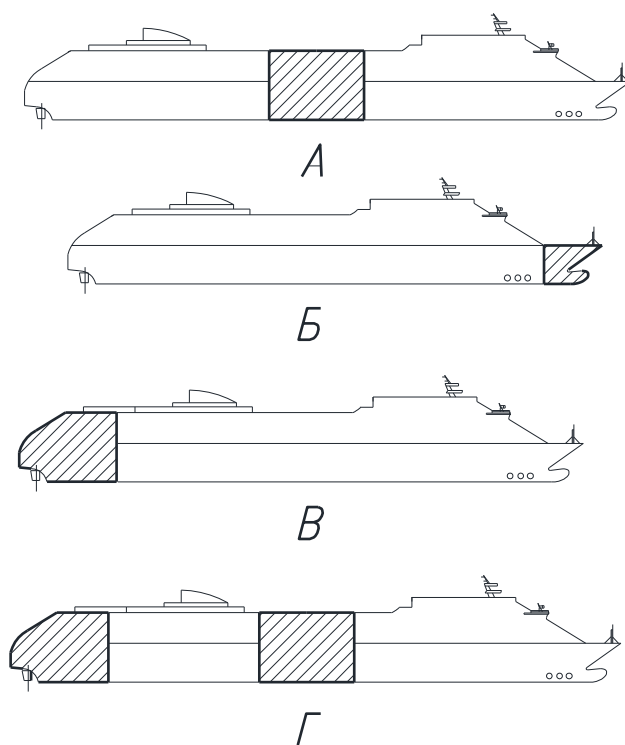
Схема збільшення довжини суден

Рисунок. А9. - Схема збільшення довжини суден



Рисунок. А10.1. - Життєвий цикл судна [94]

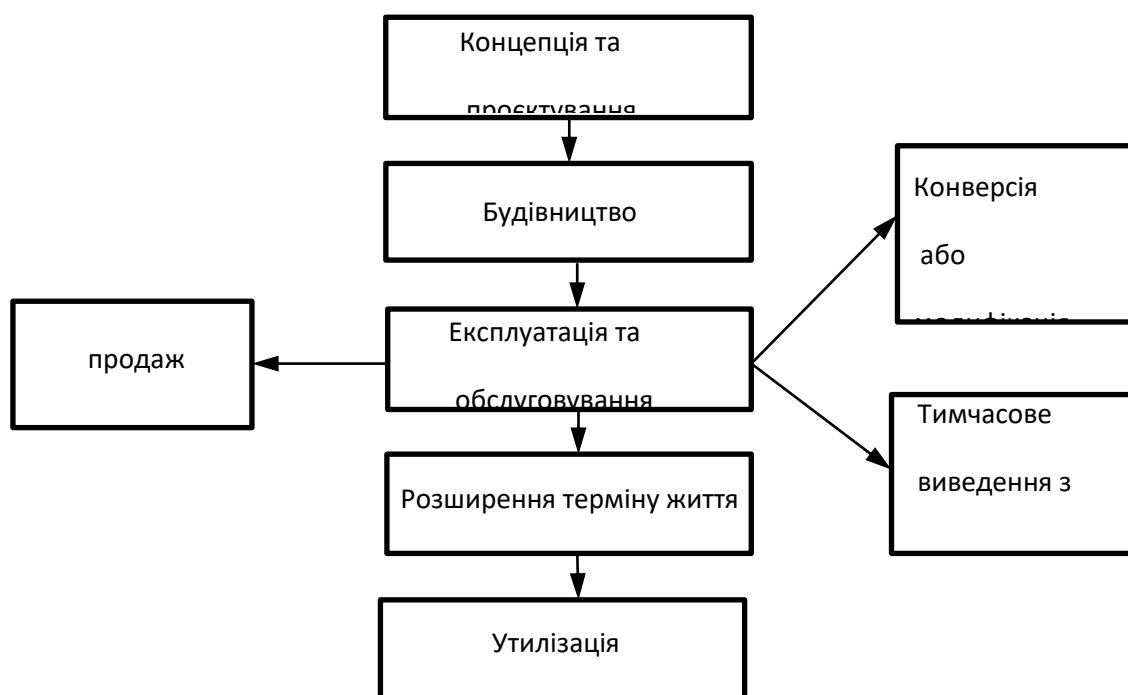


Рисунок. А10. 2 - Життєвий цикл, що передбачає модифікацію та конверсію суден [96]

Урахування аналізу ризиків при розробці моделі визначення вартості життєвого циклу пасажирського судна [51]

Сучасний період розвитку цивілізаційного суспільства характеризує процес інформатизації як такий, що кардинально змінює концепцію моделювання в процесі проєктування технічних систем. У світі спостерігається постійне зростання складності технічних систем, до яких належить морські та річкові судна. Таке ускладнення в сукупності з постійним зростанням конкуренції на ринку перевезень робить процес прийняття управлінських рішень щодо управління життєвим циклом судна неможливим без розробки адекватної моделі визначення вартості життєвого циклу судна. Використання цієї моделі необхідна в процесі вирішення значного кола задач: – проєктування та побудова нового судна; – оптимізація тривалості життєвого циклу до його утилізації; – розробка стратегії ТОР суднових технічних засобів та суднових конструкцій; – аналіз доцільності проведення модернізації або переобладнання судна. Запроваджене дослідження націлене на вдосконалення моделі вартості життєвого циклу (ЖЦ) судна на основі використання в ній методології управління ризиками.

Наведена вище задача знаходиться в центрі уваги фахівців різних галузей знань вже доволі довгий період часу [109–116]. У роботі [109] як концепції запропоновано, що будь-яка система, незалежно від її масштабу і виду, проходить весь свій ЖЦ у суворій послідовності, відповідно до визначеного порядку. Дефініція стандарту визначає: ЖЦ – це еволюція системи, продукції, послуги, проєкту або іншого об'єкта, створеного руками людини, від її задуму до припинення використання за плановим призначенням. В основі майже всіх запропонованих моделей і методів розрахунку вартості ЖЦ технічних систем знаходиться принцип Заде, який попереджає про несумісність точності моделі зі складністю системи. В роботі [110] сформульовані основні вимоги до означених моделей, а саме: – обмежена кількість змінних і факторів; – відсутність

необхідності постійного збирання великої кількості вихідної інформації; – використання методів діагностування, тобто зміну вартості грошей у часі. У загальному вигляді вартість ЖЦ судна Z_{Σ} складається з таких доданків [2]: – витрати на проектування і побудову судна, його введення до експлуатації Z_B ; – витрати на паливно-мастильні матеріали Z_T ; – витрати на ремонт, п (1) гь вартість змінно-запасних частин Z_R ; – експлуатаційні витрати (утримання екіпажу, забезпечення функціонування окремих елементів системи судна) C_E ; – витрати на утилізацію на момент виводу судна з експлуатації [110-111] Z_U . З урахуванням дисконтування авторами [111-112] запропонована загальна формула розрахунку Z_{Σ} :

$$Z_{\Sigma} = Z_B + \sum_{i=1}^T \left[\frac{1}{(1+k)^t} Z_E \right] + \sum_{i=1}^T \left[\frac{(1+I_T)^t}{(1+k)^t} Z_T \right] + \\ + \sum_{i=1}^T \left[\frac{1}{(1+k)^t} Z_R \right] + \frac{Z_U}{(1+k)^T},$$

де T – плановий час експлуатації судна (горизонт планування); k – коефіцієнт дисконтування; I – коефіцієнт інфляції.

Будь-яка задача оптимізації використання судна і процесі перевезення вантажів (пасажирів) вирішується шляхом мінімізації виразу (1.11). Однак основна проблема в процесі її вирішення є наслідком тривалого життєвого циклу судна, що призводить до значних похибок при вирішенні вихідних параметрів моделі (зміна вартості паливно-мастильних матеріалів, коливання ринку судноремонтних послуг тощо). В останні роки такі проблеми вирішуються шляхом застосування в оптимізаційних моделях методології теорії ризиків. Прийняття і впровадження міжнародних стандартів серії ISO 31000 [114; 115] дасть змогу значно збільшити точність при вирішенні задачі оптимізації життєвого циклу складних технічних систем.

У різних літературних джерелах можна знайти більше ста визначень дефініції «ризик» [112–116]. Однак найбільш чітке і точне визначення наведено в Стандарті

[109]: «Ризик – це вплив невизначеності на мету». З цього формулювання можна виділити головні ознаки ризику. По-перше, ризики виникають тільки в разі виконання будь-яких цілеспрямованих дій. Якщо метою судноплавної компанії не є торговельно-економічні операції з деякою державою, то стан фінансової системи цієї країни не можна вважати джерелом ризику. І, навпаки, якщо потенційний портфель замовлень містить сумісні проєкти, цей фактор стає одним із найбільш важливих. По-друге, ризиком варто вважати подію, яка має чітко визначені причини виникнення і негативні наслідки. Тому невірними будуть терміни: виробничий ризик, екологічний ризик тощо. Такі характеристики можуть використовуватись як класифікаційні ознаки, а не ризики конкретної особи. По-третє, ризик – це подія, яка може відбуватися лише з деякою ймовірністю, яка має не дорівнювати нулю або одиниці. По-четверте, будь-який ризик варто вважати економічною категорією. Тому під час кількісної оцінки ризик (R) чисельно дорівнює добутку ймовірності настання ризикової події (P) та величині збитків (U), яких зазнає судновласник внаслідок недосягнення тієї чи іншої цілі.

$$R = P U \quad (1.1)$$

Таким чином, якщо будь-яка діяльність націлена на досягнення N цілей, кожна з яких характеризується значеннями P_N та U_N , відповідно, сумарний ризик становитиме:

$$R_{\Sigma} = \sum_{n=1}^N P_n U_n, \quad (1.2)$$

По-п'яте, ризик – це кількісний показник процесу, а не об'єкта. Саме тому в моделі оцінки вартості життєвого циклу судна варто враховувати ризики всіх процесів, що будуть реалізовані судном впродовж повного життєвого циклу або частини, що аналізується. З урахуванням тривалості циклу кількість виконаних процесів буде дуже великою, що значно ускладнює задачу визначення сумарного ризику. У практиці ризик-менеджменту з успіхом використовується концепція прийнятного ризику, яка наведена на рис. 1.20. Для кожного з виробничих процесів визначаються експертним шляхом (або на базі статистичних даних, якщо такі є

ризик перевищення витрат від планового показника $R_1, R_2, R_3, \dots, R_i$ та порівнюються з прийнятним ризиком $R_{\text{доп}}$, затвердженим для цього виробничого процесу. Виробничі процеси, для яких величина ризику менше прийнятного, показані на схемі зеленим кольором, а більше – червоним. Довжина стрілки пропорційна величині ризику. Представлена на рис. A1.1 схема дає змогу наочно визначити найбільш вразливі з погляду мінімізації сумарних витрат. З урахуванням великої кількості процесів за повний період життєвого циклу судна такий метод досить складно впровадити на практиці. Крім того, вплив окремих факторів на величину ризику окремих процесів може бути спрямованим у різні сторони. У деяких процесах це може призвести до зростання витрат, але одночасно зменшити витрати на інші процеси, що нівелює сумарну величину ризику.

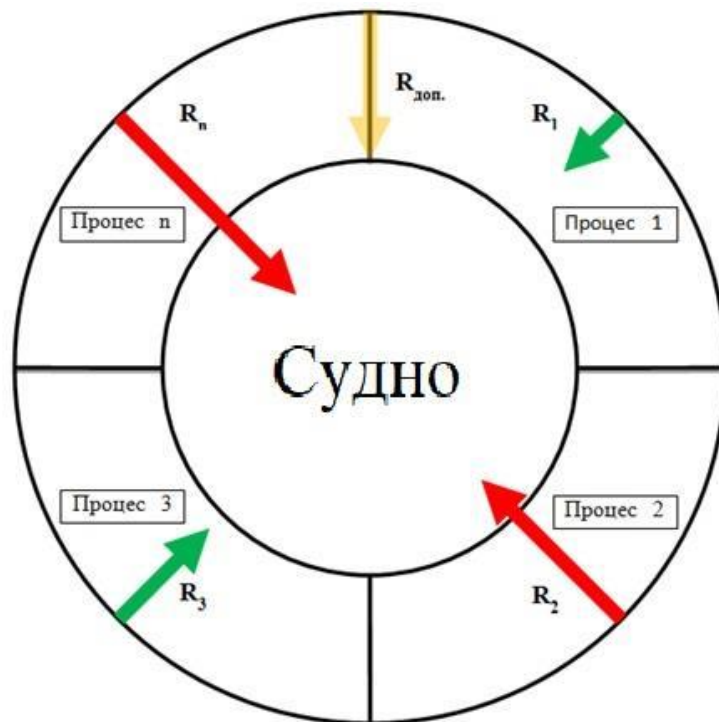


Рисунок A1.1.- Ризики окремих процесів експлуатації судна

Основною метою оцінки ризику є уявлення на основі об'єктивних свідчень інформації, необхідної для прийняття обґрунтованого рішення щодо способів обробки ризику. Оцінка ризику забезпечує: – розуміння потенційних небезпек і впливу їхніх наслідків на досягнення встановлених цілей судновласника; –

отримання інформації, необхідної для прийняття рішень; – розуміння небезпеки і її джерел; – ідентифікацію ключових чинників, що формують ризик, уразливих місць судна і її систем; можливість порівняння ризику з ризиком альтернативних технологій, методів і процесів; – обмін інформацією про ризик і невизначеності; – інформацію, необхідну для ранжирування ризиків; – запобігання нових інцидентів на основі дослідження наслідків інцидентів; – вибір способів обробки ризику; – відповідність правовим і обов’язковим вимогам; – отримання інформації, необхідної для обґрунтованого рішення про прийняття ризику відповідно до встановлених критеріїв; – оцінку ризику на всіх стадіях життєвого циклу судна. У роботі [112] наведено понад 30 методів кількісної оцінки ризиків, які можна умовно поділити на чотири типи:

- статистичні;
- ймовірісно-статистичні;
- теоретико-ймовірісні;
- експертні [113–116].

Теоретичною основою ймовірісних моделей визначення ризиків є теорія ймовіріностей та ймовірісне моделювання. На підставі розроблених математичних моделей елементів системи M_E , технологічних процесів M_{TP} , процесів зношування M_3 , сценаріїв виникнення і розвитку аварійних ситуацій з урахуванням ролі людського фактора M_{LF} .

$$M = f(M_E; M_{TP}; M_3; M_{LF}), \quad (1.3)$$

У цій моделі вносяться ймовірісні характеристики зовнішніх та внутрішніх факторів:

$$P = f(M_E; M_{TP}; M_3; M_{LF}) \quad (1.4)$$

За результатами ймовірісного моделювання визначаються розподіл ймовіріностей виникнення небезпечних подій та математичне очікування збитків у разі настання цих подій U . Недоліком таких методів є складність реалізації ймовірісного аналізу, що робить його впровадження досить обмеженим.

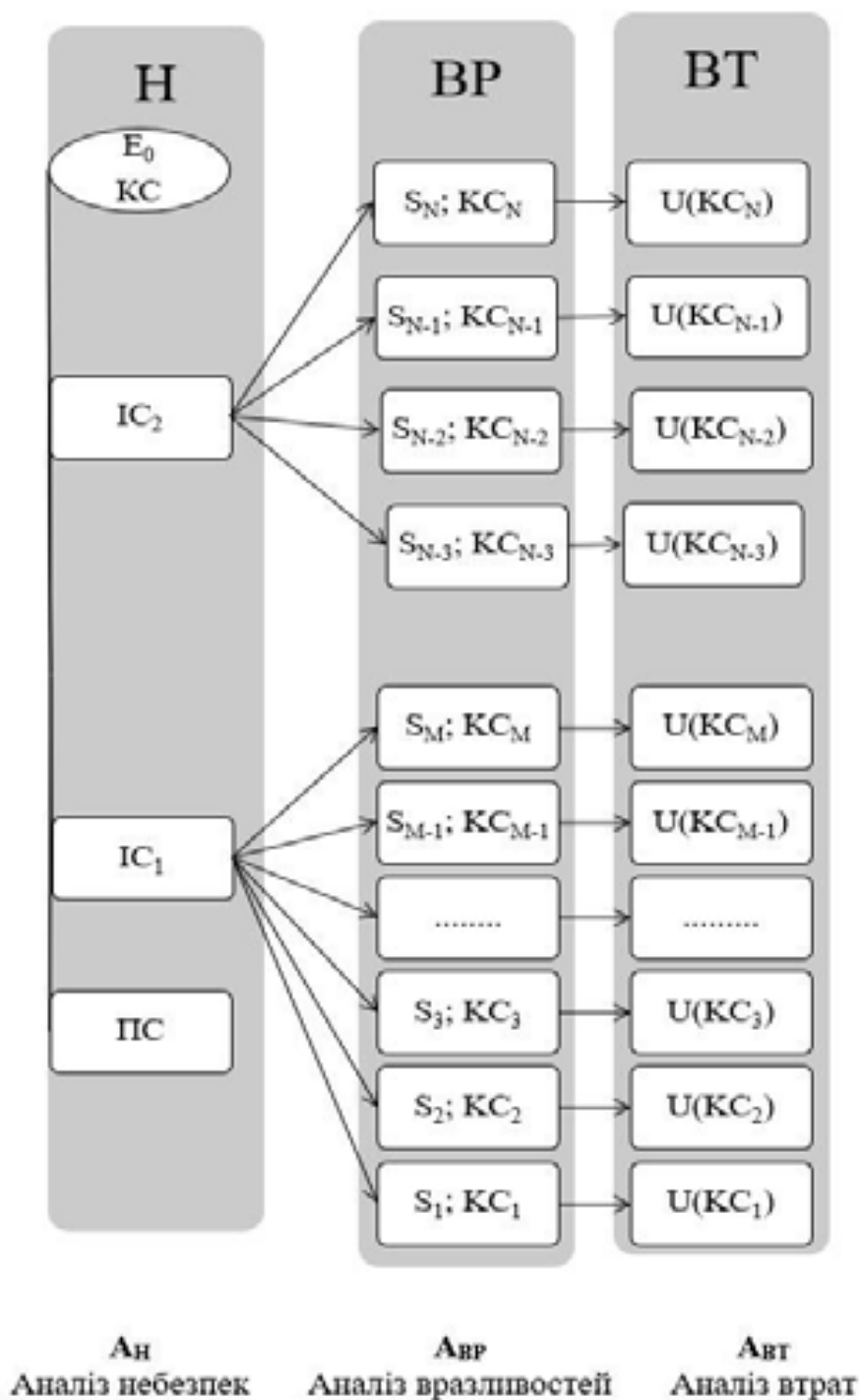


Рисунок А10.2 - Модель аналізу ризиків

Статистичні методи будуються на аналізі великих масивів статистичних досліджень, що також робить їх не завжди прийнятними. Найбільше поширення в останні роки отримала модель оцінки ризиків на підставі аналізу небезпек, вразливостей і втрат.

S_0 – сценарій успішного досягнення системою своїх цілей;

KC_0 – бажаний кінцевий стан системи;

S_0 – сценарій успішного досягнення системою своїх цілей;

KC_0 – бажаний кінцевий стан системи;

E_0 – діапазон відхилення точки KC_0 , в межах якого кінцеві стани можна вважати допустимими;

IC_1, IC_2 – ініціюючі небезпеки події;

$ГC_1, ГC_2$ – граничні стани системи;

S_i ($i=1, 2, \dots, N$) – i -й сценарій, що реалізується після граничного стану;

KC_i ($i=1, 2, \dots, N$) – недопустимий кінцевий стан системи, який відповідає сценарію S_i ; $U(KC_i)$ ($i=1, 2, \dots, N$) – втрати, що відповідають кінцевому стану KC_i

Загальний порядок використання такої моделі аналізу ризиків передбачає послідовний аналіз небезпек, які можуть виникнути в системі, вразливостей системи щодо виявлених небезпек та аналіз втрат від настання небезпек, що реалізувались [115, 116]:

$$A_R = A_H \cup A_{BP} \cup A_{BT} \quad (1.5)$$

На рис.А.1 наведена структурна схема моделі аналізу ризиків, де використовуються такі позначення:

ПС – початковий стан системи;

припускає дослідження послідовності події та причинно-наслідкових зв'язків між ними від ініціюючої до досягнення системою одного з кінцевих станів. Іншими словами, аналіз вразливостей являє собою детальне вивчення дерева сценаріїв системи, що вивчається.

Траєкторія S_0 у просторі станів, що описують функціонування системи від початкового стану ПС до бажаного KC_0 має назву «сценарій успіху». У моменти часу $t_1, t_2, \dots, t_N$ в системі можуть відбутися ініціюючі події $П_1; П_2; \dots, П_N$, які здатні відхилити траєкторію від кривої S_0 , включаючи послідовність подій, що відповідають сценаріям $S_1, S_2, \dots, S_N$, які дають змогу системі досягнути кінцевих

станів $KC_1, KC_2, \dots, KC_N$. Кожен кінцевий стан, крім бажаного, призводить до втрат $U_N(KC_N)$.

Таким чином, втрати – це результат зміни стану системи у бік, який не дозволяє отримати заплановану кінцеву подію.

За наслідками послідовної оцінки небезпек, вразливостей та втрат для системи можна визначити рівень ризику:

$$R = \vec{H} \vee \vec{U} \quad (1.6 17)$$

де: $\vec{H} = \{P[IP_1]; P[IP_2]; \dots P[IP_N]\}$ – вектор небезпек, компонентами якого є ймовірності реалізації ініціюючих подій;

$V[P(KC_1)|IP_j] - NK$ – матриця вразливостей, компоненти якої виявляють собою ймовірності реалізації невдалих станів KC_i за умови настання ініціюючої події IP_j ;

$\vec{U} = \{U[KC_1]; P[KC_2]; \dots P[KC_N]\}$ – вектор втрат, компонентами якого є величини збитків, що відповідають кінцевим станом $KC_1, KC_2, \dots, KC_N$.

Вразливість системи характеризується сукупністю сценаріїв випадкових подій і причинно-наслідкових зв'язків лише цими подіями, тобто структурою сценарного графа системи [116]. При цьому параметрами вразливості будуть виступати умовні ймовірності реалізації різних кінцевих станів систем, що виникають у полі ініціюючої події того чи іншого типу та інтенсивності. Аналіз вразливостей

Оцінка ризику може бути виконана з різним ступенем глибини і деталізації з використанням одного або кількох методів різного рівня складності [117-118]. Форма оцінки та її вихідні дані мають бути сумісні з критеріями ризику, встановленими при визначенні сфери застосування. У процесі вибору методу оцінки ризику необхідно враховувати, що метод має: – відповідати ситуації, що розглядається в судновласній компанії та оточуючому середовищі; – надавати результати в формі, що сприяє підвищенню обізнаності про вид ризику і способи його обробки; – забезпечувати простежуваність, відтворюваність і верифікацію процесу і результатів. Досвід у проведенні досліджень з оцінки ризиків під час

моделювання вартості життєвого циклу судна показав ефективність використання в цій задачі методу Монте-Карло. Цей метод зазвичай використовують для оцінки діапазону зміни результатів і відносної частоти значень у цьому діапазоні для кількісних величин, таких як вартість, тривалість, продуктивність, попит та ін.

Моделювання методом Монте-Карло може бути використано для двох різних цілей: – трансформування невизначеності для звичайних аналітичних моделей; – розрахунку ймовірностей, якщо аналітичні методи не можуть бути використані. Вхідними даними для моделювання методом Монте-Карло є добре опрацьована модель системи, інформація про тип вхідних даних, джерела невизначеності і необхідних вихідних даних. Вхідні дані та відповідну їм невизначеність розглядають у вигляді випадкових змінних із відповідними розподілами змінних (нормальний, трикутний, логарифмічний тощо).

Процес включає такі етапи:

- визначення моделі або алгоритму, які найбільш точно описують поведінку досліджуваної системи;
- багаторазове застосування моделі з використанням генератора випадкових чисел для отримання вихідних даних моделі (моделювання системи). За необхідності моделюють вплив невизначеності.

Модель записують у формі рівняння, що виражає співвідношення між вхідними та вихідними параметрами. Значення, відібрані як вхідні дані, отримують із відповідних розподілів ймовірностей, що характеризують невизначеності даних; – за допомогою комп'ютера багаторазово використовують модель (часто до 10 000 разів) із різними вхідними даними і отримують вихідні дані. Вони можуть бути оброблені за допомогою статистичних методів для отримання оцінок середнього, стандартного відхилення, довірчих інтервалів.

Перевагами методу Монте-Карло є такі:

- метод може бути адаптований до будь-якого розподілу вхідних даних, включаючи емпіричні розподіли, побудовані на основі спостережень за відповідними системами;

- моделі порівняно прості для роботи і можуть бути в разі потреби розширені;
- метод дозволяє врахувати будь-які дії, події і взаємозв'язки між ними, включаючи такі, як умовні залежності; – для ідентифікації сильних і слабких впливів може бути застосований аналіз чутливості;

- моделі є зрозумілими, а взаємозв'язок між входами і виходами – прозорим;
- метод допускає застосування ефективних моделей дослідження багатокомпонентних систем, таких як мережа Петрі.

- метод дає змогу досягти необхідної точності результатів.

Недоліками методу є такі:

- точність рішень залежить від кількості ітерацій, які можуть бути виконані;
- метод передбачає, що невизначеність даних можна описати відомим розподілом;

- великі і складні моделі можуть становити труднощі для фахівців із моделювання й ускладнювати залучення зацікавлених сторін;

- метод не може адекватно моделювати події з дуже високою або дуже низькою ймовірністю появи, що обмежує його застосування в процесі аналізу ризику.

Як програмне забезпечення реалізації методу Монте-Карло в процесі створення і реалізації моделі визначення вартості життєвого циклу судна нами пропонується використання системи імітаційного моделювання AnyLogic, яке має графічне середовище користувача та дає змогу використовувати мову Java для розробки моделей. Крім того, проведення імітаційного моделювання дозволяє визначити очікувану вартість життєвого циклу судна як математичне очікування випадкової величини сумарних витрат. При цьому немає необхідності аналізувати кожен фактор ризику та його вплив на сумарні витрати життєвого циклу окремо. Для вирішення прикладних задач мінімізації витрат на виконання всіх процесів життєвого циклу судна можна як цільову функцію використовувати саме математичне очікування сумарних витрат, а до системи обмежень додати умову максимально допустимого значення середнього квадратичного відхилення або дисперсії.

За результатами імітаційного моделювання було доведено, що величина сумарної вартості життєвого циклу судна Z_{Σ} підпорядковується нормальному закону розподілу з функцією щільності розподілу [117-119]:

$$f(Z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{M_Z^2}{2\sigma^2}} \quad (1.7)$$

де M_L – математичне очікування сумарних витрат; σ – середньоквадратичне відхилення (рис. 1.22).

- 1) підтримка або покращення технічного стану судна, що забезпечує допустимий або мінімальний рівень ризиків технічного характеру;
- 2) збільшення тривалості життєвого циклу судна та/або показників його комерційної експлуатації.

