

ДОСЛІДЖЕННЯ БУКСИРУВАЛЬНОГО ОПОРУ КРУЇЗНИХ СУДЕН ПРИ ЇХ РОЗМІРНІЙ МОДЕРНІЗАЦІЇ

О.М. Шумило

к.т.н., професор кафедри суднових енергетичних установок та технічної експлуатації,
Одеський національний морський університет, Одеса, Україна,
ORCID ID: 0000-0003-0574-1951

Анотація

Зростання попиту на морські круїзи змушує судноплавні компанії започатковувати виробництво нових суден. Окрім того, зростання вимог Міжнародної морської організації до безпеки судноплавства й охорони навколишнього середовища змушують суднобудівні верфі та виробників суднового обладнання залучати найсучасніші розробки морської інженерії та проводити відповідні науково-дослідні та конструкторські роботи. В експлуатації світового пасажирського флоту перебувають декілька десятків суден, стан яких треба узгодити із сучасними вимогами, тобто зменшити рівень морального зносу та досягти відповідності критеріям круїзного ринку.

Світовий круїзний флот налічує значну кількість таких суден – кандидатів для проведення розмірної модернізації. Збільшення розмірів судна завдяки додаванню циліндричної вставки вплине не тільки на корпус судна, але й на роботу гвинто-рульового комплексу та головного двигуна, оскільки він є невід’ємною частиною загальносуднової енергетичної системи. Взаємодія структурних елементів пропульсивного комплексу має системний характер і повинна досліджуватись із застосуванням системного підходу. Такими структурними елементами є гвинто-рульовий комплекс, корпус, головний електродвигун (суднова електроенергетична система). Проведено аналіз впливу збільшення довжини судна на характеристики системи, що утворює пропульсивний комплекс – «гвинт – корпус – головний двигун».

Оцінка ходовості та пропульсивних якостей судна ґрунтується на визначенні його буксирувального опору. Досліджено буксирувальний опір у залежності від швидкості та довжини судна (довжини циліндричної вставки) із застосуванням методу Холтропа. Проведено якісну та кількісну оцінку буксирувального опору та його складових частин під час проведення розмірної модернізації.

Ключові слова: *пасажирське судно, розмірна модернізація, буксирувальний опір, пропульсивні характеристики.*

**STUDY OF TOWING RESISTANCE OF CRUISE SHIPS
DURING THEIR DIMENSIONAL MODERNIZATION**

O.M. Shumylo

PhD in Engineering, Professor at the Department of Ship Power Plants
and Technical Operation,
Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine,
ORCID ID: 0000-0003-0574-1951

Summary

The growing demand for sea cruises forces shipping companies to start production of new ships. In addition, the growing requirements of the International Maritime Organization to ensure the safety of navigation and environmental protection force shipyards and manufacturers of ship equipment to involve the most modern developments in marine engineering and conduct relevant research and design companies. At the same time, there are several dozen ships in operation in the world passenger fleet, which must be brought up to modern requirements, that is, reduce the level of wear and tear and meet the requirements of the cruise market.

The world cruise fleet has a significant number of such ships - candidates for dimensional modernization. The increase in the size of the ship due to the addition of a cylindrical insert will affect not only the ship's hull, but also the operation of the propeller-steering system and the main engine, since it is an integral part of the entire ship's power system. The interaction of the structural elements of the propulsive complex has a systemic nature and should be studied using a systemic approach. Such structural elements are the propeller-rudder complex, the hull, the main electric motor (ship electrical power system). An analysis of the effect of increasing the length of the ship on the characteristics of the system that forms the propulsive complex – “propeller-hull – main engine – gun” was carried out.

The assessment of the maneuverability and propulsive qualities of the vessel is based on the determination of its buckling resistance. The towing resistance as a function of the speed and length of the vessel (the length of the cylindrical insert) was studied using the Holtrop method. A qualitative and quantitative assessment of the towing-propulsion resistance and its components during dimensional modernization was carried out.