Підставою до тих чи інших заходів є, передусім, стан судна; його оцінка є відправною точкою прийняття рішень.

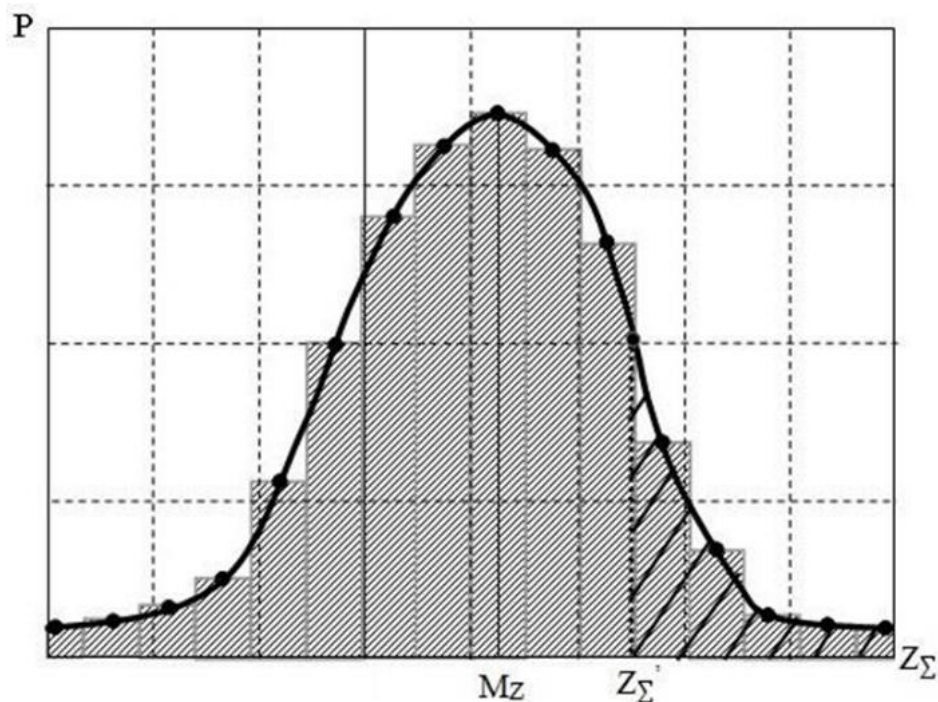


Рисунок А10.3. - Розподіл ймовірності вартості життєвого циклу судна

Якщо планом передбачається отримання сумарної вартості життєвого циклу на рівні Z_{Σ}' , то ризик недосягнення цілі може бути розрахований за формулою [117]:

$$R = P(Z_{\Sigma} \geq Z_{\Sigma'}) = 1 - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{Z_{\Sigma'}} e^{\frac{M_Z^2}{2\sigma^2}} \quad (1.8 \ 19)$$

Таким чином, запропонована модель визначення вартості життєвого циклу судна з урахуванням аналізу ризиків, що впливають на її складові. Використаний підхід враховує ймовірнісну природу ризиків, що відображено у відповідних формулах.

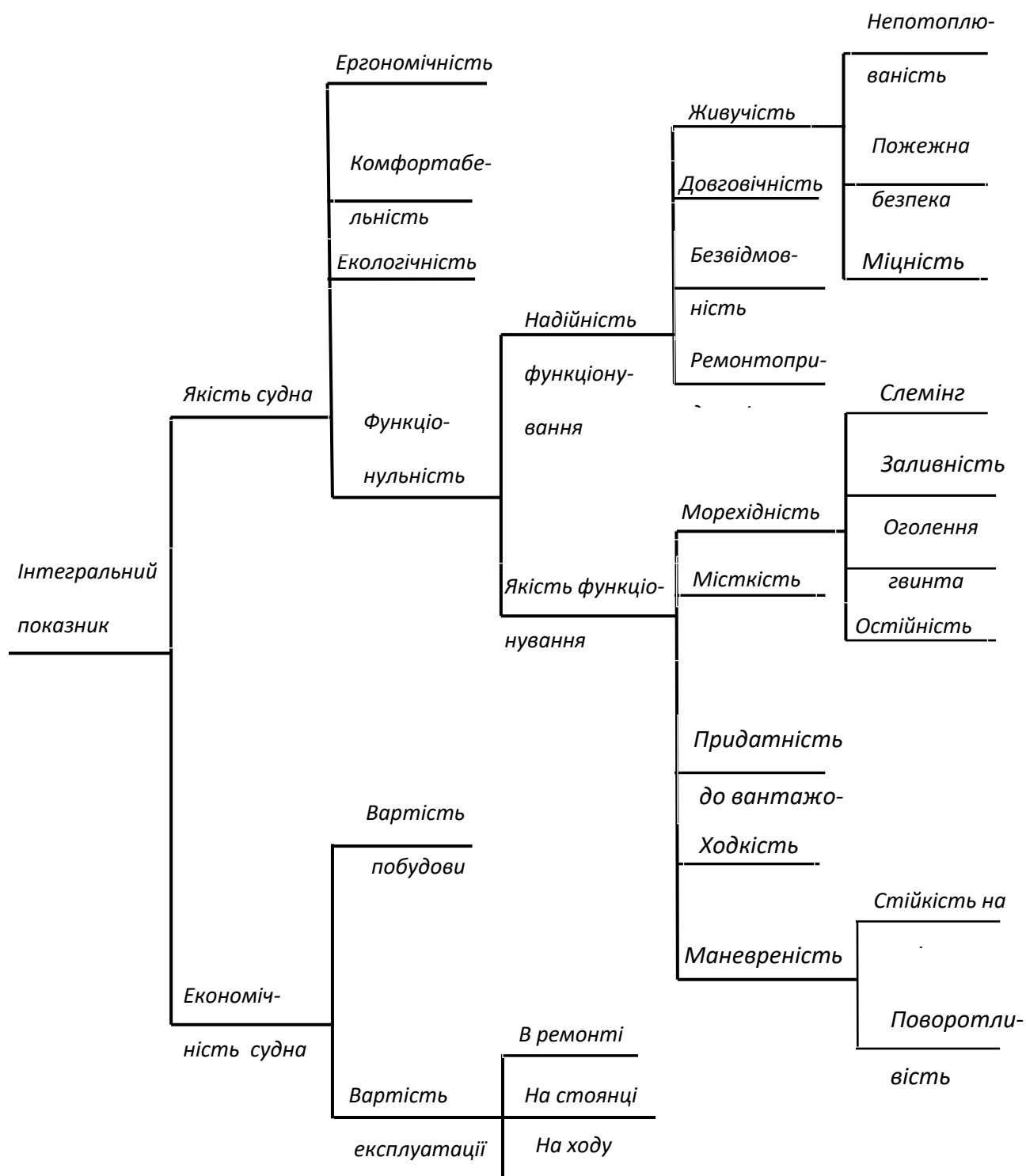


Рис.Б.1 Дерево властивостей морського вантажного судна (за Новосельцевим)

Додаткові витрати судна при його подовженні [16]

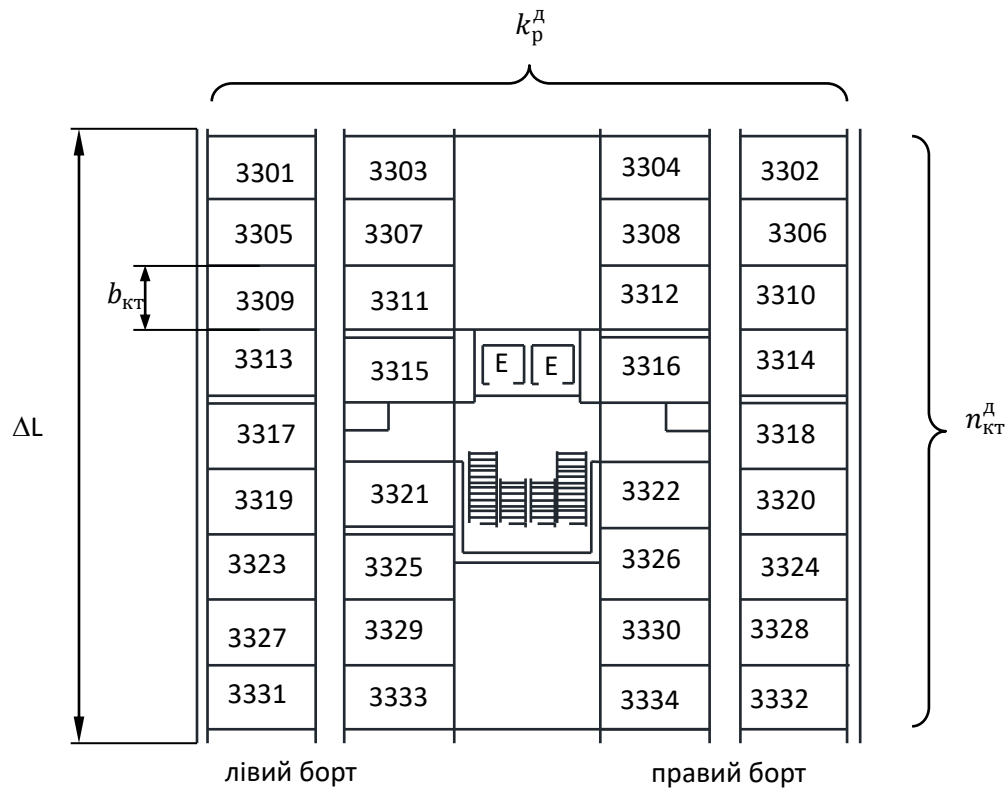


Рисунок. Б2.1. - Схема розміщення кают в додатковій секції на одній палубі
(приклад)

Додаткові витрати судна при його подовженні будемо визначати за залежністю

$$\Delta C = \Delta C_{pr} + \Delta C_{carex} + \Delta C_{orex}, \quad (1)$$

де ΔC_{pr} – витрати на проектування додаткової секції;

ΔC_{carex} – капітальні витрати судна на модернізацію;

ΔC_{orex} – збільшення операційних витрат судна після модернізації.

Витрати ΔC_{carex} – вартість проведення модернізації круїзного судна будемо оцінювати за залежністю [152]

$$\Delta C_{carex} = C_H^Д + C_{ок}^Д + C_E^Д + GE + S + ES, \quad (2)$$

де $C_H^Д$ – вартість виготовлення додаткової секції корпусу;

$C_{ок}^Д$ – вартість проведення робіт з оздоблення додаткових кают;

$C_E^Д$ – вартість встановлення (заміни) додаткового обладнання;

GE – загальні витрати на виробництво (модернізацію);

S – прибуток верфі;

ES – додаткові витрати.

Вартість виготовлення додаткової секції лайнера [99]

$$C_H = CA_c + CF_c, \quad (3)$$

де CA_c – вартість матеріалу;

CF_c – вартість виробництва.

$$CA_c = G_c m_{st} = \gamma_G n_{\text{КТ}}^{\text{Д}} b_{\text{КТ}} m_{st}, \quad (4)$$

G_c – вага додаткової секції корпусу;

m_{st} – вартість одиниці конструкційної сталі;

γ_G – питома вага секції по ширині каюти.

Вартість виробництва [99]

$$CF_c = Hh_c m_{hH}, \quad (5)$$

де Hh_c – необхідна кількість людино-годин;

m_{hH} – вартість застосування людської сили

$$Hh_c = LI_1 C_1 + LI_2 n_{\text{КТ}}^{\text{Д}} k_{\text{р}}^{\text{Д}} z_{\text{п}} \quad (6)$$

де LI_1 – трудомісткість (labor intensity), кількість часу, що витрачається на виробництво одиниці продукції (в даному випадку секції корпусу), людино-годин/тон;

LI_2 – трудомісткість оздоблювальних робіт кают додаткової секції,

$$Hh_c = LI_1 \gamma_G n_{\text{КТ}}^{\text{Д}} b_{\text{КТ}} + LI_2 n_{\text{КТ}}^{\text{Д}} k_{\text{р}}^{\text{Д}} z_{\text{п}} = n_{\text{КТ}}^{\text{Д}} (LI_1 \gamma_G b_{\text{КТ}} + LI_2 k_{\text{р}}^{\text{Д}} z_{\text{п}}) \quad (7)$$

Вартість проведення оздоблювальних робіт в додаткових каютах

$$C_{\text{ор}}^{\text{Д}} = CK n_{\text{КТ}}^{\text{Д}} k_{\text{р}}^{\text{Д}} z_{\text{п}} \quad (8)$$

де CK – вартість оздоблення і обладнання однієї каюти.

Визначання величини загальних витрат на модернізацію GE ґрунтується на досвіді конкретного суднобудівного підприємства. Ці витрати за рекомендацією [99-105] орієнтовно складають 90% від вартості праці, затраченої на суднобудівне виробництво в частині проведення модернізації

$$GE = 0,9 CF_c. \quad (9)$$

Прибуток верфі складає близько 5% від вартості від вартості праці на донному виробництві $S = 0,05 CF_c$.

Додаткові витрати ES складають приблизно до 10% від загальних витрат [99]

$$ES = 0,1 GE \quad (10)$$

Витрати ΔC_{orex} розраховуються за рівнянням

$$\Delta C_{orex} = \Delta C_{зп} + \Delta C_{вх} + \Delta C_{пд} + \Delta C_{пл} + \Delta C_{інв} + \Delta C_{рем} + \Delta C_{ам} + \Delta C_{прт} + \Delta C_{коф} \quad (11)$$

де $\Delta C_{зп}$ – збільшення фінансування на підвищення заробітної плати (основної і додаткової) екіпажу, включаючи персонал обслуговування.

$\Delta C_{вх}$ – збільшення витрат на харчування пасажирів і екіпажу;

$\Delta C_{пд}$ – збільшення податків у зв'язку зі збільшенням пасажиромісткості і водотонажності судна;

$\Delta C_{пл}$ – додаткові витрати на збільшення генерації енергії і паливо;

$\Delta C_{інв}$ – збільшення витрат на малоцінний і швидкозношуваний матеріал;

$\Delta C_{рем}$ – зростання витрат на ремонт і технічне обслуговування;

$\Delta C_{ам}$ – збільшення амортизаційних виплат;

$\Delta C_{прт}$ – підвищення величини портових зборів;

$\Delta C_{коф}$ – зростання витрат на комплексне обслуговування флоту.

Фінансування $\Delta C_{зп}$ можна визначити за виразом [99]

$$\Delta C_{зп} = \sum_{i=1}^p \frac{\Delta N_{пас}^D}{k_n} S_{rw} = \sum_{i=1}^n \frac{q_{кт}^D n_{кт}^D}{k_n} S_{rw}, \quad (12)$$

де k_n – нормативний коефіцієнт, що встановлює кількість членів екіпажу в залежності від кількості пасажирів,

S_{rw} – грошова ставка заробітної плати членів екіпажу відповідного фаху;

p – кількість груп спеціалістів визначеного фаху, що залучаються для обслуговування пасажирів $\Delta N_{пас}^D$.

Додаткові витрати на харчування визначають як

$$\Delta C_{вх} = S_{хр}^{пас} q_{кт}^D n_{кт}^D \quad (13)$$

де $S_{хр}^{пас}$ – усереднена вартість харчування одного пасажирів.

Прогнозоване збільшення податків, що спочуються судноплавною компанією, пропонується розраховувати за виразом

$$\Delta C_{\text{пд}} = k_{\text{пд}} q_{\text{кт}}^{\text{д}} n_{\text{кт}}^{\text{д}} \quad (14)$$

де $k_{\text{пд}}$ – коефіцієнт пропорційності, що отримується шляхом обробки статистичних даних діяльності компанії і встановлює пропорційний зв'язок величини податків і кількості пасажирів.

Вимоги Конвенції SOLAS- щодо проведення модернізації [173]

Конвенція SOLAS-74 у відповідності до правила II-2/1.3.2 вимагає, що до того як прийняти рішення про проведення модернізації необхідно обов'язково залучити державні морські адміністрації (державну адміністрацію прапора): «Ремонти, переробки, модернізації, які суттєво змінюють розміри судна або розміри пасажирських приміщень або суттєво збільшиться термін служби судна й обладнання, повинні відповідати вимогам до суден побудованих на або після 1 липня 2012 року настільки Адміністрація вважає обґрунтованим (реальним). Переобладнання судна шляхом повздовжня є основним видом модернізації, оскільки при цьому збільшується розміри судна, тому і залучення державних морських адміністрацій є важливою і обов'язковою процедурою. Крім того, при розмірній модернізації обов'язково слід враховувати ще одне правило Конвенції SOLAS-74, що називається – безпечне повернення в порт (Safe Return to Port – SRtP), яке прийняте резолюцією комітету з морської безпеки MSC IMO 216/82, яка вступила в силу 1 липня 2010 р. Це правило вимагає [173]: «...пасажирські судна довжиною 120 м або трьома або більше вертикалами зонами повинні проєктуватися з ціллю поліпшення виживаності». Воно вимагає, що у разі затоплення або надзвичайної пожежі, – пасажирів і екіпаж можуть безпечно залишатися на борту судна, поки воно рухається в порт власним ходом. Також ним, визначається поріг, при якому екіпаж повинен мати можливість повернутися в порт, не виключаючи евакуації пасажирів [173].

Визначення осадки судна при подовженні його корпусу

З метою визначення водотоннажності і нового значення осадки судна з розмірною модернізацією застосовується рівняння мас [174, 175, 203], яке для модернізованого судна з додаванням циліндричної вставки записується у вигляді

$$\Delta = \Delta_0 + \Delta P_H + \Delta P_{PC} + \Delta P_b + \Delta P_F + \Delta P_W + \Delta P_{SE} + \Delta P_{DR} \quad (1)$$

де Δ_0 – водотоннажність судна до модернізації, т;

ΔP_H – маса додаткової циліндричної вставки корпусу, т;

ΔP_{PC} – сума додаткових мас, пасажирів, екіпажу багажу, т;

ΔP_b – маса додаткового баласту, т;

ΔP_F – маса додаткових паливних танків, т;

ΔP_W – маса додаткових танків для води, т;

ΔP_{SE} – маса додаткового спорядження і обладнання, т;

ΔP_{DR} – запас водотоннажності, т.

В свою чергу водотоннажність судна визначається через головні розміри судна [175]

$$\Delta_0 = \rho C_{b0} k L_0 B d_0, \quad (2)$$

при проведенні розмірної модернізації формула (2.21) запишеться в наступному вигляді

$$\Delta = \rho C_b k L B d = \rho (C_{b0} + \Delta C_b) k (L_0 + \Delta L) B (d_0 + \Delta d), \quad (3)$$

де ρ – густина морської води, т/м³;

C_b – коефіцієнт загальної повноти модернізованого судна;

C_{b0} – коефіцієнт загальної повноти судна початкової довжини;

ΔC_b – приріст коефіцієнта загальної повноти судна за рахунок його подовження;

k – коефіцієнт вступних частин корпусу;

L – довжина судна в наслідок подовження, м

L_0 – початкова довжина судна, м;

ΔL – довжина додаткової циліндричної вставки, м;

B – ширина судна, м;

d_0 – осадка судна до подовження, м;

d – осадка судна після подовження, м;

Δd_0 – зміна осадки судна внаслідок подовження, м;

Рівняння (2.22) відкриває можливість визначити нову осадку

$$d = \frac{\Delta}{\rho(C_{b0} + \Delta C_b) k (L_0 + \Delta L) B} \quad (4)$$

або зміна осадки

$$\Delta d = \frac{\Delta}{\rho(C_{b0} + \Delta C_b) k (L_0 + \Delta L) B} - d_0 \quad (5)$$

з урахуванням рівняння мас (2.20) отримаємо наступну рівність

$$\Delta d = \frac{\Delta_0 + \Delta P_H + \Delta P_{PC} + \Delta P_b + \Delta P_F + \Delta P_W + \Delta P_{SE} + \Delta P_{DR}}{\rho(C_{b0} + \Delta C_b) k (L_0 + \Delta L) B} - d_0 \quad (6)$$

Осадка впливає до глибини занурення гребного гвинта, величина якою впливає на якість роботи гребного гвинта: зменшення осадки до граничних значень глибини занурення зменшує його гідродинамічну ефективність, що обумовлюється засмоктуванням повітря або виходом лопатей при качці [199].

В роботах [203, 204, 205] на підставі чисельних дослідних даних надані рекомендації щодо визначення глибини h , на яку необхідно занурити гвинт (рис.2.6)

$$h_{min} \leq D_{гр} \leq h_{max} \quad (7)$$

де h_{min} , h_{max} – мінімальна і максимальна глибина занурення гвинта,

$h_{min} = 0,68 D_{гр}$ і $h_{max} = 0,75 D_{гр}$, тобто [203, 204, 205]

$$0,68 d \leq D_{гр} \leq 0,75 d \quad (8)$$

Вираз (26) перепишемо у вигляді

$$0,68 (d_0 + \Delta d) \leq D_{гр} \leq 0,75 (d_0 + \Delta d) \quad (9)$$

$$(d_0 + \Delta d) \leq \frac{D_{гр}}{0,68}$$

$$\frac{D_{гр}}{0,75} \leq (d_0 + \Delta d)$$

або

$$\frac{D_{\text{гр}}}{0,75} \leq (d_0 + \Delta d),$$

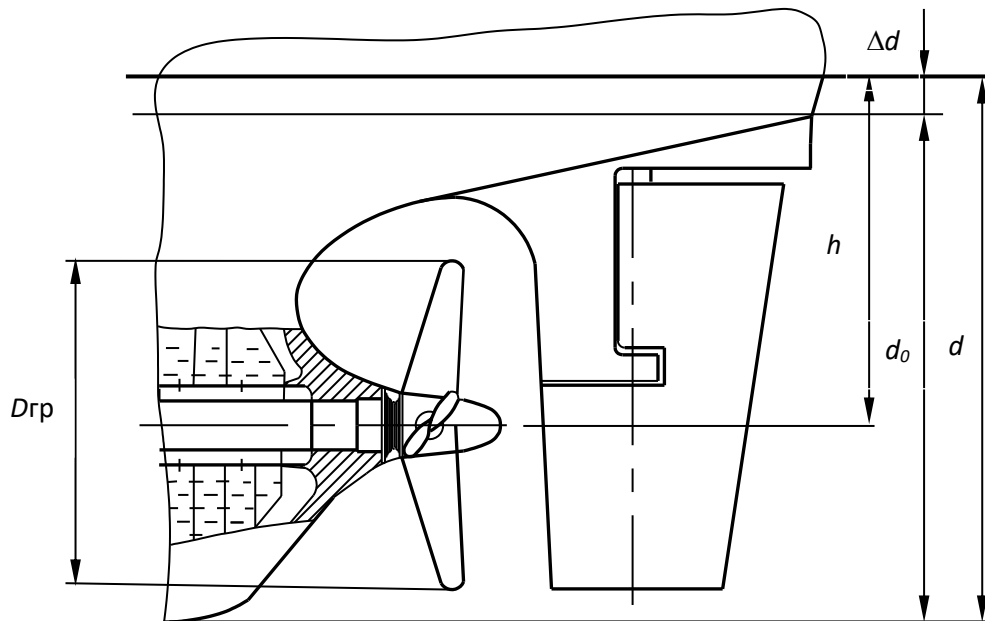


Рисунок. Б4.1 - Осадка і глибина занурення гребного гвинта

$$\Delta d \leq \frac{D_{\text{гр}}}{0,68} - d_0 ,$$

$$\Delta d \geq \frac{D_{\text{гр}}}{0,75} - d_0 .$$

Таким чином отримуємо нерівність, що визначає допустимі границі, в яких допускається зміна осадки при долученні додаткової секції

$$\frac{D_{\text{гр}}}{0,75} - d_0 \leq \Delta d \leq \frac{D_{\text{гр}}}{0,68} - d_0 . \quad (10)$$

Враховуючи ті обставини, що зменшення глибини занурення гвинта відбувається за умови $\Delta d < 0$ $\Delta d = d - d_0 < 0$, то обмеження (10) розраховуємо в абсолютних одиницях

$$\left| \frac{D_{\text{гр}}}{0,75} - d_0 \right| \leq |\Delta d| \leq \left| \frac{D_{\text{гр}}}{0,68} - d_0 \right| . \quad (11)$$

Спільне вирішення отриманого рівняння (2.25) і з перевіркою за формулою (11) дозволяє перевіряти забезпечення умови занурення гребного гвинта при розмірній модернізації.

Слід додати, що визначення осадки d здійснюється також за правилами Міжнародної Конвенція з вантажної марки 1966 р. (International Convention on Load line 1966) [202], яка у в нормовує значення мінімальної висоти борта в залежності від довжини судна. Ці значення подаються в Конвенції в табличному вигляді – Free board table, де наводяться значення мінімальної висоти надводного борту, які визначають шляхом елементарних розрахунків необхідні величини осадки d . Разом з тим морські пасажирські судна мають надмірну висоту надводного борту, що суттєво перевищує її мінімальне значення згідно Конвенції, тому визначення осадки не буде безпосередньо лімітуватись нормативними значеннями надводного борту як це відбувається для вантажних суден.

На підставі рівнянь (6) і (10) отримуємо вимоги щодо обмеження довжини вставки

$$\begin{cases} \Delta L \geq \frac{\Delta_0 + \Delta P_H + \Delta P_{PC} + \Delta P_b + \Delta P_F + \Delta P_W + \Delta P_{SE} + \Delta P_{DR}}{\rho(C_{b0} + \Delta C_b) k B \frac{D_{gp}}{0,68}} - L_0 \\ \Delta L \leq \frac{\Delta_0 + \Delta P_H + \Delta P_{PC} + \Delta P_b + \Delta P_F + \Delta P_W + \Delta P_{SE} + \Delta P_{DR}}{\rho(C_{b0} + \Delta C_b) k B \frac{D_{gp}}{0,68}} - L_0 \end{cases} \quad (12)$$

Визначення автономності і дальності плавання модернізованого судна

Додатковий об'єм паливних танків визначається із наступних міркувань: танки (цистерни) розміщуються в просторі подвійного дна і на палубі top tank, розмір цих цистерн є конструктивною особливістю конкретного судна. Додатковий об'єм:

в цистерні подвійного дна

$$\Delta V_{HFO}^{dd} = \Delta L c_{md} b_{dd} C_M, \quad (1)$$

де ΔL – ширина циліндричної вставки, м;

c_{md} – висота міждонного простору, м;

b_{dd} – ширина цистерни подвійного дна, м;

C_M – коефіцієнт повноти площі мідель-шпангоута;

в цистерні палуби top tank

$$\Delta V_{HFO}^{tt} = a b c z_t, \quad (2)$$

де a – довжина додаткової цистерни, м;

b – ширина додаткової цистерни, співпадає з шириною основної цистерни, м;

c – висота додаткової цистерни, співпадає з висотою основної цистерни м;

z_t – число додаткових цистерн.

Величина a визначається довжиною додаткової секції $a = k_a \Delta L$, де k_a – безрозмірний коефіцієнт, який показує на частину довжини циліндричної вставки, в межах якої може розміститись додаткова циліндрична вставка.