Key words: *passenger ship, dimensional modernization, towing resistance, propulsive characteristics.*

Постановка проблеми й огляд літератури. Зменшення суперечностей між високим попитом на круїзні перевезення та пропозицією на них від круїзних компаній, необхідність дотримання сучасних норм щодо безпеки судноплавства та протидії забрудненню морського середовища змушують судноплавні компанії проводити аналіз стану морального зношування свого флоту, за його результатами ухвалювати обґрунтовані рішення щодо проведення модернізації.

У роботі [1] запропоновано уточнену структуру основних напрямів модернізації, як-от:

- реновація корпусу (рівні 1SS, 2SS, 3SS);
- конверсія (зміна призначення судна, збільшення розмірів судна, будівництво нових суден із застосуванням елементів уживаних суден);

– переобладнання суднових інженерних систем і комплексів (основні та допоміжні);

– переобладнання внутрішньосуднової архітектури (каюти, зони відпочинку, харчування, побуту, сервісу).

Фахівцями класифікаційного товариства “Det Norske Veritas” [2] було проведено аналіз складу світового морського круїзного флоту, згідно з яким (рис. 1) судна валовою місткістю до 43 000 GT мають найбільшу чисельність – 125 одиниць, від 400 000 до 69 000 GT – 40 одиниць, від 690 000 до 93 000 GT – 74, від 93 000 до 143 000 GT – 60, більше 143 000 GT – 13.

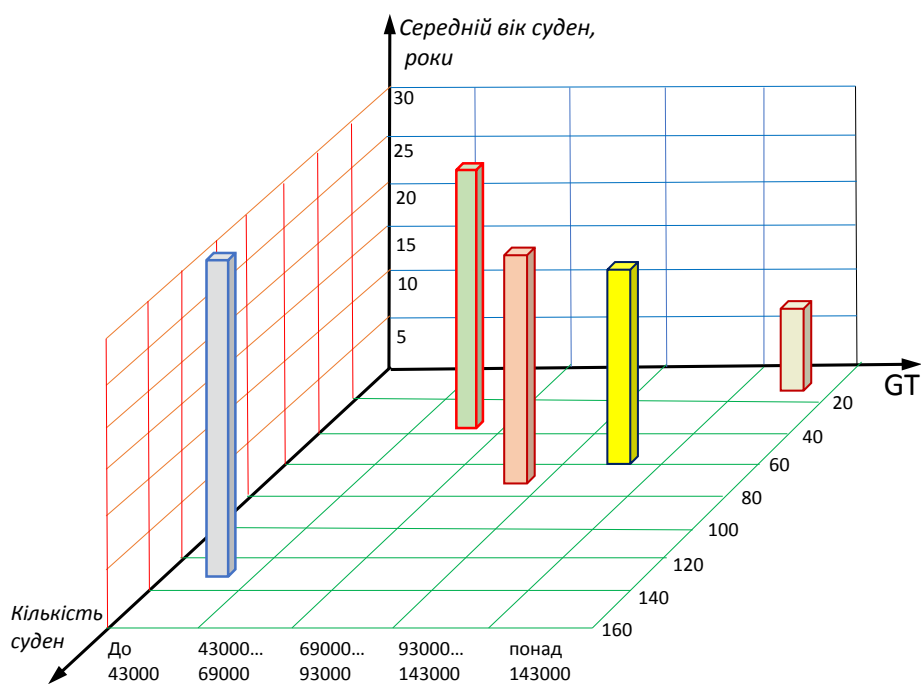


Рис. 1. Розподіл пасажирських суден з різною валовою місткістю GT за віком і кількістю

Потенційно найпривабливіші кандидати на модернізацію включають 8–19-річні судна від 40 000 до 143 000 GT, що становить майже 55% флоту. Судна понад 143 000 GT вилучаються, оскільки їхня довжина вже досягла межі поточної пропускної здатності більшості портів, у які здійснюються суднозаходи.