Додаткова кількість палива в цистернах згідно (1)-(2) визначається наступним рівнянням

$$\Delta G_{HFO} = (\Delta V_{HFO}^{dd} + \Delta V_{HFO}^{tt}) \rho_{HFO} = (\Delta L c_{md} b_{dd} C_M + k_a \Delta L b c z_t) \rho_{HFO}. \quad (3)$$

Додаткове збільшення ходового часу судна за рахунок прийняття на борт додаткового палива (3) розраховується з урахуванням зменшення додаткової кількості палива на величину збільшення його витрат на допоміжні котельні установки

$$\Delta t_x = \frac{\Delta G_{HFO} - \Delta G_{HFO}^{ДКУ}}{k_{мз} g_e^{ДГ} \sum_{i=1}^n P_i^{ДГ}} = \frac{(\Delta L c_{md} b_{dd} \beta + k_a \Delta L b c z_t) \rho_{HFO} - \Delta G_{HFO}^{ДКУ}}{k_{мз} g_e^{ДГ} \sum_{i=1}^n P_i^{ДГ}}, \quad (4)$$

де ΔG_{HFO}^{DKY} – кількість палива в додаткових в цистернах, що витрачається допоміжними котельними установками, т;

$k_{мз}$ – коефіцієнт, що враховує морський запас,

$g_e^{ДГ}$ – питома годинна витрата палива дизель-генераторів, кг/(кВт·год);

$P_i^{ДГ}$ – ефективна потужність дизель-генераторів, кВт;

n – кількість дизель-генераторів.

Приріст величини дальності плавання судна $\Delta S_{пл}$, що досягається завдяки розміщенню додаткових паливних цистерн, розраховується як $\Delta S_{пл} = v \Delta t_x k_v$, де v – специфікаційна швидкість судна, вузли; k_v – коефіцієнт втрат швидкості, що дає можливість визначити величину, на яку збільшиться дальність плавання

$$\Delta S_{пл} = v k_v \frac{(\Delta L c_m b_{дд} C_M + k_a \Delta L b c z_t) \rho_{HFO} - \Delta G_{HFO}^{DKY}}{k_{мз} g_e^{ДГ} \sum_{i=1}^n P_i^{ДГ}} . \quad (5)$$

З цього рівняння отримаємо вираз для визначення довжини вставки, що визначається додатковою дальністю плавання

$$\Delta L = \frac{k_{мз} g_e^{ДГ} \sum_{i=1}^n P_i^{ДГ} \Delta S_{пл} + v k_v \Delta G_{HFO}^{DKY}}{v k_v (c_m b_{дд} C_M + k_a b c z_t) \rho_{HFO}}$$

Визначення довжини додаткової вставки за умови запобігання слемінгу

Удар днищової обшивки об поверхню води при русі судна, спричинений хвилюванням моря високої бальності, в під час поздовжньої качки, викликає в корпусній конструкції, додаткові локальні ударні напруження, які позначаються на місцевій міцності корпусу судна, призводячи до недопустимих пластичних деформацій. В морській практиці такі процеси проявляються у вигляді слемінгу (днищового і ботового). Запобігання шкідливої дії слемінгу здійснюється на етапах проектування, модернізації і експлуатації судна. Слемінг обмежує морехідність судна і потребує додаткової оцінки при проведенні розмірної модернізації.

Ударний гідродинамічний тиск, що виникає в днищевій обшивці під дією слемінгу, визначається за методикою [207]

$$p_{sl} = k v_{xz}^2, \quad (6)$$

де p_{sl} – гідродинамічний тиск при слемінгу, Па;

k – крефіцієнт форми днищових носових перерізів судна.

v_{xz} – швидкість зіткнення корпусу і води у вертикальній площині, м/с.

Граничні значення швидкості, при перевищенні яких виникає слемінг, визначаються рівнянням [207]

$$v_{xzlim} = 0,093\sqrt{gL}, \quad (7)$$

де L – довжина судна, м.

Допустимий гідродинамічний тиск $[p_{sl}]$ для матеріалу конструкції визначається з умов місцевої міцності корпусу. На підставі рівнянь рівняння (6) і (7), враховуючи, що $v_{xzlim} = v_{xz}$, отримуємо вираз

$$[p_{sl}] = k v_{xzlim}^2 = k (0,093\sqrt{gL})^2,$$

з якого можна визначити максимальну довжину судна, при якій зможуть виникати пластичні деформації від дії слемінгу

$$L = \frac{1}{0,00865} \frac{[p_{sl}]}{gk}, \quad (8)$$

або граничну довжину циліндричної вставки, яка обмежується дією слемінгу,

$$\Delta L = \frac{1}{0,00865} \frac{[p_{sl}]}{gk} - L_0. \quad (9)$$

Умова відповідності плавності обводів і безвідривного обтікання корпусу при розмірній модернізації (умова) Беккера

В конструкції сучасних суден передбачається розбивка загальної їх довжини на три ділянки – носове загострення, циліндрична вставка, кормове загострення, як це показано на рис. Б7.1. Концепція застосування циліндричної вставки передбачає виготовлення центральної частини судна з незмінними по довжині формами поперечних перерізів корпусу. Використання циліндричної вставки робить процес побудови або модернізації суден мінімальної собівартості і високим рівнем технологічності.

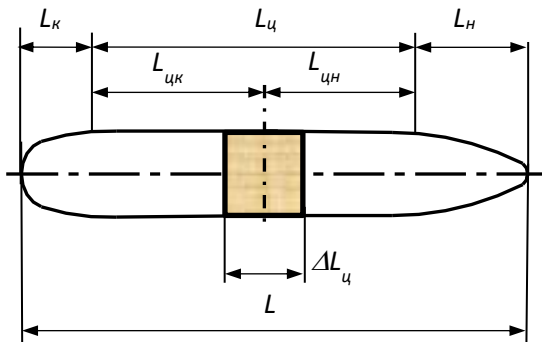


Рисунок. Б7.1 - Довжини частин судна:

- 1 – носової, – циліндричної вставки,
- кормової; з урахуванням

Разом з тим необхідно зазначити, що до факторів, які обмежують довжину циліндричної вставки відносять погіршення плавності обводів, що призводять до зростання хвильового опору в носовій частині і опору форми в кормовій [174].

Відношення довжини циліндричної вставки до довжини судна за рекомендаціями [174] не повинна перевищувати рекомендованих значень

$$k_{\text{ц}} = \frac{L_{\text{ц}}}{L}, \quad (1)$$

де $k_{\text{ц}}$ – коефіцієнт, циліндричної вставки, який встановлює частину довжини циліндричної вставки $L_{\text{ц}}$ від довжини судна L (рис. 1), який визначається з урахуванням коефіцієнту повноти c_b .

З рівняння (1) визначимо граничне значення циліндричної вставки за умови забезпечення плавності обводів

$$L_{\text{ц}} \leq k_{\text{ц}} L. \quad (2)$$

Наступним фактором, що враховується при проектуванні є гарантування безвідмовності обтікання водою корпусу судна, яка визначається мінімально допустимою довжиною кормового загострення, що розраховується з використанням формули Бекера [174]

$$L_{\text{кmin}} \geq 4,1 \sqrt{C_M B d}, \quad (3)$$

де C_M – коефіцієнт повноти мідель-шпангоута;

B – ширина судна, м;

d – осадка судна, м.

Довжина циліндричної вставки в кормовій частині судна після модернізації визначається виразом у відповідності з рис.1

$$L_{\text{цк}} \leq L/2 - 4,1 \sqrt{C_M B d}, \quad (4)$$

де L – довжина судна після модернізації, м.

Таким чином, умова відповідності плавності обводів і безвідривного обтікання корпусу при розмірній модернізації має вигляд

$$\begin{cases} L_{\text{цк}} \leq L/2 - 4,1 \sqrt{C_M B d} \\ L_{\text{ц}} \leq k_{\text{ц}} L \end{cases} \quad (5)$$

або

$$\begin{cases} L_{\text{цк}} \leq (L_0 + \Delta L)/2 - 4,1 \sqrt{C_M B (d_0 + \Delta d)} \\ L_{\text{ц}} \leq k_{\text{ц}} (L_0 + \Delta L) \end{cases} \quad (6)$$

ДОДАТОК В1

Методика розрахунку хвильового коефіцієнту c_w – основного фактор розрахункових навантажень на корпус, спричинених дією моря, який розраховується за рівнянням [212. С. 35]

$$\begin{aligned} c_w &= 0,0856L \text{ при } L \leq 90\text{м}, \\ c_w &= 10,75 - [(300 - L)/100]^{\frac{3}{2}} \text{ при } 90\text{м} < L < 300\text{м}, \\ c_w &= 10,75 \text{ при } 300\text{м} \leq L \leq 350\text{м}, \end{aligned} \tag{1}$$

де L – довжина судна, м;

Технічні характеристики круїзних лайнерів, що використовуються при аналізі впливу збільшення довжини судна на хвильовий коефіцієнт

- *Birka Paradise* (ІМО номер 9273727, L=177 м, B=28,0 м, d=6,6 м, GT=34728 gt);
- *Fram* (ІМО номер 9370018, L=113,7 м, B=20,2 м, d=5,1 м, GT=34728 gt);
- *Seaborun Odissey* (ІМО номер 9417086, L=168,1 м, B=26,0 м, d=6,4 м, GT=34728 gt);
- *Color Fantasy* (ІМО номер 9278234, L=223,7 м, B=35,0 м, d=7,0 м, GT=75000 gt);
- *MSC Opera* (ІМО номер 9250464, L=251,25 м, B=28,8 м, d=6,6 м, GT=59000 gt);
- *Pride of America* (ІМО номер 9250464, L=287,49 м, B=32,2 м, d=8,0 м, GT=80439 gt);
- *AIDA* (ІМО номер 9250464, L=193,3 м, B=27,6 м, T=6,2 м, GT=38531 gt);
- *Проекту 1881-010-1* (L=205 м, B=28,6 м, d=9,46 м, GT=39939 gt).

Визначення розрахункового тиску на корпус зі сторони морського середовища

Морське середовище створює відповідну дію на корпус судна, яка проявляється у впливі статичного тиску морської води і динамічного тиску від удару хвиль і хитавиці. Наступне питання – це вплив зміни довжини судна на розрахунковий тиск, який сприймається корпусом судна від різноманітної дії на нього моря. Це дослідження буде використано при оцінці місцевої міцності корпусу.

Цей тиск розраховується за методикою [212 . С. 36]

$$p = p_{st} + p_w, \quad (1)$$

де p_{st} – статичний тиск, кПа;

$$p_{st} = 10 z \quad (2)$$

z – відстань від точки, в якій діє тиск, до вантажної (літня марка) ватерлінії, м;

p_w – розрахунковий хвильовий тиск, спричинений рухом судна по профілю хвилі [212. С. 36]

$$p_w = p_{w0} - 1,5c_w(z/d), \quad (3)$$

де p_{w0} – розрахунковий хвильовий тиск на борт корпусу в області конструктивної ватерлінії [212. С. 36],

$$p_{w0} = 5c_w a_v a_x, \quad (4)$$

a_v – вертикальна проекція прискорення точки корпусу при ударі хвилі, м/с², [1. С. 36]

$$a_v = [0,8 v_0 (L/10^3 + 0,4)/\sqrt{L}] + 1,5, \quad (5)$$

v_0 – специфікаційна швидкість;

a_x – горизонтальна проекція прискорення точки корпусу при ударі хвилі [212. С. 36], м/с² ;

$$a_x = k_x(1 - 2x_1/L) \geq 0,267, \quad (6)$$

k_x – коефіцієнт поперечних перерізів до носа та до корми від міделя відповідно;

x_1 – відстань поперечного перерізу, який розглядається, від найближчого (носового або кормового) перпендикуляра, м.

Виходячи з регламентованих Регістром [212] формул (3.3)-(3.7), отримаємо рівняння для визначення тиску p_w у загальному вигляді, яке віддзеркалює

залежність p_w від довжини судна і дозволяє оцінити кількісно і якісно діапазон зміни тисків в залежності від встановленої зміни довжин судна

$$p_w = 5c_w \left(\left[0,8 v_0 (L/10^3 + 0,4)/\sqrt{L} \right] + 1,5 \right) (k_x (1 - 2x_1/L)) - 1,5c_w(z/d) \quad (3.8)$$

Визначення зав'язків між параметрами кривих втоми

Більшість із відомих прискорених методів спрямовані на визначення границі витривалості. Однак, при цьому його оцінку проводять у більшості випадків за параметрами похилої ділянки кривої втоми. Іншими словами, щоб знайти границю витривалості, спочатку необхідно експериментально визначити самі параметри. З цього випливає, що між границею витривалості та параметрами похилої ділянки кривої втоми має існувати кореляційна залежність. Теоретичною основою такої залежності є гіпотеза про те, що положення похилої ділянки кривої втоми залежить від тих самих факторів, що й границя витривалості [259, 261-282].

Деякі з основних кореляційних залежностей σ_R для вуглецевих та легованих сталей наведені нижче. У роботі [279] були запропоновані залежності параметрів m_C і C_C та статичного рівняння кривої втоми від границі витривалості у вигляді

$$m_C = f_C(\sigma_R) = a_C \sigma_R + b_C;$$

$$C_C = F_C(\sigma_R) = \alpha_C (m_C + 1) \lg \sigma_R + \beta_C,$$

де a_C , b_C , α_C , β_C – емпіричні коефіцієнти, значення яких дорівнюють:

$$a_C = 0,027; \quad b_C = 1,4; \quad \alpha_C = 0,997; \quad \beta_C = 4,0 + 0,5(2,5 - \lg \sigma_R)^2, \quad \text{при } \lg \sigma_R \geq 2,5$$

$$\beta_C = 4,0 \text{ (в середньому } \beta_C = 4,25).$$

В роботі [280] залежності параметрів m_W и C_W від границі витривалості були встановлені безпосередньо, через функціональні зв'язки від границі витривалості були встановлені функціональні зв'язки з параметрами рівнянь А і r Марселя Про

$$r = 1/(m_W + 1), \quad (1)$$

$$A = [(m_W + 1)10^{C_W}]^{1/(m_W + 1)}. \quad (2)$$

Ці залежності були отримані в результаті статистичної обробки параметрів кривих 388 втоми деталей і зразків з вуглецевих і легованих сталей. При цьому масив даних формувався так, щоб у ньому були присутні дані, що відображають

вплив виду напруженого стану, концентрації напруження, масштабного фактора, марки сталі, механічної та хіміко-термічної обробки, поверхневого зміцнення, а також різних поєднань цих факторів. Перерахував параметри r і A в параметри m_W і C_W за залежностями (2) і (3), були отримані зв'язки параметрів m_W и C_W від границі витривалості σ_R у вигляді

$$m_W = f_W(\sigma_R) = \frac{1}{a_{W1}\sigma_R^{0,01} - b_{W1}} - 1 = \frac{1}{5,254\sigma_R^{0,01} - 5,038} - 1 ; \quad (3)$$

$$C_W = F_W(\sigma_R) = \lg \frac{(\alpha_{W1}\sigma_R + \beta_{W1})^{m_W + 1}}{m_W + 1} = \lg \frac{(7,029\sigma_R + 3599)^{m_W + 1}}{m_W + 1} , \quad (3)$$

де a_{W1} , b_{W1} , α_{W1} , β_{W1} – емпіричні коефіцієнти.

Для параметрів кривої втоми, що виражена показниковим рівнянням, встановлені кореляційні залежності між умовною границею міцності при згині σ_{dII} , кутовим коефіцієнтом K і границею витривалості при симетричному згині σ_{-1} [281].

– для вуглецевих сталей:

$$K = f_{II}(\sigma_R) = a_{II}\sigma_{-1} + b_{II} = 0,1\sigma_{-1} + 33,5 \text{ (МПа)}; \quad (4)$$

$$\sigma_{dII} = F_{II}(\sigma_R) = \alpha_{II}\sigma_{-1} + \beta_{II} = 1,43\sigma_{-1} + 289,6 \text{ (МПа)}; \quad (5)$$

– для легированих сталей:

$$K = 0,25\sigma_{-1} - 6,5 \text{ (МПа)}; \quad (6)$$

$$\sigma_{dII} = 2,48\sigma_{-1} - 33,5 \text{ (МПа)}; \quad (7)$$

– для вуглецевих і легированих сталей:

$$K = 0,185\sigma_{-1} + 15,2 \text{ (МПа)}; \quad (8)$$

$$\sigma_{dII} = 2,11\sigma_{-1} + 132,5 \text{ (МПа)}, \quad (9)$$

де a_{II} , b_{II} , α_{II} , β_{II} – емпіричні коефіцієнти.

Рівноцінне використання трьох, розглянутих вище рівнянь кривої втоми, для реалізації того чи іншого прискореного методу можливе лише в тому випадку, якщо між їхніми параметрами буде встановлено залежності, інакше кажучи, формули перерахунку. Крім того, в даний час запропоновано лише наближені методи перерахунку параметрів, серед яких найбільший інтерес представляє інтегральний метод [282]. Розглянемо його суть з прикладу перерахунку параметрів рівняння Вейбулла в параметри степеневого рівняння.

Якщо перейти від параметра σ_{dII} до параметру N_{GII} , тоді замість залежностей (5), (7) и (9) можна записати [275]

– для вуглецевих сталей:

$$\lg N_{GII} = \varphi_{II}(\sigma_{-1}) = (\alpha_{II}\sigma_{-1} + \beta_{II})/K = (0,43\sigma_{-1} + 289,6)/K; \quad (10)$$

– для легированих сталей:

$$\lg N_{GII} = (1,48\sigma_{-1} - 33,5)/K; \quad (11)$$

– для вуглецевих і легированих:

$$\lg N_{GII} = (2,11\sigma_{-1} + 132,5)/k. \quad (12)$$

Щодо схеми (рис. 3.14) згідно з інтегральним методом отримані рівняння для перерахунку параметрів [282].

$$m_w = 2 \frac{(C - \lg N_{ep.}) \lg(\sigma_{ep.} - \sigma_R) - I}{\lg^2(\sigma_{ep.} - \sigma_R)}, \quad (13)$$

$$\text{де } I = \frac{m}{\ln 10} \int_{\sigma_R+1}^{\sigma_{ep}} \frac{\lg \sigma}{\sigma - \sigma_R} d\sigma,$$

$$C_w = \lg N_{ep} + m_w \lg(\sigma_{ep} - \sigma_R). \quad (14)$$

Результати перерахунку параметрів m_C , C_C , m_W , C_W , m_{WII} та C_{WII} .

Границя витривалості	Параметри, що отримані за методом найменших квадратів				Параметри, що отримані за методом перерахунку		Похибки визначення параметрів	
σ_R , МПа	m_C	C_C	m_W	C_W	m_{WII}	C_{WII}	δ_{m_W} , %	δ_{C_W} , %
250	16,26	45,28	0,6190	6,4779	1,1202	6,9038	44,7	6,2

Результати обчислень рівнянь втомі суднових конструкцій за програмою Maxima

Точкові значення аргументу функції $y = C - m \lg(10^x + \sigma_R)$, запишемо у список X системи комп'ютерної математики wxMaxima [174]

```
(%i9) x: makelist(i·h, i, 0, n), numer$
```

а точкові значення функції запишемо у список y

```
y: makelist(C-m·lg(10^x[i]+σR), i, 1, n+1), numer $
```

Програма Maxima створена для символьних (точних) обчислень математичних виразів. Тому для наближеного обчислення в команді (%i9) ми дописали numer.

Тепер підрахуємо середні значення: середнє значення $\bar{x}$

```
(%i11) xc:sum(x[i], i, 1, n+1)/(n+1);
```

```
(%o11) 0.8497887956994543
```

середнє значення $\bar{x}_y$

```
хус:0;
```

```
0
```

```
for i:1 thru n+1 step 1 do хус: хус+x[i]·y[i];
```

```
done
```

```
хус:хус/(n+1);
```

```
4.841402722527548
```

середнє значення $\bar{y}$

```
(%i15) yc:sum(y[i], i, 1, n+1)/(n+1);
```

```
(%o15) 5.919355642332949
```

та середнє значення $\bar{x}^2$


```
(%i16) xc2:sum(x[i]^2, i, 1, n+1)/(n+1);
```

```
(%o16) 1.010997396214861
```

Тепер все готово для обчислення шуканих параметрів: m_w

```
(%i17) mw:-(хус-хс·ус)/(хс2-хс^2);
```

```
(%o17) 0.6536098241001312
```

та C_w

```
(%i18) Cw:ус+mw·хс;
```

```
(%o18) 6.474785947612332
```

```
(%i8) l1:romberg(lg(10^x+σR),x,0,a);
```

```
(%o8) 4.11076642399604
```

```
(%i9) l2:romberg(x·lg(10^x+σR),x,0,a);
```

```
(%o9) 3.508856584198553
```

Командою rombergв програмі Maxima наближеними методами обчислюються інтеграли [174]. $I_1 = \int_0^a \lg(10^x + \sigma_R) dx = 4,1108$, $I_2 = \int_0^a x \lg(10^x + \sigma_R) dx = 3,5089$.

ДОДАТОК В7

Визначення похибки при оцінці границі витривалості прискореним методом та її залежність від кількості випробуваних зразків

Для оцінки точності запропонованого методу звернемося до експериментальних даних, опублікованих у роботі¹ [1]. Нижче в таблиці (1) наведено результати випробувань гладких зразків із конструкційної сталі 45 при круговому згині. Партію зразків випробовували при постійній швидкості збільшення амплітуди напружень $\alpha = 100$ Па/цикл. Кількість зразків у партії складала 5 штук.

Таблиця 1

Результати випробувань зразків із сталі 45 при круговому вигині.

№ зразка	Початкове напруження σ_1 , МПа	Швидкість збільшення амплітуди напружень α , Па/цикл	Сумарне число циклів n_c , цикл.	Руйнуюче напруження σ_p , МПа
1	240	100	535200	293,5
2	240	100	541300	294,1
3	240	100	593700	299,4
4	240	100	608100	300,8
5	240	100	683200	308,3

За допомогою перерахованих параметрів m_w і C_w та визначаємо значення меж витривалості для всіх п'яти випробуваних зразків за формулою

$$\sigma_R = \sigma_p - [\alpha \cdot (m+1) \cdot 10^{C_w}]^{1/(m_w+1)}. \quad (1)$$

Результати розрахунку границь витривалості кожного випробуваного зразка, і навіть їх відхилення щодо середньомовірного значення границі витривалості, знайденого методом «вгору – вниз», представлені у таблиці 2.

Таблиця 2

№ образца	Руйнуюче напруження σ_p , МПа	Індивідуальна границя витривалості σ_{Ri} , МПа	відхилення δ_{σ_R} , %
1	293,5	247,8167	-0,87331
2	294,1	248,4167	-0,63331
3	299,4	253,7167	1,486693
4	300,8	255,1167	2,046693
5	308,3	262,6167	5,046693

В останній колонці таблиці 2 представлені відхилення знайдених значень меж витривалості від середньомовірного значення $\bar{\sigma}_R$. Щоб знайти похибку оцінки, необхідно порівняти середнє значення, знайдене прискореним методом із середнім значенням, знайденим з допомогою тривалого (стандартного) методу «вгору – вниз».

З табл. 2 знаходимо:

$$(\sigma_R)_{yc} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^5 \sigma_{Ri} = 253,5 \text{ МПа.}$$

Похибка оцінки границі витривалості, що знаходиться методом відносно середньомовірнісного значення:

$$\Delta_{\sigma_R} = \frac{(\sigma_R)_{yc} - \bar{\sigma}_R}{\bar{\sigma}_R} \cdot 100 = \frac{253,5 - 250,0}{250,0} \cdot 100 = 1,4\%.$$

Помилка, пов'язана з перерахуванням параметрів степеневого рівняння параметри рівняння Вейбулла залежить від кількості випробуваних зразків, тому необхідно встановити таку залежність. Зробимо це на прикладі тих самих зразків. Нижче у табл. 3 наведено розрахунки, зроблені за допомогою програмного комплексу wx Maxima за методикою, описаною в розділі 3 [174].

Таблиця 3

Кількість розбиття (кількість зразків)	m_w (МПа)	C_w
10	0.6536	6.4748
20	0.6368	6.4769
30	0.6310	6.4774
40	0.6280	6.4776
50	0.6262	6.4777
60	0.6250	6.4777
100	0.6226	6.4778

Цю залежність представимо у графічному вигляді, використовуючи лише перші 100 наближень (кількість зразків) (рис. 1)

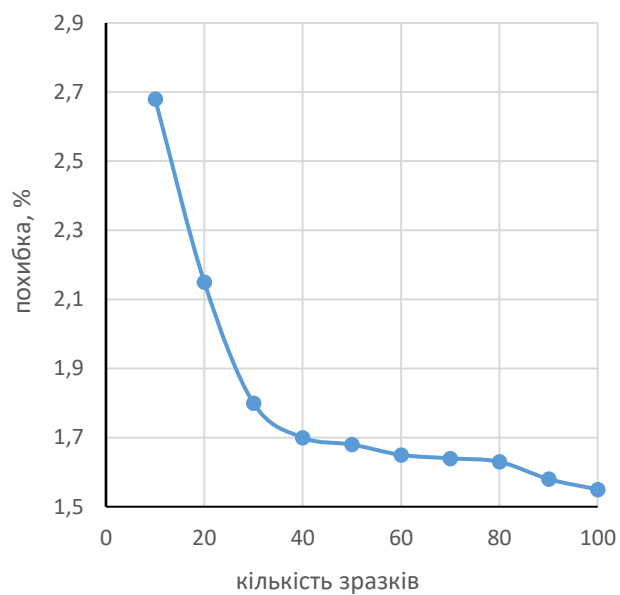


Рис. 1 – Залежність похибки визначення границі витривалості від кількості зразків

1¹. Олейник Н.В., Конопльов А.В., Кібаков А.Г. (2000). Методи прискореного визначення характеристик опору втоми в практичних додатках. Астропринт.

Визначення зміни водотонажності пасажирського судна при подовженні корпусу

Міжнародна Конвенція з вантажної марки 1966 р. (International Convention on Load line 1966) [206], яка у встановлює значення мінімальної висоти борту в залежності від довжини судна. Ці значення подаються в конвенції в табличному вигляді – Free board table, на підставі якої отримуємо графічне представлення функції $F = F(L)$ (рис.Г1.1).

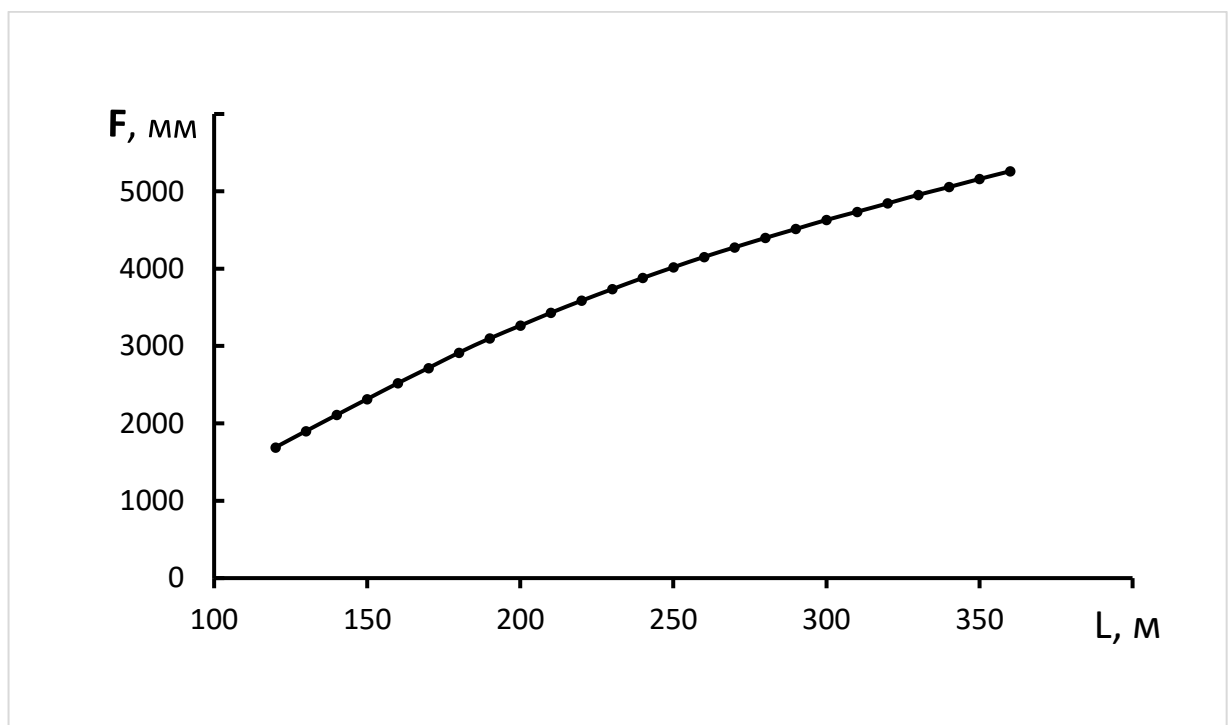


Рисунок Г1. 1 - Графік залежності висоти F надводного борту від довжини судна L

Хоча цей графік являє собою нелінійну функцію, окремі ділянки якої в межах фізично обґрунтованої величини збільшення корпусу $L = L - L_0$, можуть бути апроксимовані лінійною функцією. Користуючись рівнянням прямої, що проходить через одну точку виду $y - y_0 = k(x - x_0)$, запишемо

$$F - F_0 = k_F(L - L_0) = k_F \Delta L, \quad (1)$$

де F_0 – висота надводного борту до подовження судна,

F – висота надводного борту після подовження судна.

k_F – кутовий коефіцієнт прямої, який має такий фізичний зміст: характеризує відносне збільшення висоти величини F при збільшенні довжини судна на 1 м, тобто

$$k_F = \frac{F - F_0}{L - L_0} \quad (2)$$

У зв'язку з лінійною апроксимацією кривої (рис. 1) на ділянці подовження судна $L - L_0$ з урахуванням формули (4.2), отримаємо залежність що дозволяє визначати значення коефіцієнта k_F в залежності від довжини судна

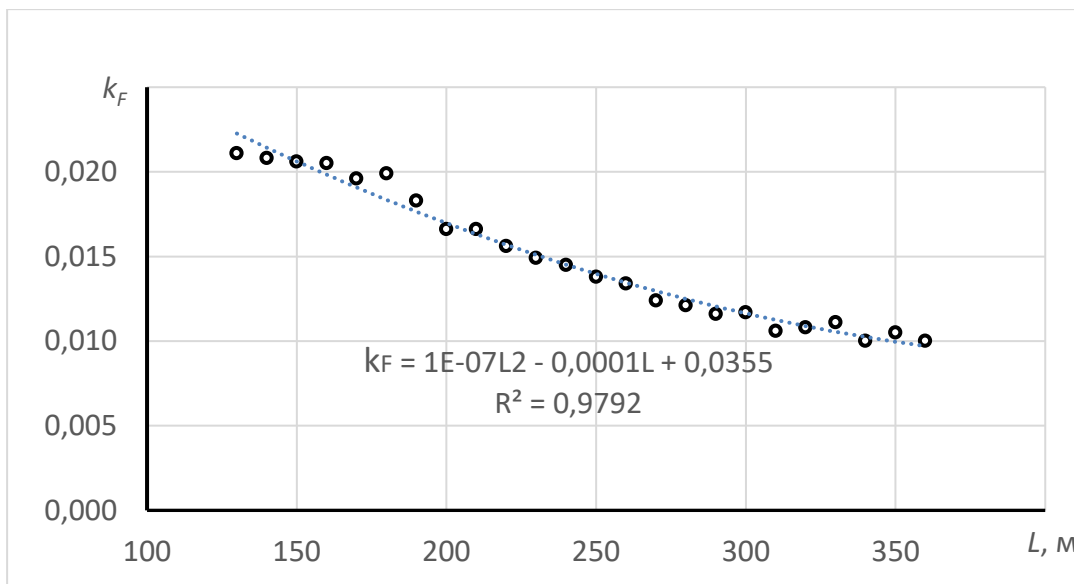


Рисунок Г1. 2.- Графік залежності коефіцієнта k_F від довжини судна L

Очевидно, що зі збільшенням висоти надводного борту ΔF осадка зменшується, на величину Δd , тобто нова осадка збільшеного судна

$$d = d_0 - \Delta d = d_0 - k_F \Delta L, \quad (3)$$

де d_0 – осадка судна до подовження.

Враховуючи сідловатість судна значення коефіцієнту k_F , отриманого за рис.Г.1, рекомендується збільшити в 1, 003 рази [35].

об'єму судна за рахунок збільшення надводного борту (зменшення осадки), м³.

об'єму судна за рахунок збільшення надводного борту (зменшення осадки), м³.

Вираз для об'ємної водотоннажності, в перше така ідея була запропонована в роботі [35]

$$V = V_0 + V_{L_0 \rightarrow L} - V_{d_0 \rightarrow d}, \quad (4)$$

Перший об'єм визначається за очевидним рівнянням з огляду на конфігурацію циліндричної вставки рис. Г.1.1 і рис. Г.1.2

$$V_{L_0 \rightarrow L} = C_M B d \Delta L, \quad (5)$$

де C_M – коефіцієнт повноти мідель-шпангоута при осадці d ;

B – ширина судна;

ΔL – довжина вставки.

З урахуванням виразу (3) рівняння (5) запишеться у вигляді

$$V_{L_0 \rightarrow L} = C_M B (d_0 - k_F \Delta L) \Delta L = C_M B d_0 \Delta L - C_M B k_F \Delta L^2, \quad (6)$$

Другий об'єм $V_{d_0 \rightarrow d}$ підраховується за залежністю

$$V_{d_0 \rightarrow d} = \left(\frac{A_{WL0} + A_{WL}}{2} \right) k_F \Delta L, \quad (7)$$

де A_{WL0} – початкова площа ватерлінії при початковій осадці d_0 ,

A_{WL} – площа конструктивної ватерлінії при новій осадці d .

Таким чином, рівняння (6) буде перетворено до виду

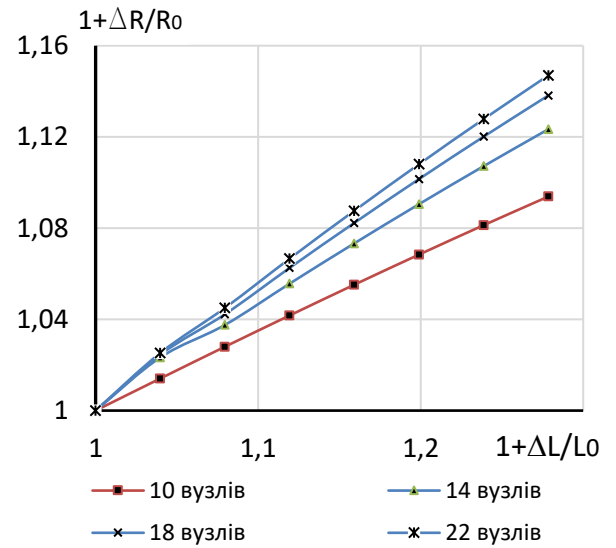
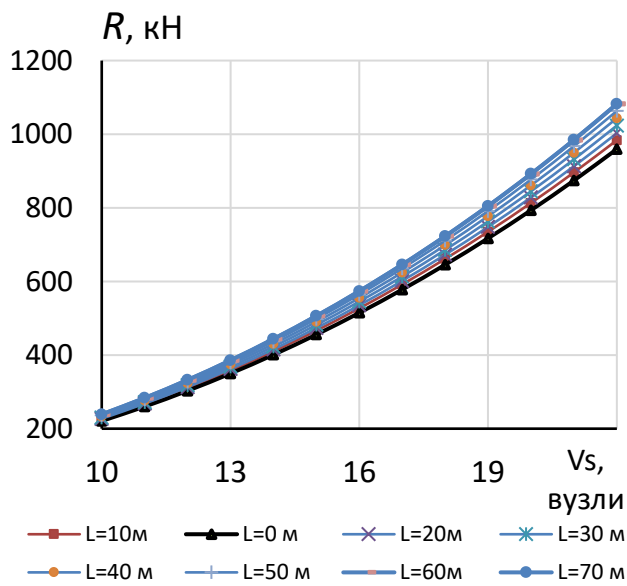
$$V = V_0 + C_M B T d_0 \Delta L - C_M B k_F \Delta L^2 - \left(\frac{A_{WL0} + A_{WL}}{2} \right) k_F \Delta L, \quad (8)$$

з чого випливає, що функція $V = f(\Delta L)$ є квадратичною.

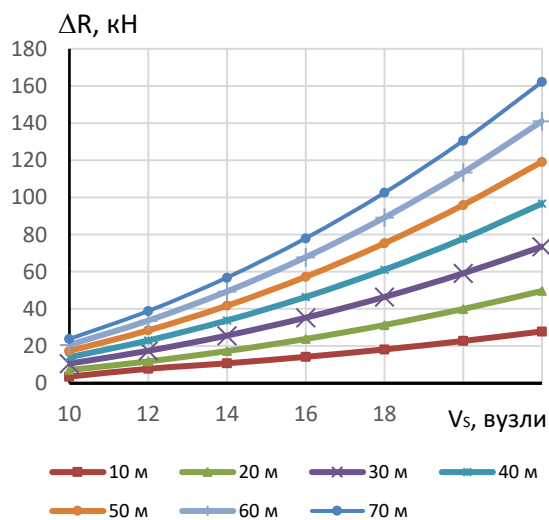
Процедура розрахунку водотоннажності судна згідно наведеним залежностям (4)-(8) може бути застосована для тих суден, які мають висоту надводного борту F згідно вимог Конвенції [206, 284, 285], тобто для суден з незначним надводним бортом, до яких можна віднести деякі транспортні судна і пасажирські судна прибережного плавання.

Для конструкції морських пасажирських суден характерна наявність надлишкового надводного борту, що значно перевищує вимоги Конвенції [206], тому застосувати алгоритм розрахунку у вигляді (4)-(8) коректно не можливо. У зв'язку з цим методика розрахунку зміниться наступним чином, оскільки збільшення довжини судна L при наявності надводного борту F , який значно перевищує вимоги Конвенції [206, 284, 285, 286], не буде приводити до обов'язкової зміни осадки d , тобто у рівнянні (4) зміна (втрата) об'єму судна за рахунок збільшення надводного борту $V_{d_0 \rightarrow d}$ буде зведено до нуля.

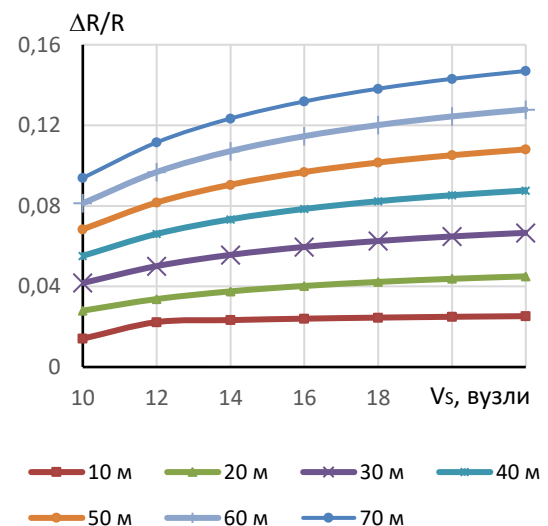
Результати дослідження опору пасажирських лайнерів при подовженні корпусів



А)



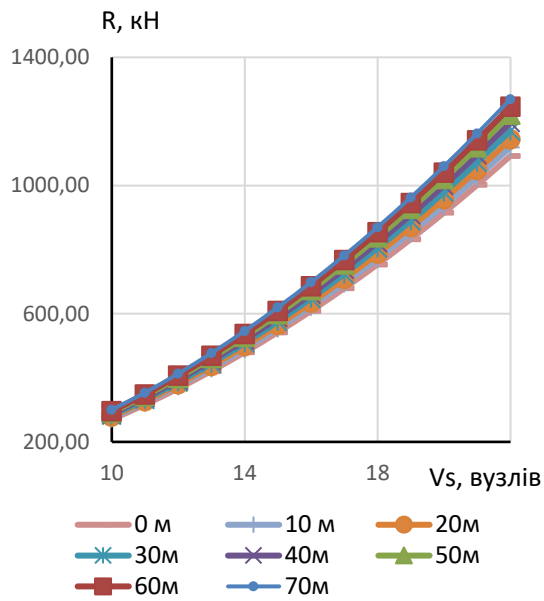
Б)



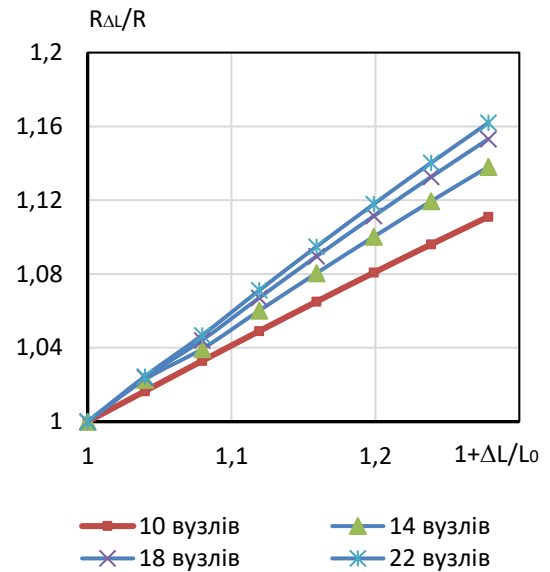
В)

Г)

Рисунок Г2.1 - Результати дослідження опору лайнера «*Pride of America*» при подовженні його корпусу: А) буксирувального опору R ; Б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ в залежності від зростання відносної його довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$; В) абсолютного зростання буксирувального опору ΔR по відношенню до опору судна до модернізації; Г) відносного зростання буксирувального опору $\Delta R/R$ по відношенню до опору судна до модернізації



А)



Б)

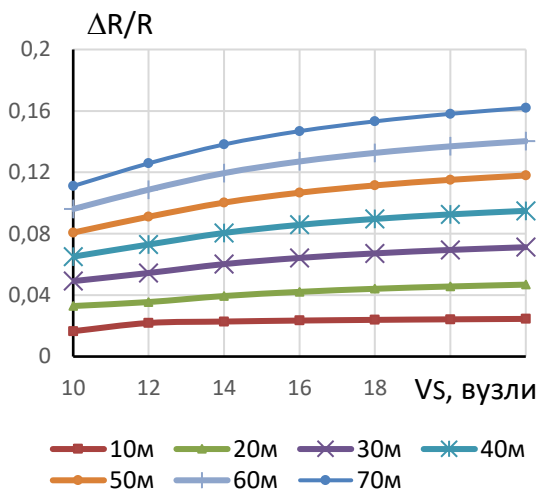
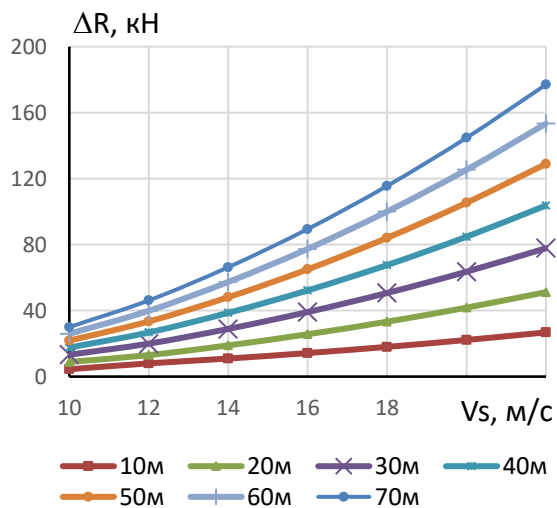


Рисунок Г2.2-Результати дослідження опору лайнера «AIDA» при подовженні його корпусу: А) буксирувального опору R ; Б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ в залежності від зростання відносної його довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$; В) абсолютного зростання буксирувального опору ΔR по відношенню до опору судна до модернізації; Г) відносного зростання буксирувального опору $\Delta R/R$ по відношенню до опору судна до модернізації

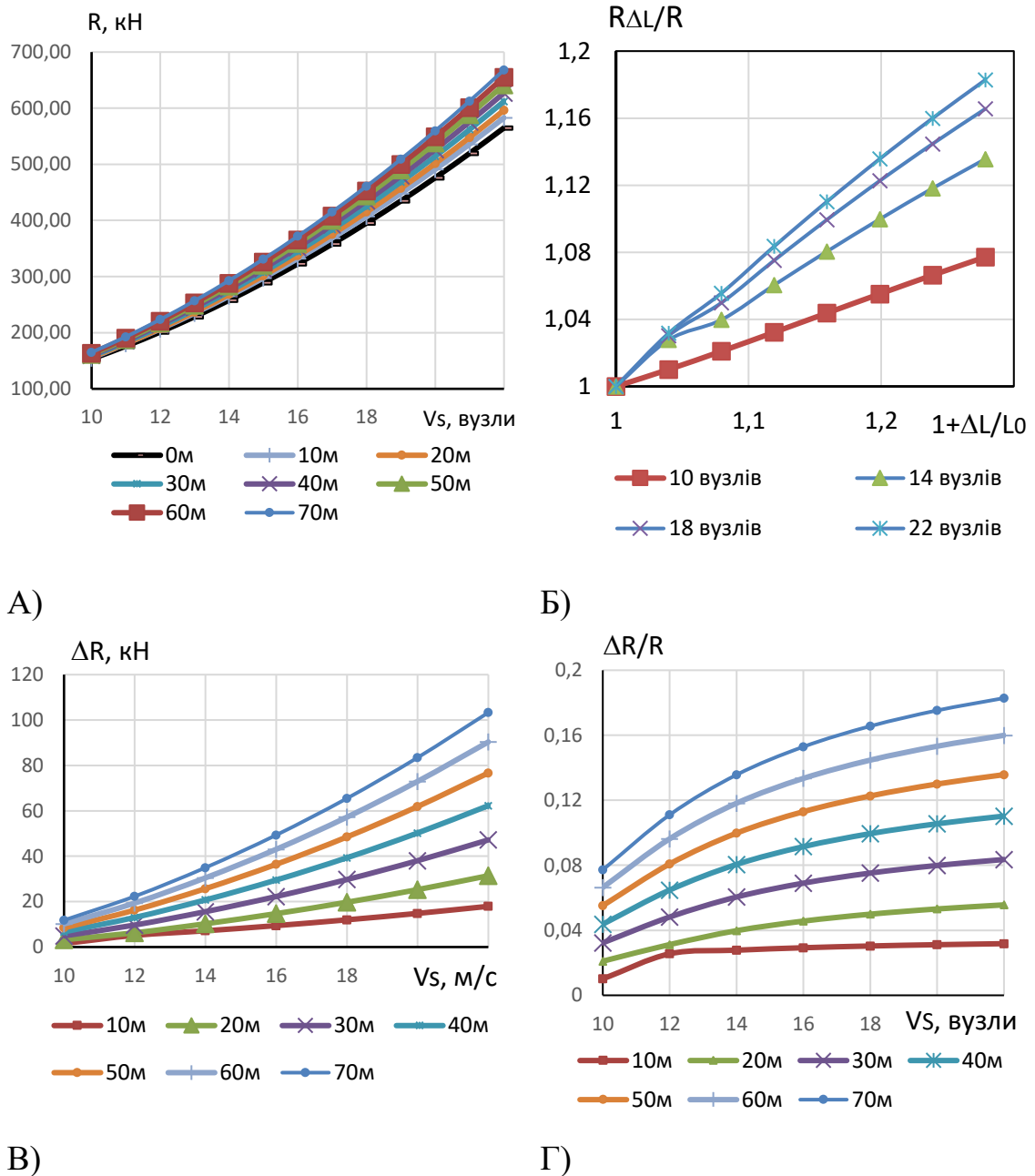
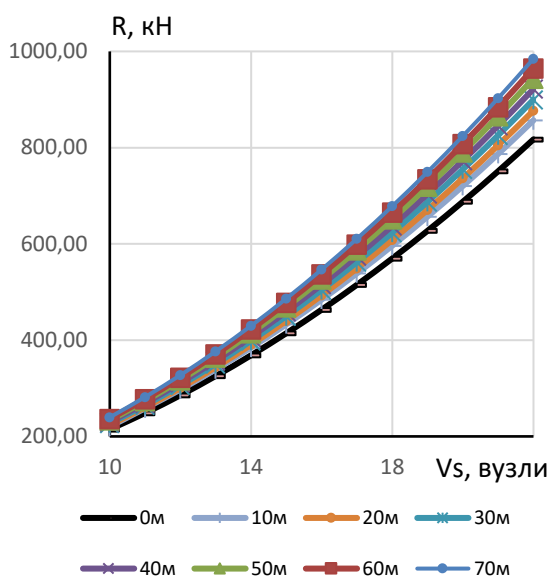
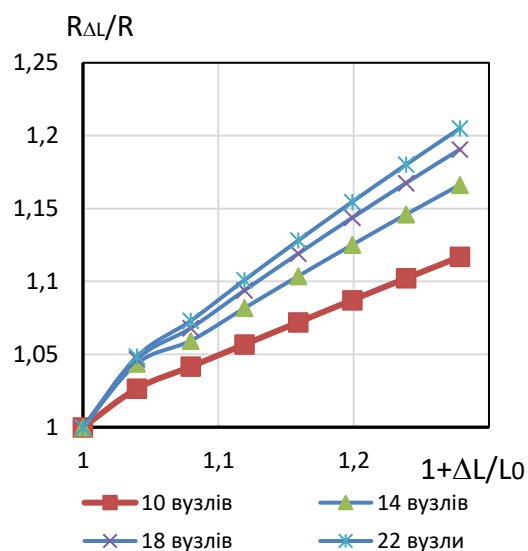


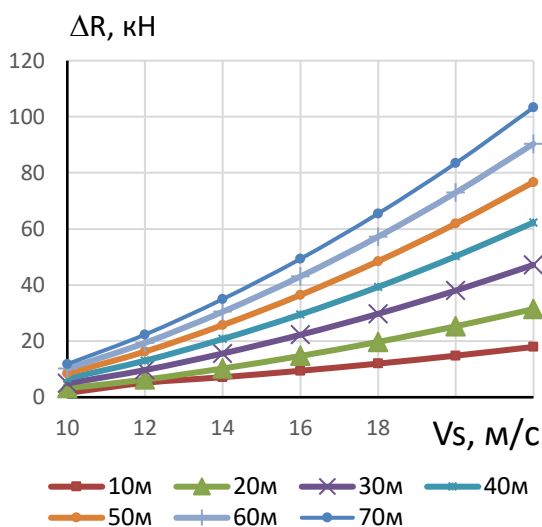
Рисунок Г2.3 - Результати дослідження лайнера «*Birka paradise*» при подовженні його корпусу: А) буксирувального опору R , Б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ в залежності від зростання відносної його довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$; В) абсолютного зростання буксирувального опору ΔR по відношенню до опору судна до модернізації, Г) відносного зростання буксирувального опору $\Delta R/R$ по відношенню до опору судна до модернізації.