З позицій збільшення пасажиромісткості суден важливу роль відіграє такий вид конверсії, як розмірна модернізація – збільшення довжини судна за допомогою додавання циліндричної вставки. Дослідження цього виду модернізації було проведено у працях [1; 3].

У результаті виготовлення та встановлення додаткової секції збільшуються розміри судна (насамперед його довжина), отже, створюється потенційно нове судно зі своїми геометричними характеристиками, морехідними якостями, оцінка яких здійснюється відповідно до чинних норм забезпечення надійності та живучості судна.

Мета дослідження. Метою дослідження є визначення впливу розмірної модернізації судна на його пропульсивні якості. Мета досягається розглядом і вирішенням таких завдань:

1) проаналізувати вплив збільшення довжини судна з позицій системного підходу на роботу системи «двигун – гвинт – корпус»;

2) дослідити вплив збільшення розмірів судна з додаванням циліндричної вставки на величину буксирного опору судна та його складників, провести якісну та кількісну оцінку цих сил у діапазоні експлуатаційних швидкостей.

Дослідження буксирного опору судна та його складових частин у залежності від збільшення його довжини. З позицій системного підходу корпус судна, рушій, головний двигун, які здійснюють спільну роботу, утворюють відповідну систему, яка в царині морської інженерії має усталену назву – «пропульсивний комплекс судна». Структурні елементи цього комплексу взаємодіють таким чином, що зміна властивостей і характеристик одного з них закономірно приведе до відповідних змін в роботі інших, як результат – в енергетиці судна загалом. У результаті проведення розмірної модернізації збільшується довжина судна, як наслідок – змінюється режим роботи системи «корпус – гвинт – головний двигун». Беручи до уваги те, що майже всі сучасні круїзні судна як головні застосовують електричні двигуни, які входять до складу загальносуднової електроенергетичної системи, згадана система для цих суден має таку конфігурацію – «корпус – гвинт – головний електродвигун – суднова електроенергетична система».

У роботі [1] було досліджено визначення оптимального розміру (довжини) циліндричної вставки (секції) пасажирського судна, яке ґрунтувалось на створенні відповідної математичної моделі, цільова функція якої розроблялась з метою забезпечення максимального прибутку оновленого судна, обмеження зосереджувались на забезпеченні таких функцій:

- максимального доходу;
- вартості проведення модернізації;
- вартості установки (заміни) рухально-рульового комплексу – гвинтів, рулів, підрулюючих пристроїв;
- вартості установки (заміни) головних електродвигунів;
- вартості установки (заміни) дизель-генераторних агрегатів, трансформаторів, перетворювачів частоти, електричних мереж;
- вартості установки додаткового допоміжного обладнання (кондиціонерів, систем водопостачання та водовідведення (grey і black water));
- вартості операційних витрат;
- вартості робіт із забезпечення міцності корпусу.

З огляду на надзвичайно велике значення захисту навколишнього середовища, зокрема зниження викиду парникових газів (Green House Gas), що відображено в нормативних документах Міжнародної морської організації, у роботі [3] було запропоновано ввести до загальної моделі ще одну цільову функцію, яка забезпечує дотримання сучасних вимог до енергоефективності судна.

Результат модернізації передбачає збільшення довжини судна від початкової на величину вставки ΔL , оптимальне значення якої отримується математичним моделюванням. З огляду на системний характер взаємодії між структурними

складовими частинами пропульсивного комплексу, постає необхідність провести якісну оцінку впливу збільшення довжини судна на роботу пропульсивного комплексу – «корпус – гвинт – суднова електроенергетична система».

Подовження довжини судна щодо початкового значення L_0 до величини $L = L_0 + \Delta L$ впливатиме на:

1) корпус – змінюються водотоннажність, осадка, геометричні характеристики корпусу, коефіцієнти засмоктування, попутного потоку, пропульсивний коефіцієнт, буксирувальний опір і розрахунковий опір;

2) гребний гвинт – змінюється коефіцієнт навантаження, коефіцієнт упору, відносна хода, ККД і потужність, упор і тяга, реактивний момент;

3) суднова електроенергетична система – з урахуванням впливу опору руху судна змінюється потужність гребних електродвигунів, як наслідок – синхронних генераторів, приводних теплових двигунів, трансформаторів, пристроїв силової електроніки. Водночас варто зважати на особливість електроенергетичної системи судна, у разі збільшення кількості пасажирів постає потреба в додатковій генерації електроенергії, що спричинює залучення додаткових потужностей синхронних генераторів і теплових двигунів.

Проведення конверсії пасажирського судна шляхом збільшення його розмірів із додаванням циліндричної вставки передбачає проведення комплексної оцінки його морехідних якостей: ходовості, маневреності (стійкості на курсі, рухливості), стійкості, морехідності (слемінгу, заливаємості, оголення гвинта). Ця стаття ставить завдання оцінити якісно і кількісно вплив модернізації на ходовість судна. У традиційному тлумаченні під пропульсивними якостями судна розуміється характеристика його ходовості, що віддзеркалює залежність потужності, яка витрачається на здійснення руху судна, від його розмірів і швидкості. У морській практиці зазвичай використовується найпростіший показник, який визначається через співвідношення водотонажності судна та його швидкості на пропульсивну потужність (рис. 2).

Протягом життєвого циклу – проектування, виробництва, експлуатації, модернізації, постійно вирішується проблема забезпечення його пропульсивних якостей, які пов'язані з головними розмірами, геометричними характеристиками форми обводів корпусу, технічним станом його та рушійно-рульового комплексу, потужністю головних двигунів, їхньою можливістю забезпечити проєктну швидкість судна.

Накопичений досвід проектування суден під час оцінювання пропульсивних якостей засвідчує, що найбільш достовірні результати можна отримати з модельного експерименту, який проводиться в дослідному басейні, з наступним перерахунком їх на реальне судно. На етапах проектних розробок не завжди можливо здійснити проведення випробувань, тому постає необхідність застосовувати аналітичні або експериментально-аналітичні методи, які дозволяють, виходячи з вихідних даних про форму і розміри корпусу, розраховувати буксирувальний опір і потужність [4]. Ці методи відіграють важливу роль на стадії розрахунків і конструювання нового судна або проведення його модернізації для забезпечення та прогнозування пропульсивних якостей.