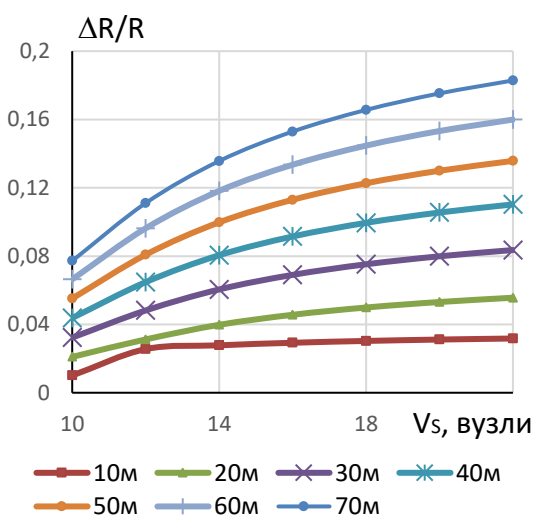
А)



Б)

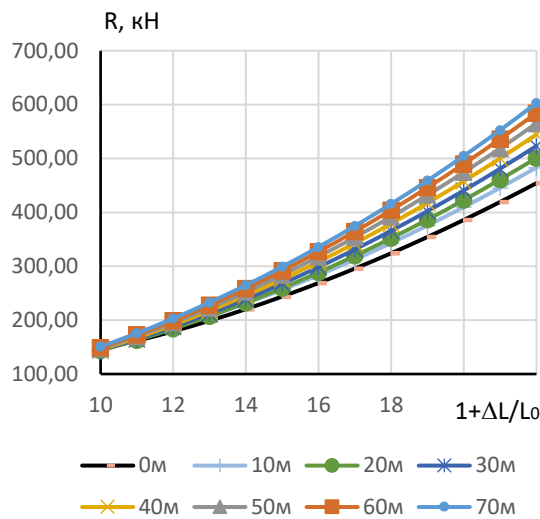


В)

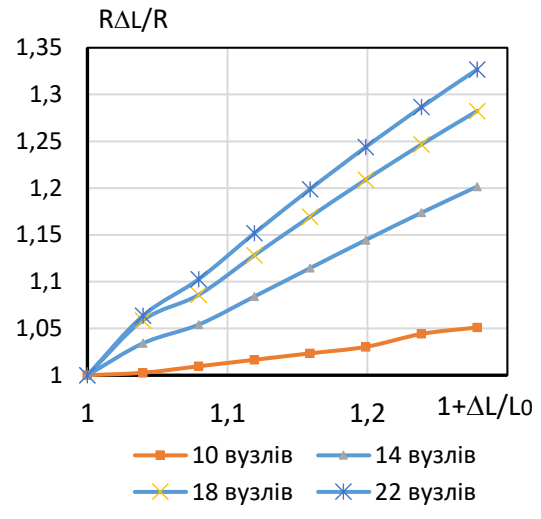


Г)

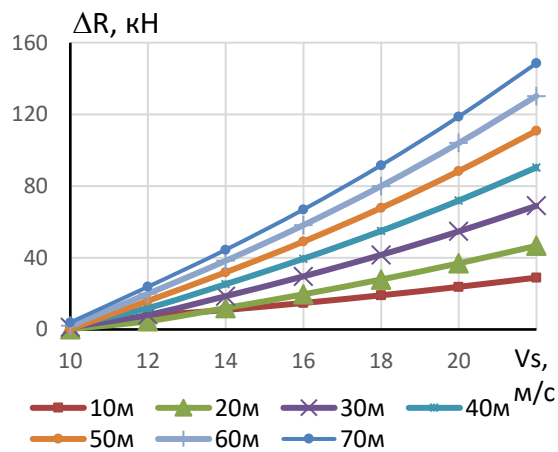
Рисунок Г2.4 - Результати дослідження лайнера «Color Fantasy» при подовженні його корпусу: А) буксирувального опору R , Б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ в залежності від зростання відносної його довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$, В) абсолютного зростання буксирувального опору ΔR по відношенню до опору судна до модернізації; Г) відносного зростання буксирувального опору $\Delta R/R$ по відношенню до опору судна до модернізації



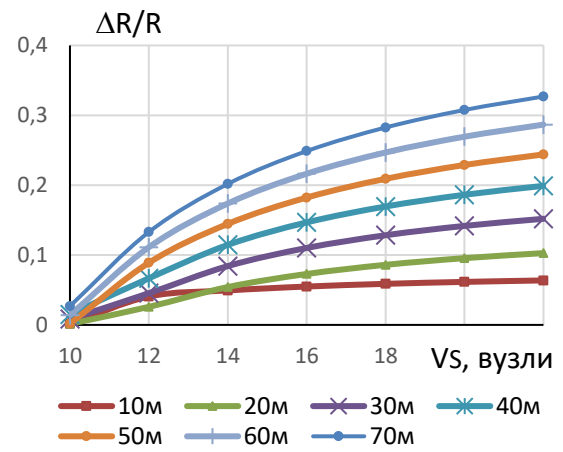
А)



Б)

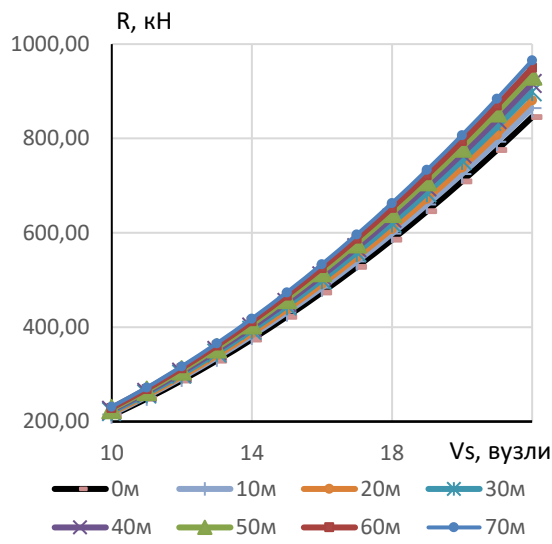


В)

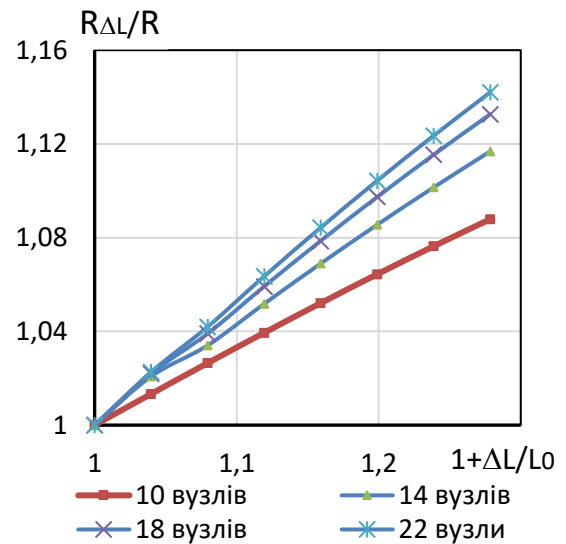


Г)

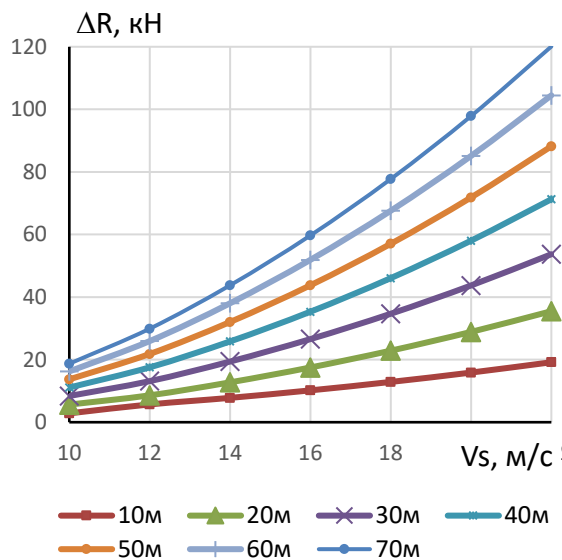
Рисунок Г2.5 - Результати дослідження лайнера «Fram» при подовженні його корпусу: А) буксирувального опору R ; Б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ в залежності від зростання відносної його довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$; В) абсолютного зростання буксирувального опору ΔR по відношенню до опору судна до модернізації; Г) відносного зростання буксирувального опору $\Delta R/R$ по відношенню до опору судна до модернізації



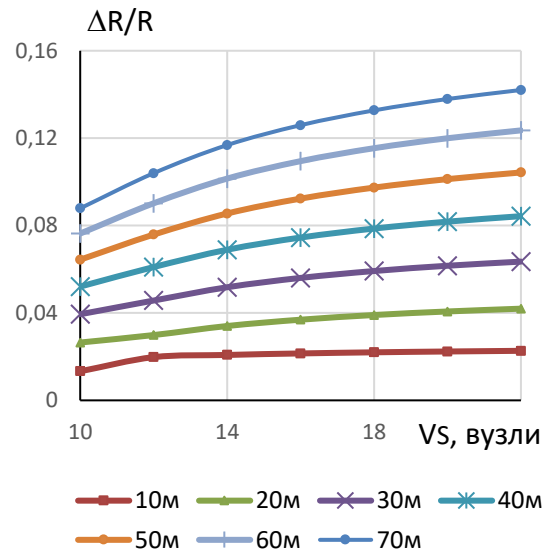
А)



Б)

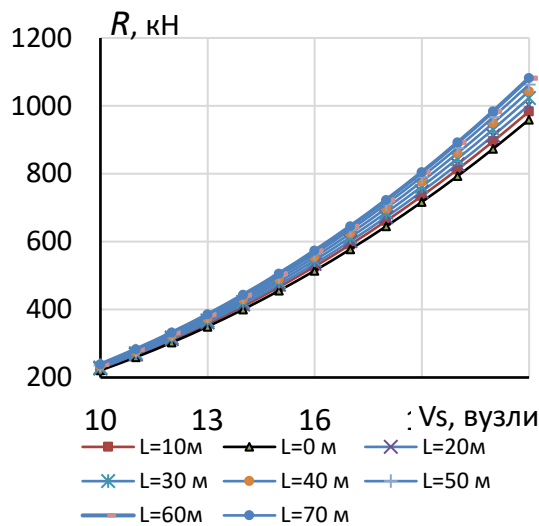


В)

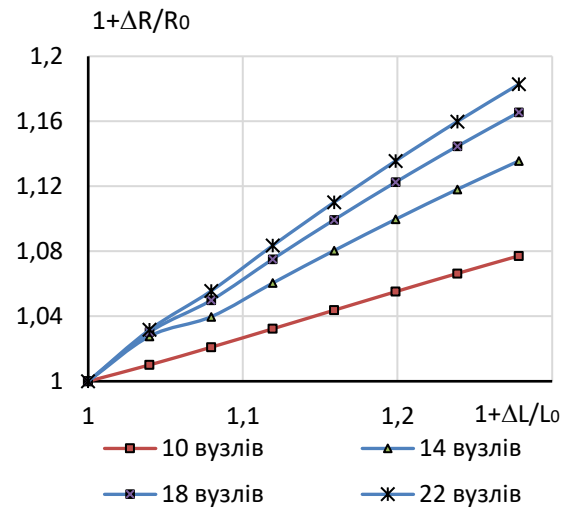


Г)

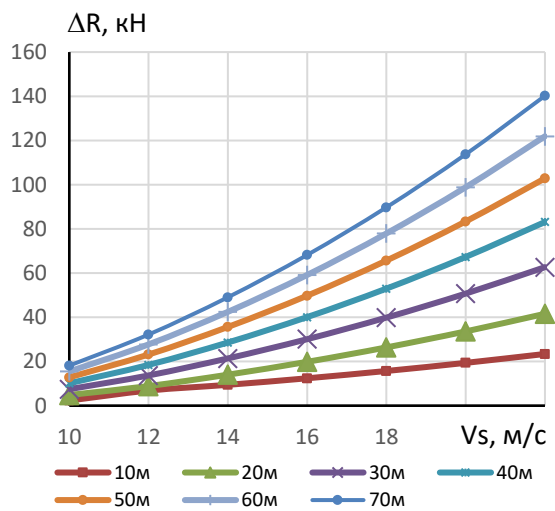
Рисунок Г2.6 - Результати дослідження лайнера «*MSC Opera*» при подовженні його корпусу: А) буксирувального опору R ; Б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ в залежності від зростання відносної його довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$, В) абсолютного зростання буксирувального опору ΔR по відношенню до опору судна до модернізації; Г) відносного зростання буксирувального опору $\Delta R/R$ по відношенню до опору судна до модернізації



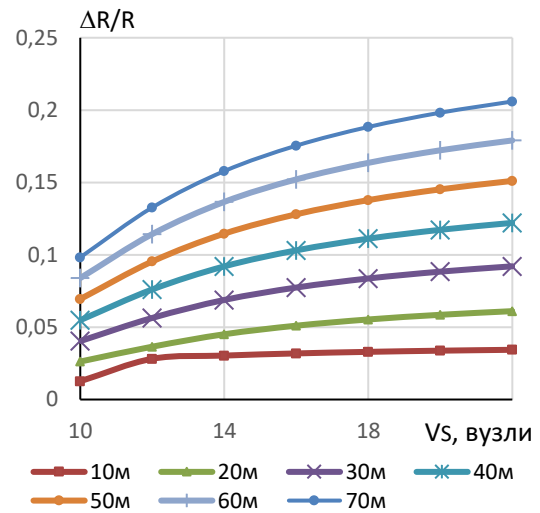
А)



Б)



В)



Г)

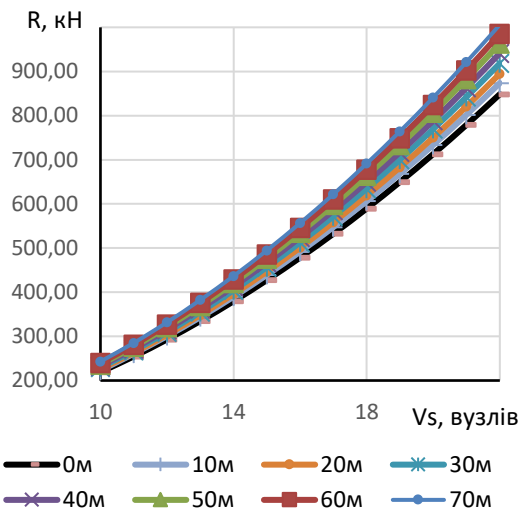
Рисунок Г2.7 - Результати дослідження «*Seabourn Odyssey*» при подовженні його корпусу:

А) буксирувального опору R лайнера,

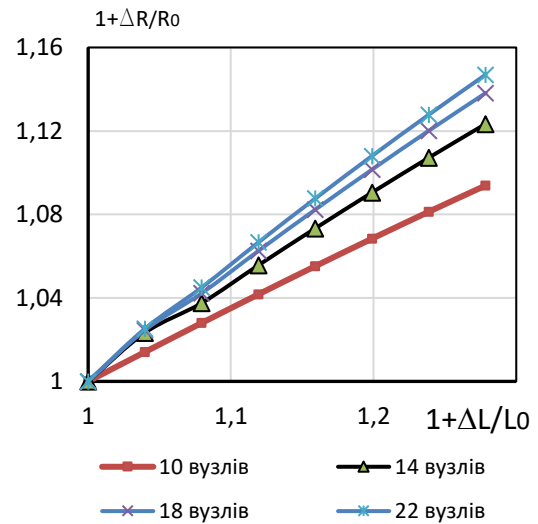
Б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ лайнера в залежності від зростання відносної його довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$.

В) абсолютного зростання буксирувального опору ΔR по відношенню до опору судна до модернізації;

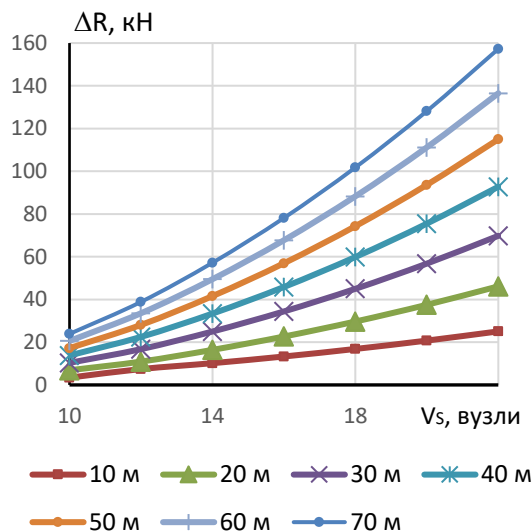
Г) відносного зростання буксирувального опору $\Delta R/R$ по відношенню до опору судна до модернізації



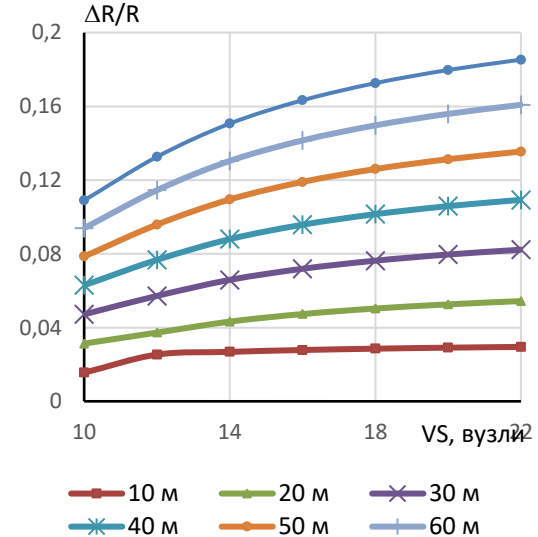
А)



Б)

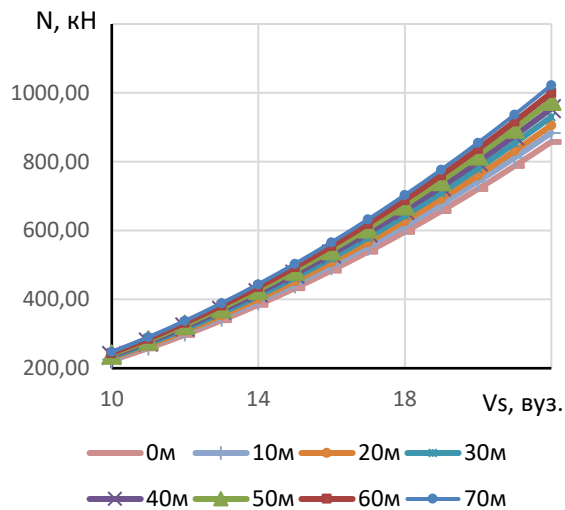


В)

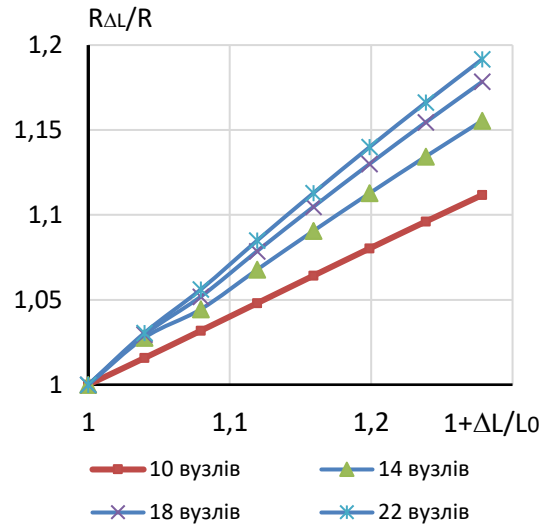


Г)

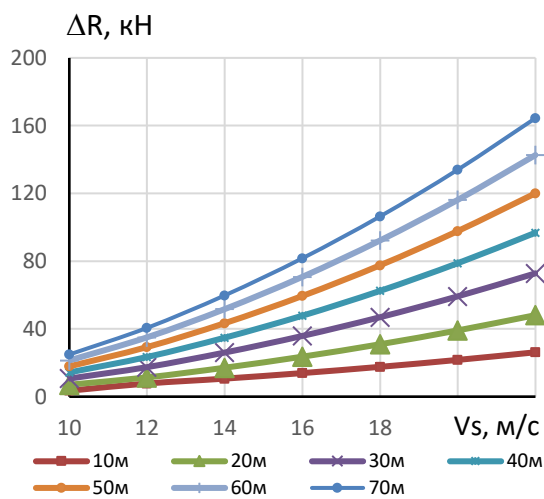
Рисунок Г2.8 - Результати дослідження «*Viking Star*» при подовженні його корпусу:
 А) буксирувального опору R лайнера, Б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ лайнера в залежності від зростання відносної його довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$; В) абсолютне зростання буксирувального опору ΔR по відношенню до опору судна до модернізації; Г) відносне зростання буксирувального опору $\Delta R/R$ по відношенню до опору судна до модернізації.



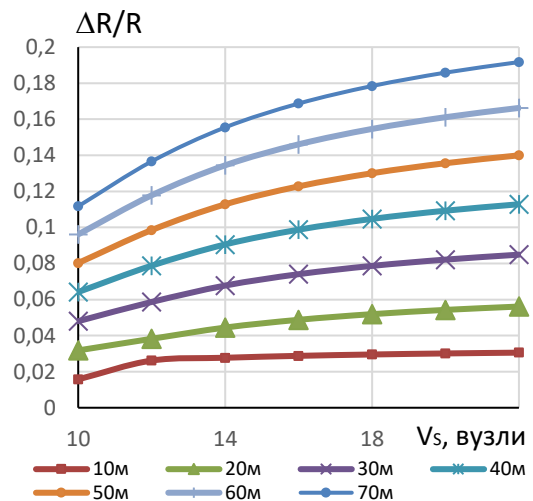
А)



Б)

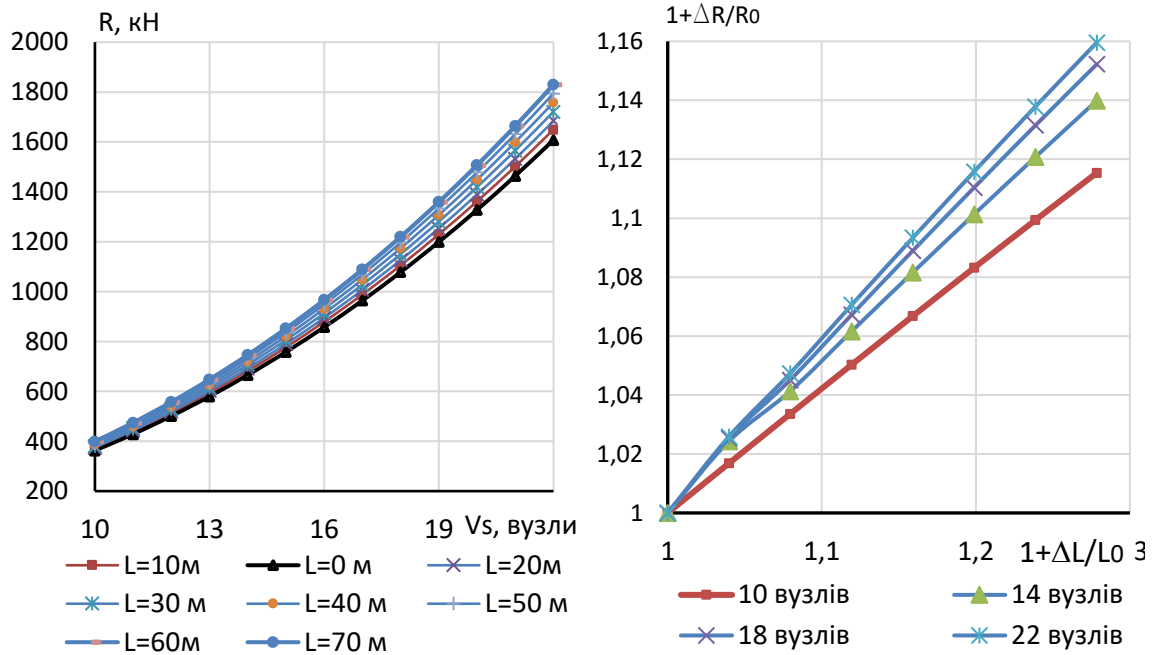


В)



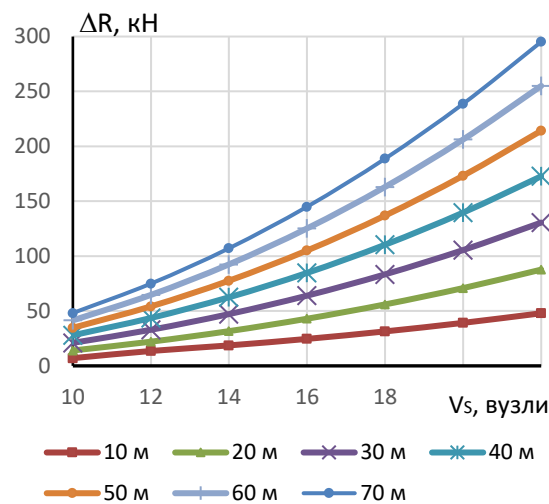
Г)

Рисунок Г2.9 - Результати дослідження лайнера *проекту 1881* при подовженні його корпусу: А) буксирувального опору R лайнера, Б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ лайнера в залежності від зростання відносної його довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$, В) абсолютне зростання буксирувального опору ΔR по відношенню до опору судна до модернізації, Г) відносне зростання буксирувального опору $\Delta R/R$ по відношенню до опору судна до модернізації.

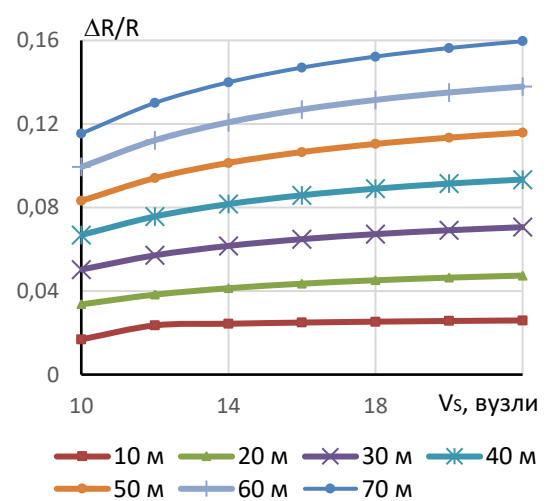


А)

Б)

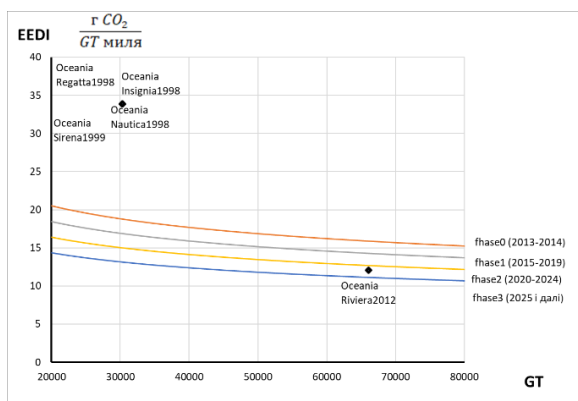


В)

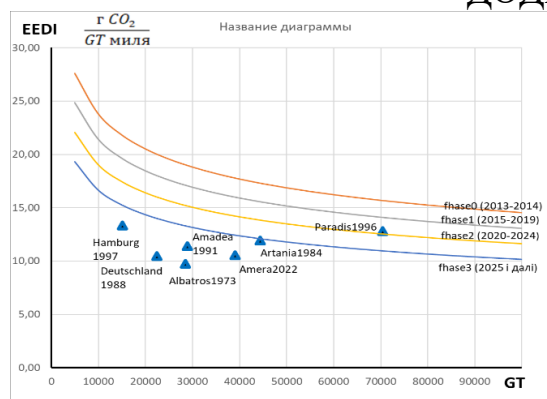


Г)

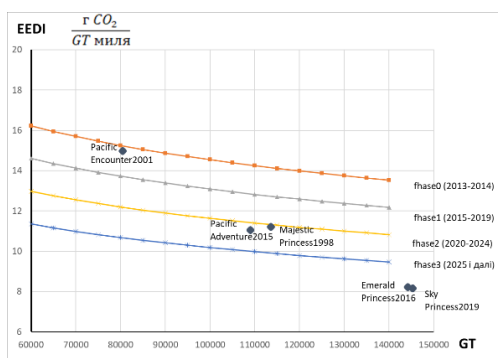
Рисунок Г2.10 - Результати дослідження «*Coribbean Princes*» при подовженні його корпусу: А) буксирувального опору R лайнера, Б) відносного буксирувального опору $\bar{R} = 1 + \Delta R/R_0$ лайнера в залежності від зростання відносної його довжини $\bar{L} = 1 + \Delta L/L_0$, В) абсолютне зростання буксирувального опору ΔR по відношенню до опору судна до модернізації, Г) відносне зростання буксирувального опору $\Delta R/R$ по відношенню до опору судна до модернізації.