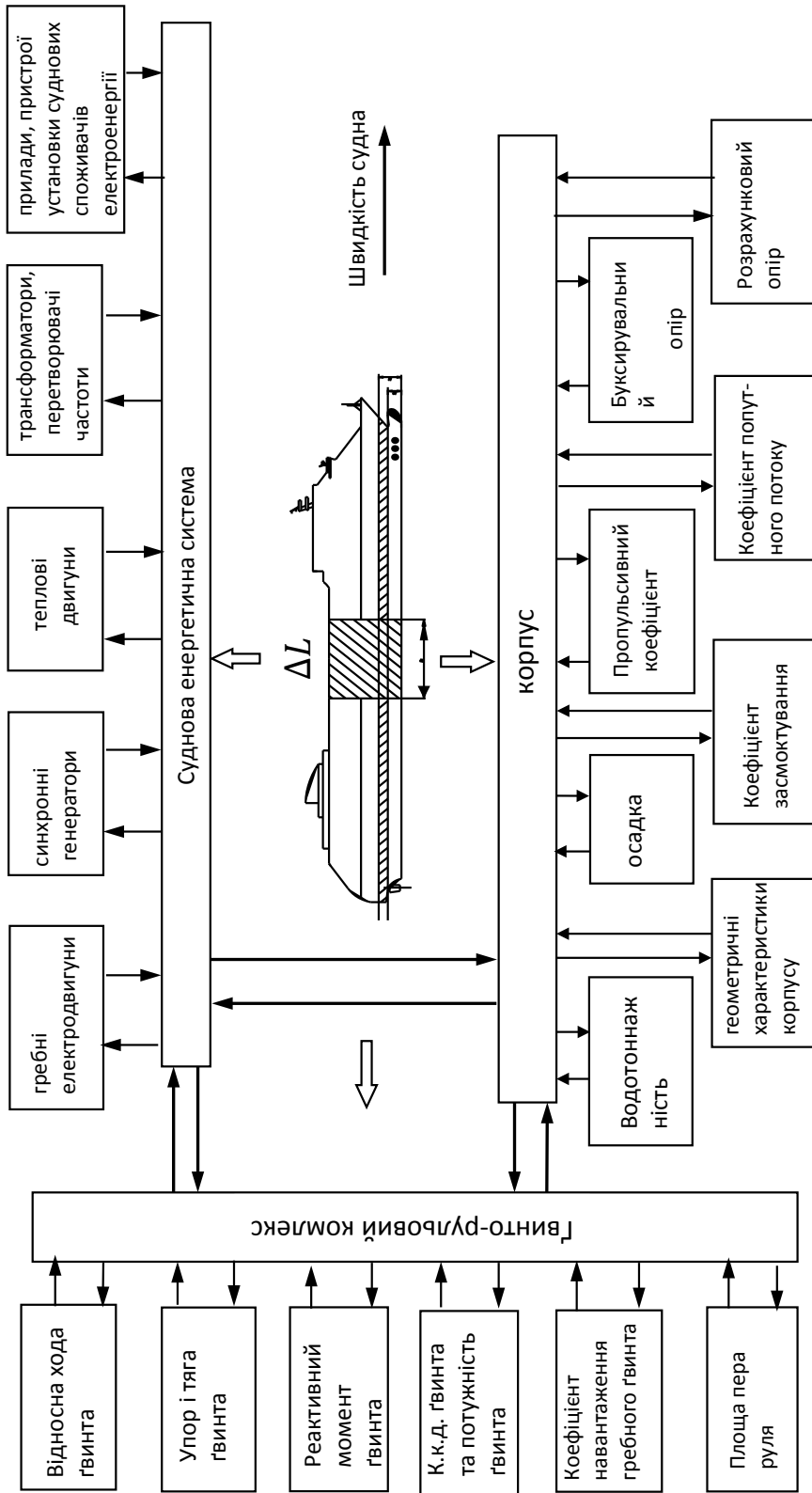


Рис. 2. Вплив подовження судна з величиною вставки ΔL на характеристики пропульсивного комплексу

Незважаючи на значну кількість методів дослідження за даною тематикою, вони постійно вдосконалюються та доповнюються, широке визнання отримали такі методи визначення буксирного опору судна: Вімена (Wymen), Холтропа (Holtrop), Комтона (Comton), Фанга (Fung), ван Оормерсена (van Oortmerssen), серії 60, Делфта (Delft) та інші, що дають результати розрахунку, які у прийнятних межах прийнятно корелюються з результатами натурних експериментів для визначеного класу суден і їх розмірів.

Для оцінки впливу збільшення розмірів круїзного судна на буксирний опір і його компоненти, як ключового складника його пропульсивних властивостей, використаємо апробовану методичку, запропоновану Національним університетом кораблебудування [5], яка великою мірою ґрунтується на відомих дослідженнях Холтропа [6–8]. Сам метод Холтропа наводитися не буде, розглядаються тільки його результати. Буксирний опір судна подається як сума окремих складових частин:

$$R_0 = R_V + R_W + R_{APP} + R_{TR} + R_B + R_A, \quad (1)$$

де R_V – в'язкісний опір води, що визначається її фізичними властивостями щодо прилипання її частинок до поверхні корпусу судна та виникненням дотичних напружень, поєднує опір форми й опір тертя корпусу;

R_W – хвильовий опір, що спричинюється виникненням корабельних хвиль;

R_{APP} – опір виступаючих частин;

R_{TR} – опір транця;

R_B – опір бульба;

R_A – кореляційний додаток до опору, який на враховується іншими складниками.

Фізична сутність складових сил опору, що утворюють буксирний опір, різноманітна, оскільки вони зумовлюються різними властивостями рідини та залежать від різних критеріїв подібності. В'язкісний опір судна R_V утворюють сили опору тертя та тиску.

Сила опору тертя (опір тертя) спричиняється силами, які діють на змочувальну поверхню та залежать від в'язкості рідини (властивості її внутрішнього тертя), що характеризується числом Рейнольдса.

Сила опору форми (опір форми) також залежить від властивостей в'язкості рідини та зумовлюється числом Рейнольдса.

Хвильовий опір R_w є залежним від відносної швидкості, яка характеризується числом Фруда $F_r = v/\sqrt{gL}$, де v – швидкість судна, для круїзних суден ця швидкість зазвичай не перевищує 22 вузли, g – прискорення вільного падіння, L – довжина судна.

Вплив збільшення довжини судна під час його модернізації (рис. 3) до величини $L = L_0 + \Delta L$, де L_0 – початкова довжина судна, ΔL – довжина вставки, на число Фруда та число Рейнольдса, показано на рис. 4 і 5, на прикладі судна “MSC Opera”.

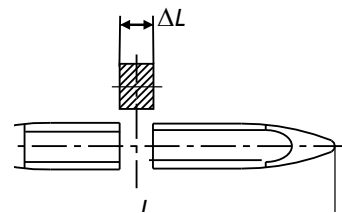


Рис. 3. Схема збільшення довжини судна

За подовження судна в 1,1 раз число Фруда зменшується на 5%, в 1,2 раз – на 9,8%, в 1,3 – на 13,5%, в 1,4 – на 17,5%.

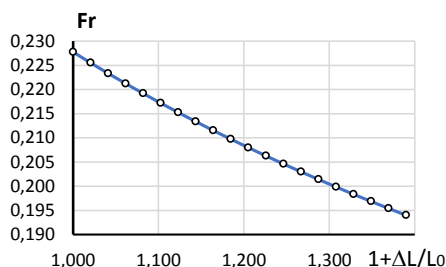


Рис. 4. Залежність числа Фруда від відносної довжини судна (на прикладі судна “MSC Opera”)

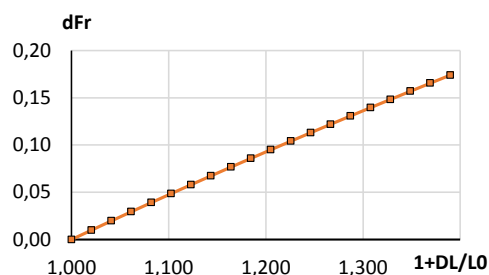


Рис. 5. Відхилення числа Фруда від початкового значення за збільшення відносної довжини судна (на прикладі судна “MSC Opera”)

Число Рейнольдса визначається за широковідомою залежністю $Re = vL/v_{(s.w.)}$, де v – швидкість судна, L – довжина судна, $v_{(s.w.)}$ – кінематична в'язкість морської води.

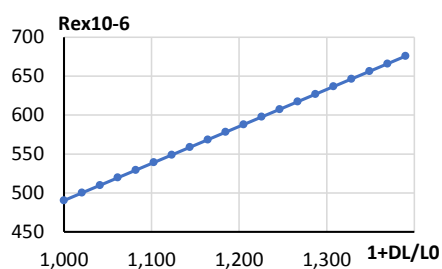


Рис. 6. Залежність числа Рейнольдса від відносної довжини судна (на прикладі судна “MSC Opera”)