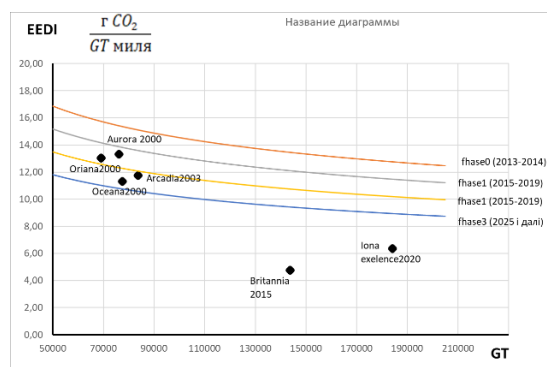
а



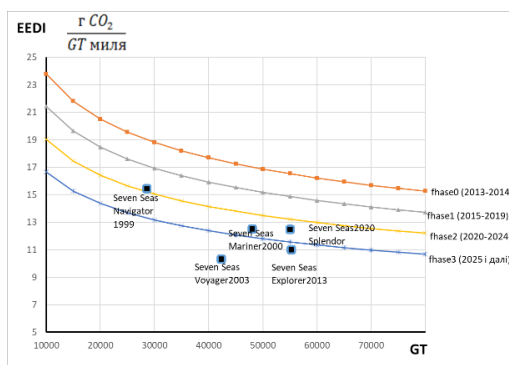
б



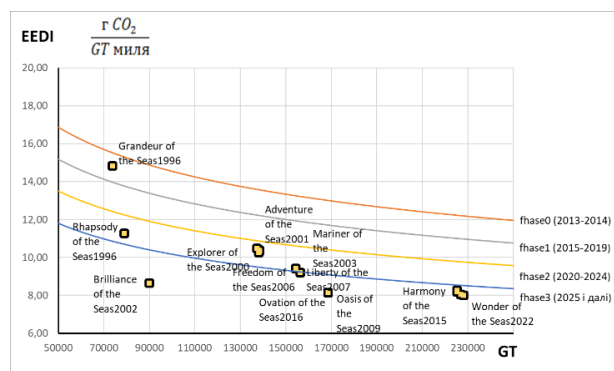
в



г



д



е

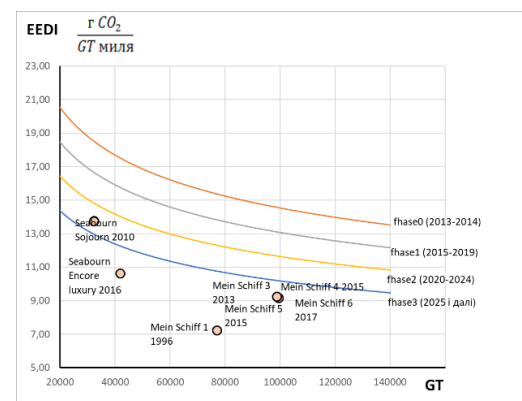


Рисунок ГЗ.1 - Результати розрахунку коефіцієнтів енергоефективності і порівняння їх з еталонними кривими для круїзних суден компаній OCEANIA (а), PHOENIX (б), PRIENCES cruises (в), P&O (г), REGENT SEVEN SEAS (д), ROYAL CORIBBEAN (е), TUI та SEABOURN (ж)

Результати проведення досліджень оптимізації корпусу за критеріями прибутку і енергоефективності. Цей матеріал розроблено автором і опубліковано в роботі [185]

Модернізація пасажирських суден забезпечує більш високий рівень комфортабельності, і, яка наслідок, більш високий прибуток. Розмірна модернізація пасажирського судна передбачає не тільки підвищення комфортабельності судна, а, перш за все, підвищення розміру судна GT , та відповідної пасажиромісткості та зростання прибутку за рахунок не тільки підвищення статусу судна. Звичайно, що основною метою розмірної модернізації пасажирського судна є комерційна мета, тобто отримання підвищеного прибутку від експлуатації судна незалежно від форми цієї експлуатації. Тобто навіть якщо судновласник надає операторові це судно у тайм-чартерну оренду, то відповідна ставка $F^{t-ch}(GT)$ залежить від розміру судна GT [185].

Але ж у сучасних умовах екологічні аспекти мають не менший пріоритет, ніж комерційні. З урахуванням зворотного зв'язку між коефіцієнтом енергоефективності $EEDI$ та GT , розмірна модернізація передбачає й зменшення екологічного навантаження на зовнішнє середовище за рахунок збільшення знаменника у (4.56), але ж за умови, що використовуватимуться сучасні технології, які забезпечують вплив на коефіцієнт f_{effi} , а також за витрати палива.

Таким чином, економічні результати розмірної модернізації так саме як й екологічні, є функціями від розміру судна GT , а якщо точніше, від збільшення розміру судна на величину ΔGT : $Z(\Delta GT)$ характеризує залежність економічних результатів розмірної модернізації від збільшення розміру судна на ΔGT , $EEDI(\Delta GT)$ - рівня енергоефективності від цієї ж величини [185].

Збільшення розміру судна ΔGT досягається за рахунок додаткової секції довжиною $x > 0$, яка для кожного конкретного судна з урахуванням його конструктивних особливостей обумовлює величину $GT(x)$, таким чином, й економічні показники, й коефіцієнт енергоефективності є функціями від x :

$$Z(\Delta GT) = Z(\Delta GT(x)) = Z(x) \quad (1)$$

$$EEDI(\Delta GT) = EEDI(\Delta GT(x)) = EEDI(x) \quad (2)$$

З урахуванням викладеного вище пропонується при оптимізації розмірної модернізації пасажирських суден враховувати як економічні чинники, так й коефіцієнт енергоефективності, який, як і економічні показники, залежить від розміру додаткової секції судна ΔGT . Такий інтегральний підхід дозволить врахувати багатоаспектність економіко-екологічних вимог щодо подальшої експлуатації суден після модернізації.

З урахуванням цільового використання додаткової секції, а саме, створення додаткових кают, необхідно врахувати «кратність» довжини додаткової секції довжині планованих кают $n > 0$, тобто [185]:

$$\frac{x}{n_c} \in Z^+. \quad (3)$$

Така умова забезпечує комерційну доцільність кожного сантиметру додаткової секції. Варто відзначити, що $x=0$ виключено із розгляду, що відповідає умові вже прийнятого рішення про збільшення розміру судна.

З іншого боку збільшення розміру судна має певні обмеження з точки зору конвенції MARPOL 73/78 [47-48], тому введемо у розгляд l_s – допустиму довжину додаткової секції, що визначається з урахуванням вимог вказаної конвенції. Таким чином:

$$x \leq l_s \quad (4)$$

Збільшення судна за рахунок додаткової секції пов'язано з витратами $C(x)$ на проєктування, на проведення модернізації $g_1(x)$, встановлення додаткового обладнання $g_2(x)$, забезпечення умов міцності корпусу $g_3(x)$. Усі ці витрати, звичайно, обмежені можливостями фінансування розмірної модернізації R_m [185]:

$$C(x) + g_1(x) + g_2(x) + g_3(x) \leq R_m. \quad (5)$$

В деяких випадках доцільно розглядати окремі обмеження по кожній позиції витрат, пов'язаних безпосередньо з реалізацією заходів з модернізації [185]:

$$g_1(x) \leq R_1, \quad (6)$$

$$g_2(x) \leq R_2. \quad (7)$$

$$g_3(x) \leq R_3. \quad (8)$$

Проведення модернізації шляхом збільшення розміру судна за рахунок додаткової секції має своєю метою отримання судновласником додаткового прибутку протягом певного періоду часу. Як правило цей термін встановлюється у кожній ситуації окремо з урахуванням специфіки судна, його стану та інших факторів. Приймаємо у подальшому цей термін як T . Щорічний додатковий прибуток $\Delta P^y(x)$ пов'язаний з використанням додаткових кают і в загальному вигляді може бути представлений як [185]:

$$\Delta P^y(x) = (P_c + P_{ae}) \cdot N_d \cdot \frac{x}{n_c}, \quad (9)$$

де P_c - середній річний прибуток від однієї каюти певного класу (що передбачається модернізацією) пов'язаний з розміщенням пасажирів, P_{ae} - середній річний прибуток від кількості пасажирів, передбачених каютами, що розглядаються, пов'язаний з витратами на відпочинок протягом рейсу пасажирів на судні (ресторан, розваги, магазини, тощо);

N_d - кількість палуб, на яких планується розташування кают у додатковій секції;

$N_d \frac{x}{n_c}$ - характеризує кількість кают у додатковій секції.

Таким чином, протягом прийнятого терміну розгляду T додатковий прибуток від збільшення розміру судна складає [185]:

$$\Delta P(x) = T \cdot \Delta P^y(x) = T \cdot (P_c + P_{ae}) \cdot N_d \cdot \frac{x}{n_c}. \quad (10)$$

Збільшення розміру судна призводить до додаткових щорічних експлуатаційних витрат $\Delta C_{op}^y(x)$, наприклад, перш за все, за рахунок збільшення портових зборів та плат, які встановлюються саме за розміром судна (як правило, за NT та/або GT). Таким чином, за певний період часу додаткові експлуатаційні витрати складають [185]:

$$\Delta C_{op}(\Delta GT(x)) = \Delta C_{op}(x) = T \cdot \Delta C_{op}^y(x). \quad (11)$$

Отже, прикінцевий економічний результат модернізації по збільшенню розміру пасажирського судна без врахування дисконтування може бути поданий у вигляді [185]:

$$Z(x) = \Delta P(x) - \Delta C_{op}(x) - C(x) - g_1(x) - g_2(x) - g_3(x) \quad (12)$$

Тобто (4.81) формує баланс усіх потоків грошових коштів, які пов'язані саме з модернізацією. Саме цей вираз пропонується використовувати в якості критерію оптимізації:

$$Z(x) = \Delta P(x) - \Delta C_{op}(x) - C(x) - g_1(x) - g_2(x) - g_3(x) \rightarrow \max \quad (13)$$

Параметр управління – змінна моделі – довжина додаткової секції x .

Слід відзначити, що максимальне значення (4.82) не обов'язково забезпечить необхідну ефективність судновласнику.

Тому слід врахувати дві умови: перша – це умова отримання судновласником щорічного додаткового прибутку на певному рівні, друга – це доцільність інвестиційних ресурсів, спрямованих на дану модернізацію. Зазначимо, що витрати (4.71) за своєю сутністю відносяться до інвестиційних витрат, тому економічна доцільність збільшення розміру судна має базуватися на їх врахуванні у вказаному сенсі [185].

Отже, щорічний прибуток від використання додаткових кают має забезпечувати заданий рівень $\Delta P^{\min}$ [185]:

$$\Delta P^y(x) - \Delta C_{op}^y(x) \geq \Delta P^{\min} \quad (14)$$

Ефективність інвестицій може бути враховано за допомогою, наприклад, показника рентабельності інвестицій ROI [185]:

$$\frac{\Delta P(x) - \Delta C_{op}(x)}{C(x) + g_1(x) + g_2(x) + g_3(x)} \geq ROI^{\min}, \quad (15)$$

де $ROI^{\min}$ - мінімально припустимий рівень рентабельності (задається замовником модернізації). Так як $x > 0$, то знаменник у (4.75) теж більш 0.

Отже, (4.63)-(4.64), (4.72)-(4.74), формують основну структуру моделі для оптимізації розмірної оптимізації пасажирського судна. З урахуванням

пропонованого підходу – інтегрального розгляду економічних на екологічних аспектів модернізації – доповним (4.63)-(4.64), (4.72)-(4.74) обмеженням на зміни у енергоефективності $\Delta EEDI$, які забезпечують виконання умов 3-ї фази (з 2025 року) [185]:

$$\Delta EEDI = [EEDI] - EEDI(x) > 0 \quad (16)$$

Відзначимо, що міжнародна морська організація регламентує норми енергоефективності не тільки для нових суден, але й до суден, що зазнали таких видів модернізації як переобладнання (конверсія) і модернізація СЕУ. Резолюціями комітету з безпеки на морі МЕРС 203.(62) і МЕРС 251.(66) було внесено відповідні поправки до розділів I і II конвенції MARPOL 73/78, в яких для суден, що пройшли модернізацію, визначаються додаткові вимоги щодо перерахунку коефіцієнту $EEDI$ і порівнянні його з допустимим значенням $[EEDI]$.

З урахуванням викладеного вище [185]:

$$\begin{aligned} \Delta EEDI(GT(x)) &= \Delta EEDI(x) = [EEDI] - EEDI(x) = \\ &= k^{3ph} \cdot 170,84 \cdot (GT^* + \Delta GT(x))^{-0,214} - EEDI(x) \end{aligned} \quad (17)$$

де k^{3ph} - знижуючий коефіцієнт для 3-ої фази. Отже, для пасажирських суден від 85,000 GT $k^{3ph} = 0,7$, тобто базовий припустимий рівень енергоефективності зменшується на 30% ([85]).

Таким чином, (4.77) набуває наступний вигляд [185]:

$$\begin{aligned} \Delta EEDI(GT(x)) &= \Delta EEDI(x) = [EEDI] - EEDI(x) = \\ &= k^{3ph} \cdot 170,84 \cdot (GT^* + \Delta GT(x))^{-0,214} - EEDI(x) > 0 \end{aligned} \quad (18)$$

де

$$\begin{aligned} EEDI(x) &= \frac{(\prod_{j=1}^M f_i) \left(\sum_{i=1}^{n_{DG}} P_{DG i} C_{FDG i} SFC_{DG i} \right)}{f_i f_c f_l GT(x) f_w V_{ref}} - \\ &\quad - \frac{\left(\left(\sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{eff i} P_{DG eff i} \right) C_{FDG i} SFC_{DG i} \right)}{f_i f_c f_l GT(x) f_w V_{ref}} - \end{aligned}$$

$$-\frac{\left(\sum_{i=1}^{neff} f_{effi} P_{effi} C_{FDGi} SFC_{DGi}\right)}{f_i f_c f_l GT(x) f_w V_{ref}} \quad (19)$$

Дана модель дозволяє визначати оптимальний розмір додаткової секції пасажирського судна у процесі модернізації з урахуванням інтегрального підходу до розгляду економічних та екологічних аспектів подальшої експлуатації даного судна. Модель відноситься до класу нелінійних моделей – критерій оптимізації та більшість обмежень не є лінійними функціями.

Сутність критерію оптимізації – економічний результат модернізації для заданого періоду експлуатації судна після модернізації, обмеження враховують необхідність дотримання нормативних вимог до розміру додаткової секції та енергоефективності судна, а також можливі витрати на модернізацію.

Для експериментальної перевірки моделі були прийняті функціональні залежності наближені до реальних даних (табл. 4.1).

Слід зазначити, що умова (4.63) передбачає кратність довжини додаткової секції довжині каюти (для прикладу прийнято 3,5 м). Але ж на практиці під час досліджень доцільним є розглядання такого обмеження як перевіркою умови після оптимізації. Наприклад, при оптимальній за усіма економічними, технологічними та екологічними умовами довжині додаткової секції, але не кратної заданої величини, якщо відхилення складає припустиму довжину, то доцільним є корегування умов з довжині кают (якщо, наприклад, мова йде про 10-25 см).

Таблиця Д4.1

–Прийняті функціональні залежності та вихідні дані

Позначення	Прийняті значення чи залежності	Одиниці виміру
1	2	3
$\Delta P^{\min}$	1000	тис. дол
$ROI^{\min}$	1,1	-

$\Delta C_{op}^y(x)$	$500 \cdot x^{0,714}$	тис.дол.
T	10	роки
n_c	3,5	м
l_c	48	м
$C(x) + g_1(x) + g_1(x) + g_1(x)$	$1031 \cdot x^{0,928}$	тис. дол
R_m	10000	тис. дол
$EEDI(x)$	$86,7 \cdot x^{-0,868}$	
$\Delta P^y(x)$	$740 \cdot x^{0,824}$	тис. дол

У процесі експериментальних досліджень моделі змінювався рівень обмежень по фінансуванню розмірної модернізації R_m у межах 20000 тис. долл – 50000 тис. дол. Оптимальний розмір додаткової секції та основні характеристики результатів модернізації наведено у табл.4.2.

Таблиця Д4.2

Варіанти оптимального рішення та відповідних показників розмірної модернізації для різних вихідних умов

№	R_m	x	$Z(x)$	$\Delta EDDI$	ROI
1	50000	48	62942	7,58	2,68
2	30000	38	50709	7,05	2,69
3	20000	24	34010	5,57	2,7

Як бачимо, більш доцільним при розмірній модернізації є максимальна припустима її величина, тобто та, яка відповідає умовам діючих нормативних документів (варіант 2), саме цей варіант забезпечую максимальні значення як економічних

показників, так й відстань між досягнутим за результатами розмірної модернізації $EEDI$ та його припустимим значенням $[EEDI]$.

Слід зазначити, що у даному конкретному прикладі «економічна ефективність» та «енергоефективність» оптимального рішення гармонічно доповнюють одна одну та не суперечать. Тобто забезпечення економічної ефективності відбувається разом із забезпеченням енергоефективності. Але ж умовою для цього є необхідний рівень фінансування модернізації, отже за умов недостатнього рівня ресурсів економічні показники більш оптимістичні, ніж коефіцієнт енергоефективності.

Тем не менш необхідно підкреслити, що у експериментальних розрахунках не враховані можливі зміни у $EEDI$ за рахунок, наприклад, змін у технологічному обладнанні судна на якісному рівні. Тобто у розрахунках враховано тільки вплив зміни розміру судна GT та, як наслідок, обсяг його транспортної роботи.

Подальші дослідження питання розмірної модернізації у контексті її впливу на екологічному рівні пов'язано саме с даними питаннями, що потребує значної кількості статистичних даних щодо шкоди довкіллю різними типами судового обладнання.

Задача, яка розглядається належить до класу формально-евристичних методів оптимізації. Відповідно до поставленої мети, необхідно мінімізувати цільову функцію

$$f(x), \quad x \in E$$

при p лінійних обмежень у виді нерівностей

$$g_j(x) \geq 0, \quad j = 1, \dots, p,$$

де E – допустима область зміни x .

Кращим (для заказчика) рішенням будет пара x^* и $f(x^*)$, до складу якої відносяться краще значення x^* та відповідне значення цільової функції $f(x^*)$.

Цільова функція оптимізаційної процедури

$$Z(x) = \Delta P(x) - \Delta C_{op}(x) - C(x) - g_1(x) - g_2(x) - g_3(x) \rightarrow \max$$

Відповідно до постановки задачі та характеру цільової функції, в основу пошуку кращого рішення покладено метод концептуального моделювання. Представлена концептуальна модель розмірної модернізації судна формує

структуру системи, що моделюється. В ній виокремлено найважливіші завдання, показано протиріччя між цілями та розставлено пріоритети. Модель описує характеристики основних структурних одиниць, визначає зв'язки між ними та зв'язки між основними критеріями якості моделі, що моделюється. У моделі визначено та прописано причинно-наслідкові зв'язки для досягнення поставленої мети.

Метод дозволяє визначати краще рішення щодо визначення розміру додаткової секції пасажирського судна у процесі модернізації з урахуванням інтегрального підходу до розгляду економічних та екологічних аспектів подальшої експлуатації даного судна.

Додатковий алгоритм визначення граничної довжини циліндричної вставки

Для остаточного визначення граничної довжини у такому випадку застосовується алгоритм, що представлений на рис.Д5. Згідно цього алгоритму процедура розрахунку граничної довжини судна проводиться наступним чином [222]:

- вихідні дані до розрахунку (блок 2): фактичний момент опору і момент інерції корпусу, коефіцієнт використання механічних властивостей, залежність хвильного коефіцієнту і коефіцієнту повноти корпусу від довжини судна,
- блок 3 прирівнює початкові значення хвильного коефіцієнту і коефіцієнту повноти корпусу, які визначенні для довжини до модернізації, поточним значенням циклу;
- блоки 4 і 5 проводять розрахунки граничних значень довжини судна L_1 і L_2 згідно забезпечення обов'язкової умови за правилами Регістру щодо мінімального моменту інерції ;
- блок 6 проводить визначення мінімальної довжини L_{min} ;
- блок 7 забезпечує перевірку виконання норм поздовжньої міцності корпусу при прогині і перегині корпусу;
- блок 8 виконує коригування довжини корпусу, таким чином щоб була виконана умова блоку 7;

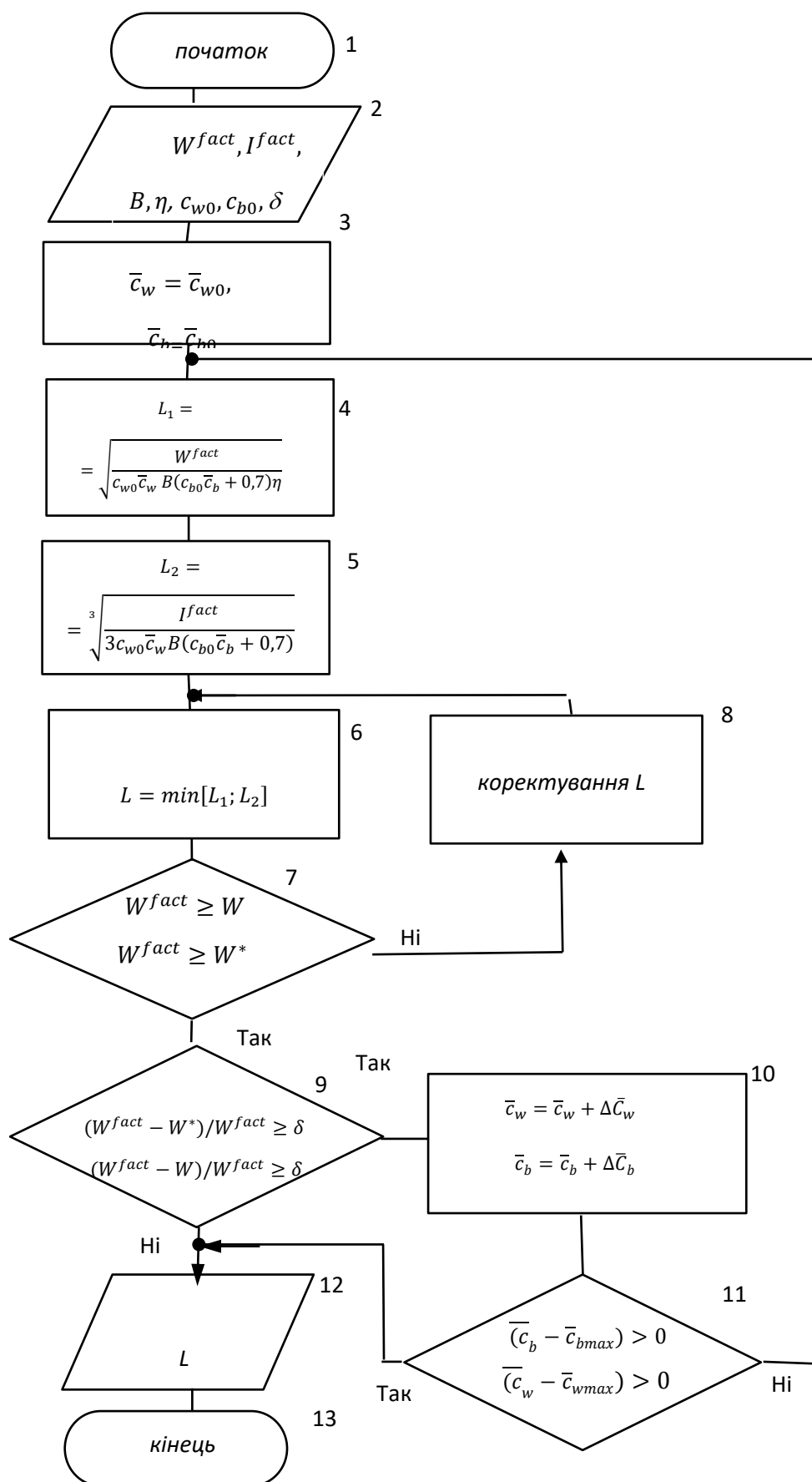


Рисунок Д5.1 - Алгоритм розрахунку граничної довжини судна при його подовженні за критерієм поздовжньої міцності корпусу

1. Обґрунтування економічної ефективності модернізації суден за рахунок подовження корпусу

1.1. Методика розрахунку

Оцінимо економічну ефективність використання пасажирського судна для судноплавної компанії, яка є власником та оператором судна. Так як термін служби судна може становити декілька десятків років, то для оцінки економічної ефективності використання судна протягом усього періоду його експлуатації слід використовувати дисконтування. Оскільки для прогнозування тенденцій зміни ряду параметрів запропонованої моделі зручно використовувати безперервні регресійні моделі, будемо використовувати відому формулу безперервного нарощення відсотків (див., наприклад, [1, 2])

$$PV(CF) = \int_0^T CF(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau, \quad (1)$$

де T – горизонт планування;

$CF(t)$ – інтенсивність грошового потоку в момент часу t ;

$PV(CF)$ – сучасна вартість грошового потоку;

r – ставка дисконтування при безперервному нарощенні відсотків.

Використовуючи формулу (1), оцінимо сучасну вартість операційних витрат судна за період його експлуатації протягом T років:

$$\begin{aligned} PV(C_{oper}(T)) = \\ = \int_0^T c(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \sum_{(i|t_{rep,i} < T)} \int_{t_{rep,i}}^{t_{rep,i} + \Delta_{rep,i}} c(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau, \end{aligned} \quad (2)$$

де $c(t)$ – інтенсивність операційних витрат, пов'язаних з роботою судна через t років після початку його експлуатації (враховуючи витрати на паливно-мастильні

та витратні матеріали, зарплату екіпажу та обслуговуючому персоналу, страховку судна, портові збори, тощо), тис. дол./рік;

T – час, протягом якого планується експлуатувати судно, років;

$t_{rep,i}$ – час проведення i -го планового ремонту судна відносно початку його експлуатації, тис. дол.;

$\Delta_{rep,i}$ – тривалість i -го планового ремонту судна.

Сучасна вартість капітальних витрат судна при його експлуатації протягом T років з урахуванням придбання судна без модернізації може бути розрахована за формулою

$$PV(C_{cap}(T)) = V(0) + C_{bf} + \sum_{(i|t_{rep,i} < T)} C_{rep,i} \cdot e^{-r \cdot t_{rep,i}}, \quad (3)$$

де $V(t)$ – ринкова вартість судна, вік якого складає t років, тис. дол.;

C_{bf} – додаткові витрати, які пов'язані з купівлею та введенням в експлуатацію судна, тис. дол.;

$C_{rep,i}$ – витрати, які пов'язані з i -м плановим ремонтом судна, тис. дол.

Сучасна вартість доходів, які отримані під час використання судна протягом T років та його продажу без модернізації, дорівнює

$$PV(P(T)) = \int_0^T n \cdot p(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \sum_{(i|t_{rep,i} < T)} \int_{t_{rep,i}}^{t_{rep,i} + \Delta_{rep,i}} n \cdot p(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau + (V(T) - C_{sf}) \cdot e^{-r \cdot T}, \quad (4)$$

де $p(t)$ – інтенсивність доходів, які одержує судноплавна компанія з одного пасажирського місця за одиницю часу експлуатації судна на момент часу t , тис. дол./рік;

n – кількість пасажирських місць на судні;

C_{sf} – додаткові витрати, які пов'язані з продажем судна та виведенням його з експлуатації, тис. дол.

Сума у формулі (4) виражає втрачену вигоду за час перебування судна на

ремонтах.