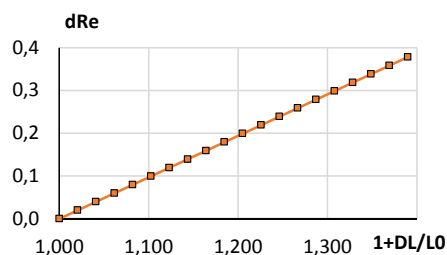


Рис. 7. Відносне збільшення числа Рейнольдса (на прикладі судна “MSC Opera”)

Число Рейнольдса за постійної швидкості судна $v = 22$ вузли та збільшенні довжини судна в 1,1 раз становить $537 \text{ [дм]} \cdot 10^6$ одиниць, 10%, в 1,2 раз – $597 \cdot 10^6$ одиниць, 20%, 1,3 раз – $630 \cdot 10^6$ одиниць, 29%, в 1,4 – 36% (рис. 6 і 7).

Оцінку впливу розмірної модернізації на буксирований опір судна та його складники будемо проводити на прикладі круїзних суден, що перебувають в експлуатації і є перспективними для проведення таких робіт:

- *MSC Opera* (номер IMO: 9250464, 2006, GT59058, $L_0 = 251,2$ м, $T_0 = 6,6$ м);
- *Eurodam* (номер IMO: 9378448, 2008, GT 86273, $L_0 = 285$ м, $T_0 = 7,9$ м);
- *AIDA mar* (номер IMO: 9490052, 2012, GT 71304, $L_0 = 253$ м, $T_0 = 7,3$ м);
- *Celebrity Reflection* (номер IMO: 9506459, 2012, GT 125363, $L_0 = 319$ м, $T_0 = 8,6$ м).

Площа змоченої поверхні корпусу суден визначається за рівнянням кореляційно-регресійного аналізу згідно із пропозиціями Холтропа [6–8]:

$$\Omega = L(2T + B)\sqrt{\beta} \left(0,453 + 0,443\delta - 0,286\beta - 0,00347\frac{B}{T} + 0,37\alpha \right) + \frac{2,38A_{bt}}{\delta}, \quad (2)$$

де L , B , T – довжина, ширина, осадка судна;

α , β , δ – геометричні коефіцієнти корпусу;

A_{bt} – площа бульба.

У дослідженнях [1] підтверджено, що в разі збільшення довжини корпусу необхідно забезпечити мінімальну висоту надводного борту, яка закономірно вплине на величину осадки T згідно з вимогами Конвенції про вантажну марку [9]. Результати цих досліджень можна використати в моделюванні за рівнянням (2) таким чином:

– коефіцієнти α , β , δ в разі подовження судна на 40% відхиляються від початкового значення на 2–4%;

– осадка T функціонально зменшується, щоб забезпечити мінімальну висоту надводного борту F за вимогами Конвенції [9], оцінка такого зменшення залежно від нової довжини L для лайнерів: *MSC Opera* – на 24,0%, *Eurodam* – 20,2%, *AIDA mar* – 21,2%, *Celebrity Reflection* – 18,6%.