Таким чином, сучасна вартість загальних грошових потоків NPV (Net Present Value) при використанні судна протягом T років без модернізації виражається формулою

$$\begin{aligned}
 NPV(T) &= PV(P(T)) - PV(C_{cap}(T)) - PV(C_{oper}(T)) = \\
 &= \int_0^T (n \cdot p(\tau) - c(\tau)) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - V(0) - C_{bf} + \\
 &\quad + (V(T) - C_{sf}) \cdot e^{-r \cdot T} - \\
 &\quad - \sum_{(i|t_{rep,i} < T)} \left(\int_{t_{rep,i}}^{t_{rep,i} + \Delta_i} (n \cdot p(\tau) + c(\tau)) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau + C_{rep,i} \cdot e^{-r \cdot t_{rep,i}} \right). \quad (5)
 \end{aligned}$$

У разі, якщо буде ухвалено рішення про модернізацію судна на момент часу t_{mod} , вочевидь, що таку модернізацію зазвичай доцільно проводити паралельно із найближчим плановим ремонтом судна. При цьому сучасна вартість операційних витрат дорівнюватиме

$$\begin{aligned}
 PV(C_{oper,mod}(T)) &= \int_0^{t_{mod}} c(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \\
 &- \sum_{(i|t_{rep,i} < t_{mod})} \int_{t_{rep,i}}^{t_{rep,i} + \Delta_i} c(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau + \\
 &\quad + \int_{t_{mod} + \Delta_{mod}}^T c_{mod}(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \\
 &- \sum_{(i|t_{mod} + \Delta_{mod} < t_{rep,i} < T)} \int_{t_{rep,i}}^{t_{rep,i} + \Delta_i} c_{mod}(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau, \quad (6)
 \end{aligned}$$

де $c_{mod}(t)$ – інтенсивність операційних витрат модернізованого судна через t років від початку його експлуатації, тис. дол./рік;

Δ_{mod} – тривалість проведення модернізації судна.

Сучасна вартість капітальних витрат з урахуванням придбання та модернізації судна розраховується за формулою

$$PV(C_{cap,mod}(T)) = V(0) + C_{bf} + C_{mod} \cdot e^{-r \cdot t_{mod}} +$$

$$\begin{aligned}
& + \sum_{(i|t_{rep,i} < t_{mod})} C_{rep,i} \cdot e^{-r \cdot t_{rep,i}} + \\
& + \sum_{(i|t_{mod} + \Delta_{mod} < t_{rep,i} < T)} C_{rep,mod,i} \cdot e^{-r \cdot t_{rep,i}}
\end{aligned} \tag{7}$$

де C_{mod} – витрати, які пов'язані з модернізацією судна, тис. дол.;

$C_{rep,mod,i}$ – витрати, які пов'язані з i -м плановим ремонтом модернізованого судна, тис. дол.

Сучасна вартість доходів, які одержані при експлуатації судна протягом T років з урахуванням модернізації та продажу судна, дорівнює

$$\begin{aligned}
PV(P_{mod}(T)) &= \int_0^{t_{mod}} n \cdot p(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \\
&- \sum_{(i|t_{rep,i} < t_{mod})} \int_{t_{rep,i}}^{t_{rep,i} + \Delta_{rep,i}} n \cdot p(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \\
&+ \int_{t_{mod} + \Delta_{mod}}^T n_{mod} \cdot p(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \\
&- \sum_{(i|t_{mod} + \Delta_{mod} < t_{rep,i} < T)} \int_{t_{rep,i}}^{t_{rep,i} + \Delta_i} n_{mod} \cdot p(\tau) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau + \\
&+ (V_{mod}(T) - C_{sf,mod}) \cdot e^{-r \cdot T},
\end{aligned} \tag{8}$$

де n_{mod} – кількість пасажирських місць на судні після модернізації;

$V_{mod}(t)$ – прогнозована ринкова вартість модернізованого судна, вік якого складає t років, тис. дол.;

$C_{sf,mod}$ – додаткові витрати, які пов'язані з продажем модернізованого судна та виведенням його з експлуатації, тис. дол.

На підставі цього можна розрахувати сучасну вартість загальних грошових потоків з урахуванням модернізації судна:

$$\begin{aligned}
NPV_{mod}(T) &= \int_0^{t_{mod}} (n \cdot p(\tau) - c(\tau)) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \\
&- \sum_{(i|t_{rep,i} < t_{mod})} \int_{t_{rep,i}}^{t_{rep,i} + \Delta_{rep,i}} (n \cdot p(\tau) - c(\tau)) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \\
&- \sum_{(i|t_{rep,i} < t_{mod})} C_{rep,i} \cdot e^{-r \cdot t_{rep,i}} -
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \int_{t_{mod}+\Delta_{mod}}^T (n_{mod} \cdot p(\tau) - c_{mod}(\tau)) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - C_{mod} \cdot e^{-r \cdot t_{mod}} - \\
& - \sum_{(i|t_{mod}+\Delta_{mod} < t_{rep,i} < T)} \int_{t_{rep,i}}^{t_{rep,i}+\Delta_i} (n_{mod} \cdot p(\tau) - c_{mod}(\tau)) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \\
& - \sum_{(i|t_{mod}+\Delta_{mod} < t_{rep,i} < T)} C_{rep,mod,i} \cdot e^{-r \cdot t_{rep,i}} - \\
& - V(0) - C_{bf} + (V_{mod}(T) - C_{sf,mod}) \cdot e^{-r \cdot T}.
\end{aligned} \tag{9}$$

Природно очікувати, що економічно обґрунтовані терміни експлуатації немодернізованого судна можуть відрізнятись від економічно оптимальних термінів експлуатації модернізованого судна. Тому для порівняння економічної ефективності проєктів експлуатації судна без модернізації та з урахуванням модернізації замість NPV доцільно використати показник EAC (Equivalent Annual Cost). Обґрунтування доцільності використання показника EAC в якості критерія оцінки ефективності проєкту можна знайти, наприклад, у роботах [1, 2]. Як відомо, EAC дорівнює сучасному значенню грошових потоків, помноженому на значення Capital Recovery Factor $CRF(T, r)$, де

$$CRF(T, r) = \frac{e^r - 1}{1 - e^{-r \cdot T}}. \tag{10}$$

У нашому випадку показник EAC для судна без урахування модернізації знаходиться за формулою

$$EAC(T) = NPV(T) \cdot \frac{e^r - 1}{1 - e^{-r \cdot T}}, \tag{11}$$

а для модернізованого судна цей показник, відповідно, дорівнюватиме

$$EAC_{mod}(T) = NPV_{mod}(T) \cdot \frac{e^r - 1}{1 - e^{-r \cdot T}}. \tag{12}$$

Економічно оптимальним слід вважати такий термін експлуатації судна T , при якому вираз (11) або (12) прийматиме максимальне значення.

У разі, якщо після t_{new} років експлуатації судна буде прийнято рішення про його списання або продаж та придбання йому на заміну нового судна, то сучасна вартість загальних грошових потоків, які пов'язані з використанням цих двох суден, розраховуватиметься за формулою

$$\begin{aligned}
 NPV_{new}(T) = & \int_0^{t_{new}} (n \cdot p(\tau) - c(\tau)) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \\
 & - \sum_{(i|t_{rep,i} < t_{new})} \int_{t_{rep,i}}^{t_{rep,i} + \Delta_{rep,i}} (n \cdot p(\tau) - c(\tau)) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \\
 & - \sum_{(i|t_{rep,i} < t_{new})} C_{rep,i} \cdot e^{-r \cdot t_{rep,i}} - \\
 & + \int_{t_{new}}^T (n_{new} \cdot p(\tau) - c_{new}(\tau - t_{new})) \cdot e^{-r \cdot \tau} d\tau - \\
 & - \sum_{(i|0 < t_{rep,new,i} < T - t_{new})} \int_{t_{rep,new,i}}^{t_{rep,new,i} + \Delta_{rep,new,i}} (n_{new} \cdot p(\tau + t_{new}) - c_{new}(\tau)) \cdot \\
 & \quad e^{-r \cdot (\tau + t_{new})} d\tau - \\
 & - \sum_{(i|0 < t_{rep,new,i} < T - t_{new})} C_{rep,new,i} \cdot e^{-r \cdot (t_{rep,new,i} + t_{new})} - \\
 & - V(0) - C_{bf} + (V(t_{new}) - C_{sf} - V_{new}(0) - C_{bf,new}) \cdot e^{-r \cdot t_{new}} + \\
 & + (V_{new}(T - t_{new}) - C_{sf,new}) \cdot e^{-r \cdot T}, \tag{13}
 \end{aligned}$$

де $V_{new}(t)$ – ринкова вартість нового судна, вік якого становить t років, тис. дол.;

n_{new} – пасажиромісткість нового судна;

$c_{new}(\tau)$ – інтенсивність операційних витрат, які пов'язані з роботою нового судна через t років після початку його експлуатації (враховуючи витрати на паливно-мастильні і витратні матеріали, зарплату екіпажу і обслуговуючого персоналу, страховку судна, портові збори, тощо), тис. дол./рік;

$t_{rep,new,i}$ – час початку i -го планового ремонту нового судна відносно початку його експлуатації, тис. дол.;

$\Delta_{rep,new,i}$ – тривалість i -го планового ремонту нового судна;

$C_{rep,new,i}$ – витрати, які пов'язані з i -м плановим ремонтом нового судна, тис. дол.;

$C_{bf,new}$ – додаткові витрати, які пов'язані з купівлею і введенням в експлуатацію новопридбаного судна, тис. дол.;

$C_{sf,new}$ – додаткові витрати, які пов'язані з продажем новопридбаного судна та виведенням його з експлуатації, тис. дол.

У формулі (13) враховуються всі грошові потоки, які пов'язані з придбанням, експлуатацією, ремонтами та продажем як старого, так і нового судна на відріzk часу $t \in (0, T)$. На рис. 1 наведено схему послідовності відповідних часових інтервалів.

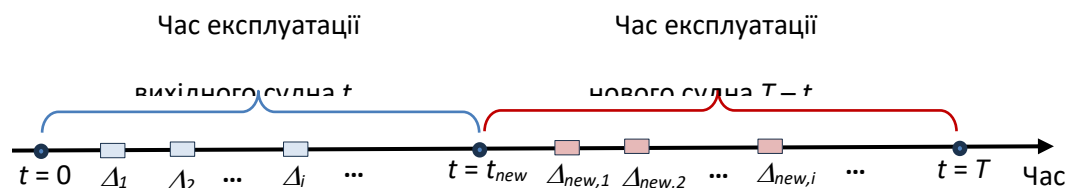


Рис. 1. – Схема послідовності часових інтервалів, які пов'язані з придбаннями, ремонтами і продажами старого та новопридбаного судна

Показник EAC для проєкту, що передбачає заміну вихідного судна на нове, дорівнює

$$EAC_{new}(T) = NPV_{new}(T) \cdot \frac{e^r - 1}{1 - e^{-r \cdot T}}. \quad (14)$$

Як і в попередніх формулах, дисконтування проводиться на момент часу $t = 0$.

1.2. Результати розрахунків та їх аналіз

Протягом усього часу експлуатації судна судноплавна компанія займається моніторингом стану ринку та технічного стану судна і розглядає питання про доцільність продовження експлуатації судна, виходячи з очікуваних доходів від експлуатації цього судна. Природно розглядати такі альтернативні рішення: I – продовжити експлуатацію судна без модернізації; II – провести модернізацію судна та продовжити його експлуатацію; III – продати судно та придбати йому на заміну нове судно такої ж пасажиромісткості; IV – продати судно і йому на заміну

придбати нове судно іншої пасажиромісткості.

Таким чином, далі розглянемо та проаналізуємо три альтернативні проєкти придбання, експлуатації, модернізації та заміни судна:

- I** – вихідне судно пасажиромісткістю n експлуатується без модернізації до тих пір, поки його подальше використання буде економічно доцільним;
- II** – вихідне судно експлуатується до моменту часу t^* , після чого проводиться модернізація, що полягає у подовженні його корпусу та збільшенні пасажиромісткості до n_{mod} , і далі вже модернізоване судно експлуатується доки це буде економічно доцільно;
- III** – вихідне судно експлуатується до моменту часу t^* , після чого проводиться його заміна на нове судно такого ж класу та такої ж пасажиромісткості, яке далі експлуатується доки це залишатиметься економічно доцільним;
- IV** – вихідне судно експлуатується до моменту часу t^* , після чого проводиться його заміна на нове судно такого ж класу, але збільшеної пасажиромісткості, і далі нове судно експлуатується поки це залишатиметься економічно доцільним.

На рис. 2 схематично наведені чотири альтернативні проєкти, що розглядаються.

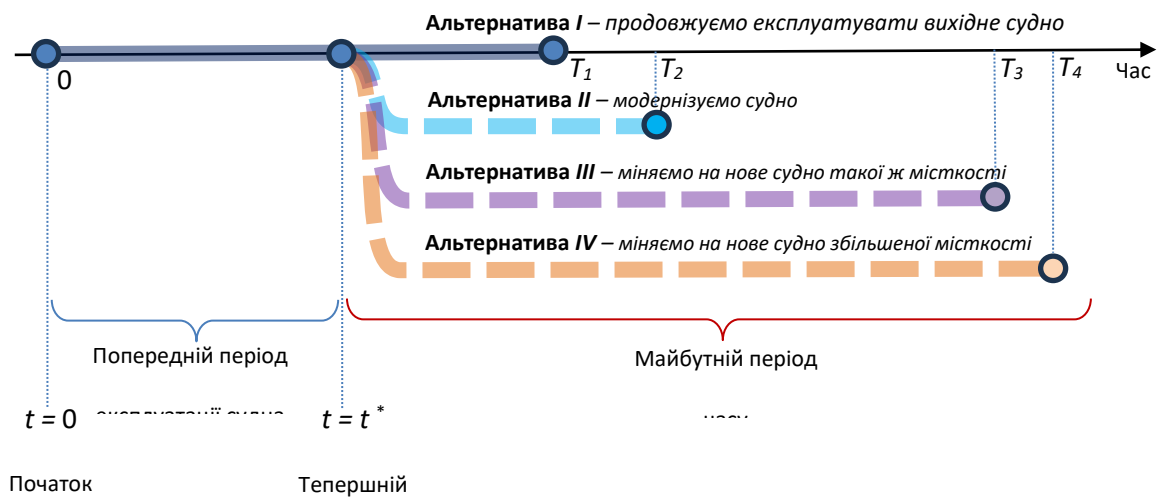


Рис. 2. – Порівняльна схема альтернативних проєктів придбання, експлуатації, модернізації та заміни судна.

Оцінимо економічну ефективність цих проєктів.

1.2.1. Вихідні дані для розрахунків

Розглянемо вихідне пасажирське судно місткістю $n=2500$ пасажирських місць, яке вже експлуатувалося протягом 10 років. В якості точки відліку часу $t = 0$ приймемо момент початку експлуатації даного судна і всі грошові потоки далі дисконтуватимемо до цього моменту часу зі ставкою дисконтування при безперервному нарощенні відсотків $r=0,04$. Оцінимо економічну доцільність кожного з чотирьох наведених вище альтернативних проєктів. Модернізація судна дозволяє збільшити кількість пасажирських місць до $n_{mod}=2800$. Проведення такої модернізації займе $\Delta_{mod}=3$ місяці, а пов'язані з нею витрати становитимуть $C_{mod}=68000$ тис. дол. Також в якості альтернативи розглядатимемо заміну вихідного судна на нові судна пасажиромісткістю $n_{new1}=2500$ та $n_{new2}=2800$.

В табл. 1 представлені дані щодо часів проведення, тривалостей та очікуваних вартостей планових ремонтів суден, що розглядаються.

Табл. 1. – Терміни, тривалості та вартості планових ремонтів суден.

Номер планового ремонту (i)	Вік судна ($t_{rep,i}$), років	Тривалість i -го планового ремонту (Δ_i), діб	Витрати, які пов'язані з плановим ремонтом не модернізованого судна (C_i), тис. дол.	Витрати, які пов'язані з плановим ремонтом модернізованого судна ($C_{rep,i}$), тис. дол.	Витрати, які пов'язані із плановими ремонтами нового судна такої ж місткості ($C_{rep,new1,i}$), тис. дол.	Витрати, які пов'язані з плановими ремонтами нового судна з підвищеною місткістю ($C_{rep,new2,i}$), тис. дол.
1	5	30	2000	-	2000	2200
2	10	30	3000	-	3000	3300
3	15	30	5000	5500	5000	5500
4	20	30	10000	11000	10000	11000
5	25	30	15000	16500	15000	16500
6	30	30	25000	27500	25000	27500
7	35	30	45000	49500	45000	49500
8	40	30	85000	93500	85000	93500
9	45	30	150000	165000	150000	165000

На рис. 3 зображені графіки зміни інтенсивностей операційних витрат, які пов'язані з роботою вихідного судна без урахування модернізації $c(t)$ та з урахуванням модернізації $c_{mod}(t)$, а також графіки зміни інтенсивності операційних витрат для нових суден $c_{new1}(t)$ і $c_{new2}(t)$. Графіки змінення прогнозованої ринкової вартості

суден з часом $V(t)$, $V_{mod}(t)$, $V_{new1}(t)$ та $V_{new2}(t)$ представлені на рис. 4. Будемо припускати, що додаткові витрати, які пов'язані з купівлею та введенням в експлуатацію суден, а також додаткові витрати, які пов'язані з продажем суден і виведенням їх з експлуатації, становлять 10% від їх вартості.

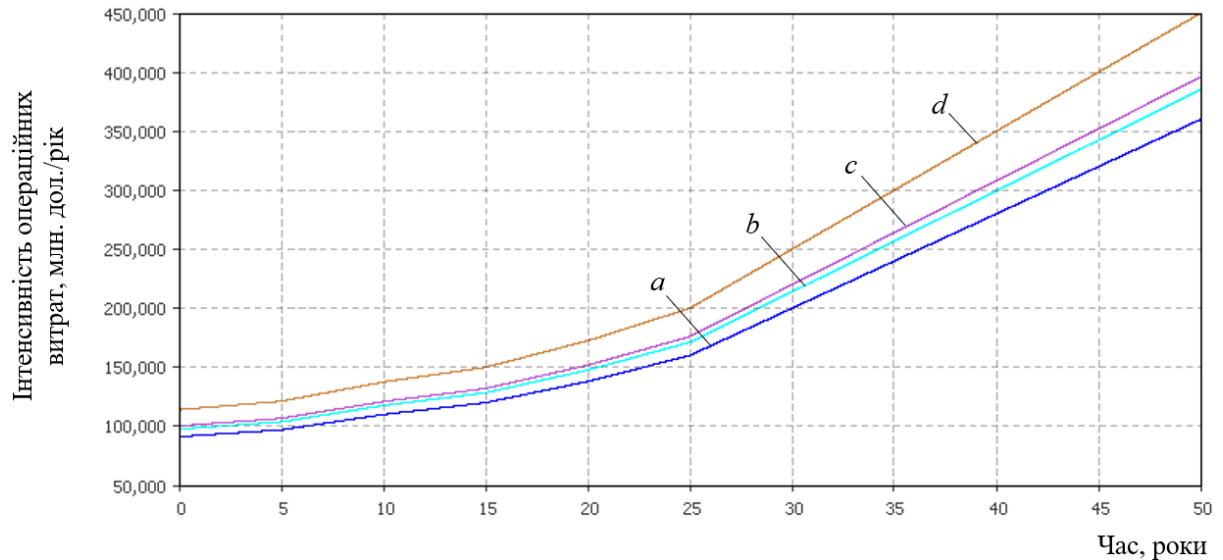


Рис. 3. – Графіки змінень інтенсивностей операційних витрат, які пов'язані з роботою суден залежно від їх віку (*a* – вихідне судно, *b* – модернізоване судно, *c* – нове судно такої ж місткості, *d* – нове судно збільшеної місткості).

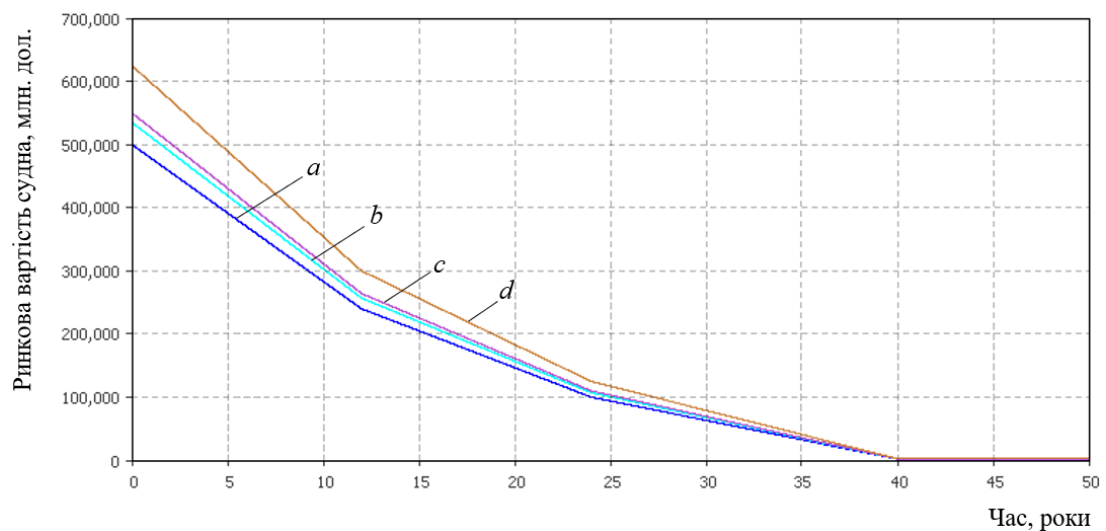


Рис. 4. – Графіки змінень прогнозованої ринкової вартості суден залежно від їх віку (*a* – вихідне судно, *b* – модернізоване судно, *c* – нове судно такої ж місткості, *d* – нове судно збільшеної місткості).

На практиці компанія-оператор судна заохочує завчасне бронювання місць і змінює цінову політику залежно від рівня попиту задля забезпечення повного завантаження судна на кожен рейс. У подальших розрахунках ми будемо виходити

з того, що судно експлуатується повністю завантаженим, а динаміка очікуваних доходів, які судноплавна компанія одержує з одного пасажирського місця за одиницю часу експлуатації судна, змінюється відповідно до графіка, який наведено на рис. 5.

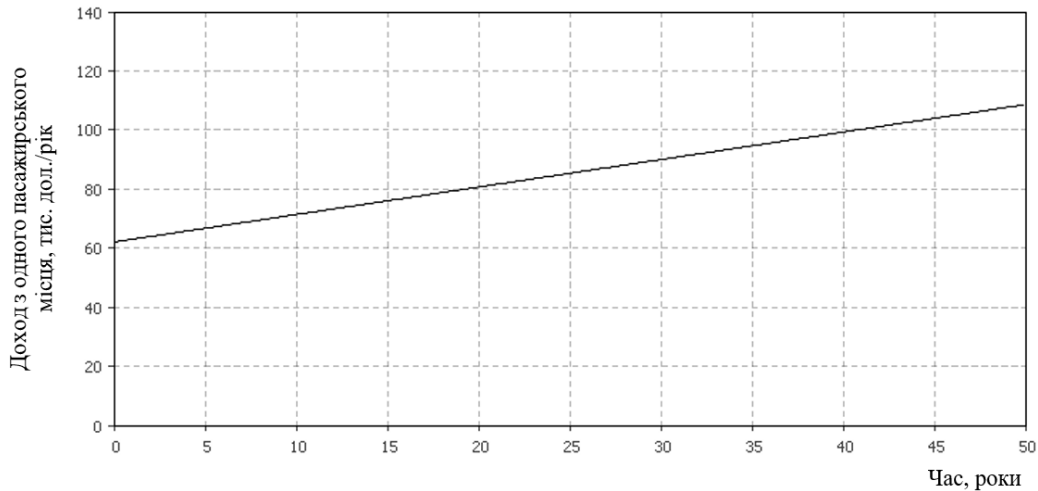


Рис. 5. – Графік очікуваних доходів з одного пасажирського місця за одиницю часу експлуатації судна ($p(t)$)

Графіки на рис. 3–5 відображають середні прогнозовані значення відповідних параметрів.

1.2.2. Результати розрахунків та висновки

На рис. 6 представлені криві зміни сучасної вартості загальних грошових потоків NPV для чотирьох альтернативних проєктів придбання та експлуатації суден залежно від тривалості їх реалізації T , які описуються формулами (5), (9) та (13). Графіки змінення $EAC(T)$, які задаються формулами (11), (12) і (14) для проєктів, що розглядаються, представлені на рис. 7.

Розрахунки показали, що максимальне значення NPV для вихідного судна досягається при його використанні протягом 30 років і дорівнює 555,78 млн. дол. При цьому максимальне значення NPV для проєкту модернізації судна досягається при експлуатації судна протягом 35 років та дорівнює 643,84 млн. дол., що помітно перевищує відповідне значення для проєкту експлуатації немодернізованого судна. Для проєктів, що передбачають заміну вихідного судна на нові судна ідентичної та збільшеної пасажиромісткості, найкращі значення NPV становлять 641,94 млн. дол.

та 666,64 млн. дол. відповідно. Однак при цьому термін реалізації цих проєктів відповідно складає 43,15 і 40 років (див. табл. 2). Оскільки оптимальні терміни реалізації проєктів, що розглядаються, значно відрізняються, доцільно проаналізувати значення EAC даних проєктів

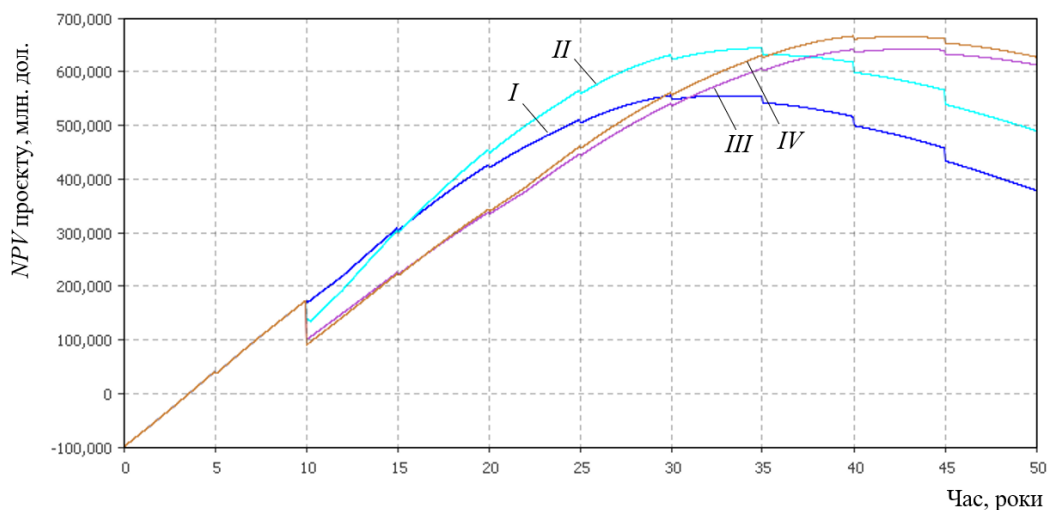


Рис. 6. – Графіки зміни NPV для проєктів придбання та експлуатації суден, що розглядаються, залежно від тривалості їх реалізації.

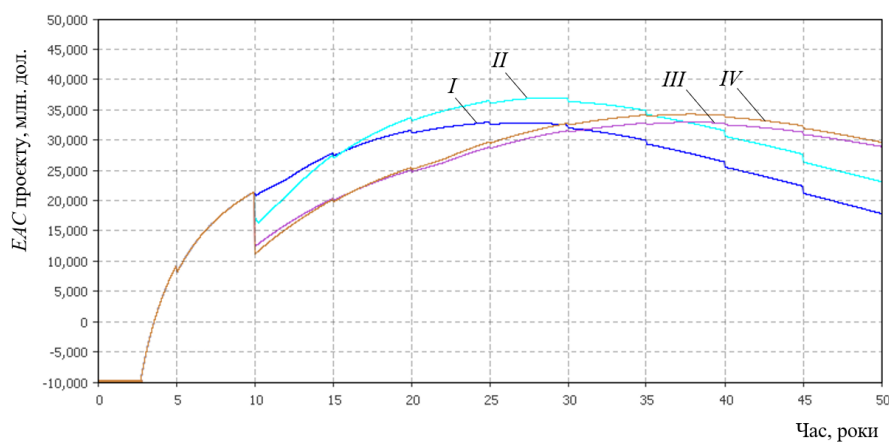


Рис. 7. – Графіки зміни EAC для проєктів придбання та експлуатації суден, що розглядаються, залежно від тривалості їх реалізації.

. Як показали розрахунки, найбільше значення EAC досягається для другого проєкту, що передбачає модернізацію судна. Відповідні дані представлені у табл. 2.

Табл. 2. – Оптимальні значення *NPV* та *EAC* проєктів, що розглядаються, і відповідні терміни їх реалізації.

Оптимальні значення показників проєктів	Альтернативні проєкти			
	Проект I – використання вихідного судна без модернізації	Проект II – модернізація судна	Проект III – заміна вихідного судна на нове судно такої ж місткості	Проект IV – заміна вихідного судна на нове судно більшої місткості
Найбільше значення <i>NPV</i> , тис. дол.	555 785,18	643 845,26	641 944,63	666 645,93
Тривалість проєкту, за якої досягається найбільше значення <i>NPV</i> , років	30,00	35,00	43,15	40,00
Найбільше значення <i>EAC</i> , тис. дол.	32 982,54	36 951,31	32 937,51	34 266,13
Тривалість проєкту, за якої досягається найбільше значення <i>EAC</i> , років	25,00	28,84	37,97	37,85

Таким чином, дослідження показали, що модернізація суден може виявитися економічно ефективнішою, ніж використання суден без модернізації або їх заміна нові судна. Також слід звернути увагу на те, що оптимальні терміни реалізації третього і четвертого проєктів значно перевищують відповідні терміни перших двох проєктів. Враховуючи волатильність ринку та складність прогнозування коливань кон'юнктури у довгостроковій перспективі, проєкт модернізації судна також виглядає значно кращим з точки зору його економічної стійкості.

Литература

1. Jones T. W., Smith J. D. An Historical Perspective of Net Present Value and Equivalent Annual Cost // The Accounting Historians Journal. Academy of Accounting Historians. 1982. Vol. 9, Issue 1. P. 103–110. DOI: <https://doi.org/10.2308/0148-4184.9.1.103>
2. Lapkina, I., Malaksiano, M. (2018). Elaboration of the equipment replacement terms taking into account wear and tear and obsolescence. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 3(3-93), pp. 30-39. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.133690>

ДОДАТОК 3

ДОДАТКОВІ МАТЕМАТИЧНІ СПІВВІДНОШЕННЯ ЩОДО ОПИСУ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ ПРОПУЛЬСИВНИХ КОМПЛЕКСІВ ЕЛЕКТРОХОДІВ

У додатку 3 наведено математичні співвідношення, які дають додаткову інформацію щодо розрахунку перехідних режимів роботи пропульсивних комплексів суден з електрорухом. Співвідношення відносяться до категорії загальнозживаних, або отримані іншими авторами, на наукові роботи яких є відповідні посилання. Ці співвідношення наведено для уточнення інформації щодо розрахунку маневрених режимів та **не виносяться до захисту**.

31.1 Теплові двигуни та регулятори частоти їх обертання.

Рівняння руху теплового двигуна генераторного агрегату [397].

$$\frac{d\overline{\omega}_D}{dT} = N_D (\overline{M}_D - K_D^T \overline{M}_G - K_{TD}), \quad (3.1)$$

Крутний момент теплового двигуна [405]

$$\overline{M}_D = \overline{\xi}_D. \quad (3.2)$$

Рівняння регуляторів частоти обертання теплових двигунів [397, 410]:

- переміщення $\overline{\xi}_D$ рейки паливного насоса

$$\frac{d\overline{\xi}_D}{dT} = K_p (1 - (\overline{\omega}_D - \Delta\overline{\omega}_H)) - K_{fb} \overline{\Delta\xi}_D - K_{is} \frac{\overline{\Delta\xi}_D}{dT}, \quad (3.3)$$

- різниця кутових частот обертання генераторів

$$\Delta\overline{\omega}_{H1} = \int_0^t \overline{U}_{s1} dt. \quad (3.4)$$

- напруга на серводвигуні

$$\overline{U}_{s1} = \frac{\overline{I}_{ae1} - \overline{I}_{ae2}}{k_{ae1}}, \quad (3.5)$$

- Активна складова струму СГ

$$\overline{I}_{ae1} = \overline{U}_{d1} \overline{I}_{d1} + \overline{U}_{q1} \overline{I}_{q1}. \quad (3.6)$$

де k_{ae} – коефіцієнт посилення САР розподілу активного навантаження.

31.2. Синхронний генератор та САР напруги.

Відносна різниця напруг у внутрішніх системах координат та реактивна складова струму СГ [405]

$$\Delta \overline{U}_{H1} = \frac{\overline{I}_{re1} - \overline{I}_{re2}}{k_{re1}}, \quad (3.20)$$

$$\overline{I}_{re1} = \overline{U}_{q1} \overline{I}_{d1} - \overline{U}_{d1} \overline{I}_{q1}. \quad (3.21)$$

Електромагнітний момент генератора[405, 407-409]:

$$\overline{M}_G = -K_{G1} \overline{I}_G^2 \sin \psi_G \cos \psi_G + K_{G2} \overline{I}_f \overline{I}_G \cos \psi_G, \quad (3.23)$$

Е1.3. Безрозмірні параметри пропульсивного комплексу [400, 397]. :

$$\begin{aligned} K_{d1} &= \frac{\sin \theta_0}{\cos \psi_0}; & K_{q1} &= \frac{1 - \cos \theta_0}{\sin \psi_0}; & K_{q2} &= 1; & K_{Uq} &= \frac{U_{G0}}{U_{f0}}; & K_{Id} &= \frac{I_{G0} x_d}{U_{f0}}; \\ K_U &= \frac{U_{G0}}{U_{f0}}; & K_{G1} &= \frac{(L_d - L_q) I_{G0}^2}{M_{G0}}; & K_{G2} &= \frac{M_{ad} I_{f0} I_{G0}}{M_{G0}} \\ C_{\lambda 2} &= \frac{m + \lambda_{22}}{m + \lambda_{11}}; & C_{\lambda 21} &= \frac{2(\lambda_{22} - \lambda_{11})}{m + \lambda_{11}}; & C_{RX} &= \frac{\mu_{rx} \frac{\rho}{2} v_0^2 S_C (1 - \psi)^2}{\sum K_{Pj} P_{ej0}}; & C_{11} &= \frac{R_{X0}}{\sum K_{Pj} P_{ej0}}; \\ C_{12} &= \frac{0,07 \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{\sum K_{Pj} P_{ej0}}; & C_{13} &= \frac{c_4 \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{\sum K_{Pj} P_{ej0}} \\ C_{RY} &= \frac{\mu_K \frac{\rho}{2} v_0^2 S_C (1 - \psi)^2}{\sum K_{Pj} P_{ej0}}; \\ C_{21} &= \frac{0,5 C_Y^\beta \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{\sum K_{Pj} P_{ej0}}; & C_{22} &= \frac{c_2 \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{\sum K_{Pj} P_{ej0}}; & C_{23} &= \frac{c_3 \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{\sum K_{Pj} P_{ej0}}; & C_{61} &= \frac{2m_1 \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{\sum K_{Pj} P_{ej0}}; \\ C_{62} &= \frac{2m_2 \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{\sum K_{Pj} P_{ej0}}; & C_{63} &= \frac{2m_3 \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{\sum K_{Pj} P_{ej0}}; \\ C_{64} &= \frac{2m_4 \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{\sum K_{Pj} P_{ej0}}; & C_{65} &= \frac{2 \left[0,739 + 8,7 \frac{T}{L} \right] C_{m0}^\omega \frac{\rho}{2} v_0^2 F_D}{\sum K_{Pj} P_{ej0}} \end{aligned}$$

де L_d та L_q – індуктивності самоіндукції обмотки якоря по осях d та q ;
 M_{ad} – індуктивність взаємоіндукції по осі d .

L – довжина судна;

m – маса судна;

ρ – питома густина води;

λ_{11} и λ_{22} – приєднані маси води вздовж осей X й Y ;

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

λ_{66} – приєднаний момент інерції води:

ψ' – коефіцієнт номінального попутного потоку;

S_C – приведена площа керма;

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;

F_D – пиведена площа зануреної частини діаметральної площини судна;

C_{m0}^ω – коефіцієнт демпфуючого моменту опору.

Акти впровадження результатів дисертаційної роботи

МІНІСТЕРСТВО РОЗВИТКУ ГРОМАД,
ТЕРИТОРІЙ ТА ІНФРАСТРУКТУРИ
УКРАЇНИ

MINISTRY FOR COMMUNITIES,
TERRITORIES AND INFRASTRUCTURE
DEVELOPMENT OF UKRAINE

**КАЗЕННЕ ПІДПРИЄМСТВО
«МОРСЬКА ПОШУКОВО-
РЯТУВАЛЬНА СЛУЖБА»**

**STATE ENTERPRISE
"MARITIME SEARCH AND
RESCUE SERVICE"**

Україна, 65114 м. Одеса,
вул. Люстдорфська дорога, 140 а
Тел.: +380 48 785 07 17
Факс: +380 48 785 07 18
e-mail: semsrs@sar.gov.ua

140 a, Lustdorfska Doroha Str., Odessa
65114, Ukraine
Tel: +380 48 785 07 17
Fax: +380 48 785 07 18
e-mail: semsrs@sar.gov.ua

Акт про впровадження результатів дисертаційної роботи «Методологічні основи розмірної модернізації пасажирських суден для підвищення ефективності їх експлуатації»

У дисертаційному дослідженні к.т.н., проф. Шумило Олександра Миколайовича "Методологічні основи розмірної модернізації пасажирських суден для підвищення ефективності їх експлуатації" визначено інноваційні підходи та стратегії для модернізації пасажирських суден, що спрямовані на підвищення їх ефективності та надійності в процесі експлуатації. Дослідження ґрунтується на детальному аналізі технічних, конструктивних та експлуатаційних аспектів суден, що дозволило розробити комплексні рішення для оптимізації їх характеристик.

Основні принципи, включені в запропоновану методологію, такі як оцінка впливу розмірної модернізації на параметри маневреності та енергоефективності, а також адаптація судових систем під нові експлуатаційні умови, передбачають інтегрований підхід до покращення експлуатаційних характеристик суден. Застосування цієї методології дозволяє не тільки підвищити економічну ефективність експлуатації, а й забезпечити високий рівень комфорту та безпеки для пасажирів.

Розроблена методологія, з урахуванням специфіки нашого підприємства, була успішно впроваджена у наші практики та стала важливою складовою процесів модернізації пошуково-рятувальних суден. Вона дозволила ефективно оцінити та впровадити необхідні зміни в конструкції та системах суден, що сприяє підвищенню їхньої надійності, зниженню витрат на експлуатацію та покращенню загальної ефективності роботи флоту.

Т.в.о. директора



Сергій ДУБІН

Дементій БУРЛАЧЕНКО
+38 (048) 774-42-15



ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
ЄВРО ГРАСКОР

Організація та проведення судноремонтних робіт

65045, м. Одеса, пров. Покровський буд. 16.

Код ЄДРПОУ 40174331

Тел. +380969663985 E-mail: eurograskor@ukr.net



Акт впровадження результатів дисертаційної роботи

«Методологічні основи розмірної модернізації пасажирських суден для підвищення ефективності їх експлуатації»

У дисертаційному дослідженні, підготовленому к.т.н. проф. Шумило Олександром Миколайовичем, на тему "Методологічні основи розмірної модернізації пасажирських суден для підвищення ефективності їх експлуатації" були розроблені сучасні методики та підходи до модернізації суден, що суттєво покращують їх експлуатаційні характеристики. Це дослідження охоплює важливі аспекти технічного переоснащення суден, що використовуються для пасажирських перевезень, які є основною діяльністю нашої компанії.

Завдяки впровадженню результатів цього дослідження наша підприємство змогло значно підвищити ефективність роботи суден, що спеціалізуються на пасажирських перевезеннях. Зокрема, використання запропонованих методик модернізації дозволило:

- Збільшити пасажиромісткість суден, що суттєво підвищило пропускну здатність терміналів та дозволило обслуговувати більшу кількість пасажирів за одиницю часу.
- Поліпшити маневреність і остійність суден, що є особливо важливим при навігації у складних погодних умовах та при операціях у портах з обмеженим маневровим простором.
- Оптимізувати розміщення технічного обладнання на судах, що забезпечило підвищення ефективності роботи та зменшення часу простою суден у порту.
- Знизити експлуатаційні витрати завдяки вдосконаленню технічних характеристик суден, підвищенню їх надійності та зменшенню потреби у частих технічних обслуговуваннях.

Реалізація цих заходів дозволила нашої компанії не тільки підвищити свою ефективність, але й забезпечити більш високий рівень безпеки під час виконання операцій. Впровадження результатів дослідження також сприяло зниженню негативного екологічного впливу від експлуатації суден, завдяки оптимізації паливної ефективності та зменшенню викидів забруднюючих речовин.

Отже, розроблена методологія та заходи, впроваджені на її основі, стали ключовим елементом нашої стратегії розвитку, що дозволило зміцнити позиції нашої компанії на ринку пасажирських перевезень, підвищити конкурентоспроможність та забезпечити сталий розвиток у складних умовах.

Директор



Володимир ГНАТЕНКО



СВІДОСТВО ПРО
ВІДПОВІДАЛЬНІСТЬ ПІДПРИЄМСТВА
№ СВП-22-3-84-23

СВІДОСТВО ПРО
ВИЗНАННЯ
№ СВ-32-3-3-24

СИСТЕМА УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ
СЕРТИФІКОВАНА ВІДПОВІДНО ДО
ДСТУ ISO 9001-2015

ТОВ «ЛЕМА КАРГО СЕРВІС»
87510, Україна, м.Маріуполь,
пр-т Луніна, 21-7
+38 096 0 53 00 50
+38 096 0 53 00 49
info@lemalcs.com

LEMA CARGO SERVICE LLC
87510, Ukraine, Mariupol,
Lunin ave., 21-7
+38 096 0 53 00 50
+38 096 0 53 00 49
info@lemalcs.com



Исх. №2541-П
от 06.09.2024

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи

«Методологічні підходи до модернізації пасажирських суден для підвищення їх експлуатаційної ефективності»

У дисертаційній роботі, виконаній к.т.н. проф. Шумилом Олександром Миколайовичем на тему "Методологічні підходи до модернізації пасажирських суден для підвищення їх експлуатаційної ефективності", були запропоновані новітні методики та рішення, які спрямовані на суттєве вдосконалення експлуатаційних характеристик суден. Дослідження охоплює ключові аспекти технічного оновлення суден, що використовуються для пасажирських перевезень, що є важливою складовою діяльності нашого морського агентства. Завдяки впровадженню результатів цього дослідження наше агентство змогло значно підвищити ефективність роботи пасажирських суден.

Впровадження запропонованих методів модернізації дозволило збільшити пасажирську місткість суден, що значно покращило можливості обслуговування більшої кількості пасажирів та підвищило пропускну здатність портових терміналів. Це також сприяло поліпшенню маневреності та остійності суден, що є критично важливим для безпечної навігації у складних умовах і при виконанні маневрів в обмежених просторах портів. Оптимізація розміщення обладнання на борту суден забезпечила підвищення загальної ефективності операцій і скорочення часу простою суден у порту. Крім того, були знижені витрати на експлуатацію завдяки покращенню технічних характеристик суден, що призвело до підвищення їх надійності та зменшення частоти технічного обслуговування.

Здійснення цих заходів дало змогу нашим партнерам у сфері пасажирських перевезень не лише покращити ефективність своєї діяльності, але й забезпечити вищий рівень безпеки під час експлуатації суден. Впровадження результатів дослідження також допомогло зменшити негативний вплив на навколишнє середовище завдяки підвищенню паливної ефективності та скороченню викидів шкідливих речовин.

Таким чином, розроблені методологічні підходи і впроваджені на їх основі заходи стали важливою частиною нашої стратегії розвитку, що дозволило зміцнити позиції нашого морського агентства на ринку пасажирських перевезень, підвищити конкурентоспроможність і забезпечити стабільний розвиток в умовах зростаючого попиту.

С уважением,
Директор ООО «Лема Карго Сервис»



Косарев Ф.В.



ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
«MARIN TEX SERVICE»

ЄДРПОУ 41738536, адреса: 65091, місто Одеса, вулиця Комітетська, будинок 14, офіс 210
 Email: marin.servis.2017@gmail.com Телефон: +380935665375



Акт про впровадження наукових результатів дисертаційної роботи
«Методологічні основи розмірної модернізації пасажирських суден
для підвищення ефективності їх експлуатації»

У дисертаційному дослідженні к.т.н., професора Шумило Олександра Миколайовича "Методологічні основи розмірної модернізації пасажирських суден для підвищення ефективності їх експлуатації" було розроблено новітні підходи та методики, спрямовані на вдосконалення процесів модернізації та ремонту пасажирських суден. Основна увага приділялася розробці ефективних стратегій зміни розмірних характеристик суден з метою підвищення їх експлуатаційних показників, енергоефективності та надійності.

У рамках нашої діяльності, пов'язаної із судноремонтом і модернізацією, ми впровадили розроблені в дисертації методики та підходи. Зокрема, були використані інноваційні методи розрахунків і моделювання для оцінки впливу розмірних змін на загальну стійкість і маневреність суден. В результаті, проведені конверсійні роботи на судах дозволили не лише знизити витрати на експлуатацію суден, але й значно підвищити рівень безпеки та комфорту пасажирів.

Застосування результатів науково-дослідницької роботи Олександра Миколайовича Шумило дало змогу оптимізувати процеси модернізації, скоротити терміни виконання робіт і забезпечити високу якість кінцевого результату. Це сприяє підвищенню конкурентоспроможності нашої компанії на ринку судноремонту та модернізації, дозволяючи запропонувати нашим клієнтам сучасні, надійні та економічно вигідні рішення.

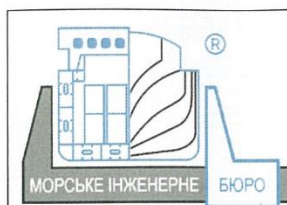
Розроблена методологія вже успішно впроваджена в наші виробничі процеси, і ми продовжуємо використовувати її в наших проектах для забезпечення максимальної ефективності та безпеки суден, які проходять у нас ремонт та модернізацію.

З повагою
Директор



Олексій БУЛАТОВ





Морське Інженерне Бюро Marine Engineering Bureau

вул. Тіниста, 15, м. Одеса, Україна, 65062
тел: +38 (048)2 347928,
E-mail: office@meb.com.ua, www.meb.com.ua

15, Tinysta str., Odesa, Ukraine, 65062
Phone: +38 (048)2 347928,
E-mail: office@meb.com.ua, www.meb.com.ua

Вих. № 11/25- от 13.09.2024

АКТ

про практичне застосування результатів дисертаційних досліджень
здобувача наукового ступеня ШУМИЛА Олександра Миколайовича
«Методологія розмірної модернізації пасажирських суден для підвищення
ефективності їх експлуатації»

Даний акт складено про те, що під час виконання проєктних робіт з розмірної модернізації морських пасажирських суден в Морському Інженерному Бюро запроваджено рекомендації, які розроблені в дисертаційній роботі О.М. Шумила.

При проведенні проєктних робіт з метою збільшення довжини корпусів морських суден були використано методи запропоновані О.М. Шумилом, які дозволили визначати оптимальну довжину судна і довжину циліндричної вставки. Оптимізаційна модель включала цільову функцію, яка записується у вигляді функції зростання прибутку від модернізації, функцій обмеження, які забезпечують умови безпеки судноплавства і функціональності судна.

Цінністю метода, запропонованого О.М. Шумило, є можливість застосування системного аналізу з метою врахування всіх факторів, що впливають на збільшення розмірів корпусу судна і їх взаємодію, що регулюються міжнародними правилами та конвенціями.

Викладений метод може бути застосований не тільки при проведенні розмірної модернізації, але в визначеній мірі і при проєктуванні нових суден.

Цей акт не є підставою для розрахунків.

Генеральний директор, к.т.н.

Заступник генерального директора,
головний конструктор



О.Г. Єгоров

І.А. Ільницький



ТОВ «БЮРО КОРАБЕЛЬНИХ ІНЖЕНЕРІВ»

Україна, 65029, ЄДРПОУ 39198050

м. Одеса, вул. Градоначальницька 4

Email: nabmarine@gmail.com

Web: www.nab-marine.com

tel.: +38 096 674 10 25 | +38 096 167 47 40

« 17 » грудня 2024 р.

АКТ

про практичне застосування результатів дисертаційних досліджень здобувача наукового ступеня ШУМИЛА Олександра Миколайовича «Методологічні основи розмірної модернізації пасажирських суден для підвищення ефективності їх експлуатації»

Цим актом підтверджується, що низка науково-практичних результатів дисертаційного дослідження Шумила О.М. використовується в науковій, виробничій, інженерній діяльності ТОВ «БЮРО КОРАБЕЛЬНИХ ІНЖЕНЕРІВ»

Зокрема, таких:

- метод визначення оптимальної довжини додаткової циліндричної вставки корпусу судна, який застосовується при проведенні розмірної модернізації, що побудовано на базі інтегральної моделі конструктивної модернізації, основними критеріями якості якого обрано економічні показники, та показники безпеки і функціональності судна;

- метод оцінки впливу подовження корпусу на буксирувальний опір та пропульсивний коефіцієнт, що дають можливість розраховувати основний експлуатаційний показник судна – ходовість. Рекомендації щодо розрахунку остійності та ефективність стернових пристроїв забезпечують оцінку можливих змін в безпеці судна.

- комплект прикладних програм розрахунку режимів роботи суднових пропульсивних комплексів на основних маневрах, що дає можливість заздалегідь, при визначенні доцільного ступеню подовження, розраховувати маневрені властивості суден та прогнозувати їх зміни, оцінювати можливості енергетичної установки судна щодо забезпечення його функціональності.

Директор
ТОВ «БЮРО КОРАБЕЛЬНИХ
ІНЖЕНЕРІВ»



М.П.

Тіхонов М.В.



ПІДТВЕРДЖУЮ

професор з науково-педагогічної роботи
Національного університету кораблебудування

к.т.н. професор С.О. Слободян

«14» березні 2025 року

А К Т

використання результатів дисертаційної роботи професора ОНМУ Шумила Олександра Миколайовича «Методологічні основи розмірної модернізації пасажирських суден для підвищення ефективності їх експлуатації» в навчальний процес і наукові дослідження НУК

Ми, що нижче поставили свої підписи, директор машинобудівного навчально-наукового інституту д.т.н, проф. С.І. Сербін, директор навчально-наукового інституту автоматики та електротехніки к.т.н., доцент Д.О. Жук, завідувач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики к.т.н., доцент Б.М. Личко, склали цей Акт про те, що результати вказаної роботи О.М. Шумила використовуються в спеціальних дисциплінах «Проектування суднових енергетичних установок», «Судномеханічний комплекс», «Математичне моделювання суднових енергетичних установок», які викладаються студентам освітнього рівня «магістр», а також у науковій роботі аспірантів кафедри ЕСЕУ та ТЕ.

Зокрема, використовуються методи оцінки змінювання морехідних якостей пасажирського судна при приведенні розмірної модернізації, математичні моделі та імітаційні методи дослідження перехідних режимів пропульсивних комплексів з класичною гребною електроенергетичною установкою, з ПП, з РКК Azipod, методи оцінки впливу розмірної модернізації на основні показники маневреності, які (відповідно Стандарту) охоплюють інерційні характеристики, характеристики маневреності та керованості, та показники СЕЕУ суден, з класичною компоновкою гребної електроенергетичної установки.

Директор машинобудівного
Навчально-наукового інституту

д.т.н, проф. С.І. Сербін

Директор навчально-наукового інституту
автоматики та електротехніки

к.т.н., доцент Д.О. Жук

Завідувач кафедри експлуатації
суднових енергетичних установок
та теплоенергетики

к.т.н., доцент Б.М. Личко

ЗАТВЕРДЖУЮ

в. о. ректора

Херсонської державної

морської академії,

д.пед.н, професор

В.В. Чернявський

2025 р.

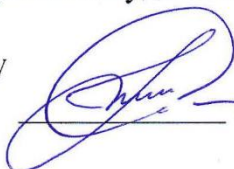
Акт

про використання результатів дисертаційного дослідження
 ШУМИЛА Олександра Миколайовича
 «Методологічні основи розмірної модернізації пасажирських суден для
 підвищення ефективності їх експлуатації»
 в освітньому процесі Херсонської державної морської академії

Ми, що нижче підписалися, Нагрибельний Я.А., Носов П.С., Петровський А.В., склали цей акт в тому, що результати роботи О.М. Шумила впроваджені в освітній процес на факультеті судноводіння, а саме: використовуються в змісті освітніх компонентів «Забезпечення морехідних якостей судна», «Теорія та практика управління рухом судна», «Теорія та будова судна», «Управління судном», «Сучасні автоматичні системи управління рухом судна», які входять до нормативної частини освітньо-професійних програм освітніх рівнів «бакалавр» та «магістр», а також використовуються у науково-дослідній роботі аспірантів.

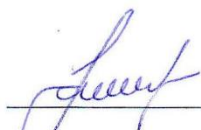
Серед запропонованих методів застосовуються методи визначення маневрених характеристик суден і оцінки режимних показників пропульсивної установки при виконанні основних маневрів судна, імітаційні моделі, що описують зміни основних характеристик структурних елементів пропульсивної установки, методи розрахунку гідродинамічних процесів взаємодії рушіїв підрулюючих пристроїв з зовнішнім середовищем та з корпусом судна, з урахуванням змін при маневруванні і параметрів управління, і основних розрахункових коефіцієнтів, що дозволяє оцінювати показники маневреності суден на перехідних режимах.

Декан факультету
 судноводіння,



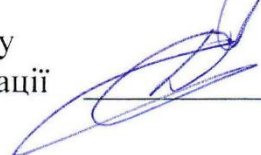
д.пед.н, професор Ярослав НАГРИБЕЛЬНИЙ

Завідувач кафедри
 суднових комп'ютерних
 систем та мереж



к.т.н., доцент Павло НОСОВ

Начальник відділу
 технічної інформації



к.т.н., доцент Андрій ПЕТРОВСЬКИЙ