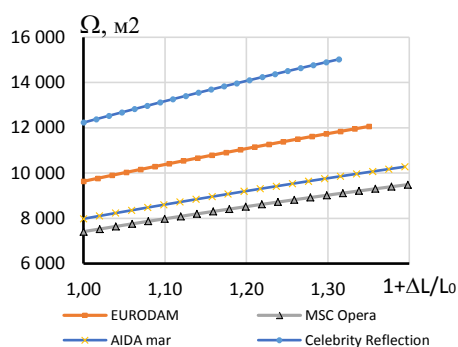


Рис. 8. Зміна площі змочуваної поверхні судна залежно від відносної довжини

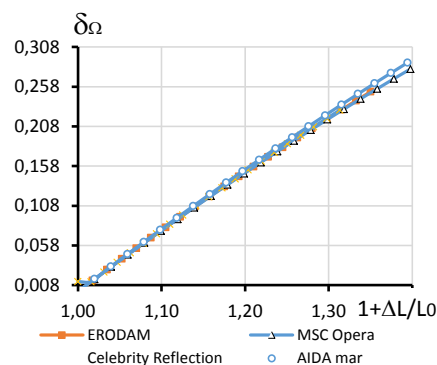


Рис. 9. Відносне збільшення площі змоченої поверхні залежно від подовження судна

Розрахункова площа бульба A_{bt} від початкового значення за довжини L_0 до кінцевого значення $L = L_0 + \Delta L$, що відповідає зростанню в $\frac{L}{L_0} = 1 + \frac{\Delta L}{L_0}$, збільшується на 28% (у середньому на 12%). У тому разі, коли новий бульб не виготовляти, A_{bt} збільшиться на 6,8% (у середньому на 3,4%).

На рис. 8 показані результати розрахунків площі змоченої поверхні Ω залежно від подовження судна L/L_0 ($(1 + \Delta L)/L_0$), розмір вставки $0 \leq \Delta L \leq 100$ м:

– *MSC Opera* – за збільшення L/L_0 ($(1 + \Delta L)/L_0$) від 1,0 до 1,398 ця площа змінилась від 7 410 до 9 488 м², що становить 28% (рис. 9);

– *Eurodam* – площа збільшилась із 9 635 до 12 061 м², тобто на 25,2% (рис. 9);

– *AIDA mar* – площа збільшилась із 7 909 до 10 214 м², тобто на 29,1% (рис. 9);

– *Celebrity Reflection* – площа збільшилась із 12 231 до 15 027 м², тобто на 22,8% (рис. 9).

Як зазначалося раніше, в'язкій опір R_V поєднує в собі два види опору руху судна – опір тертя й опір форми, які визначаються, серед іншого, в'язкісними властивостями рідини. В'язкісний опір визначаємо відповідно до рекомендацій [5–8]:

$$R_V = 10^{-3} \xi_F k_V \frac{\rho v^2}{2} \Omega, \quad (3)$$

де ξ_F – коефіцієнт тертя технічно гладкої еквівалентної пластини. Залежить від числа Рейнольдса;

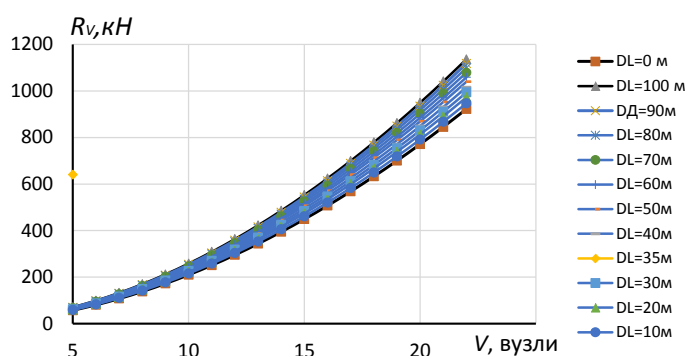
k_V – форм-фактор;

ρ – густина морської води;

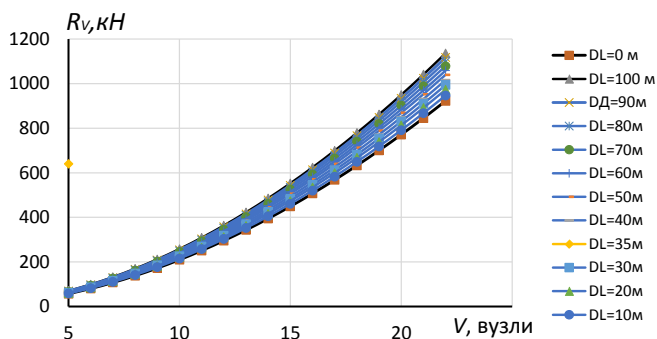
v – швидкість руху судна, м/с;

Ω – площа змоченої поверхні судна.

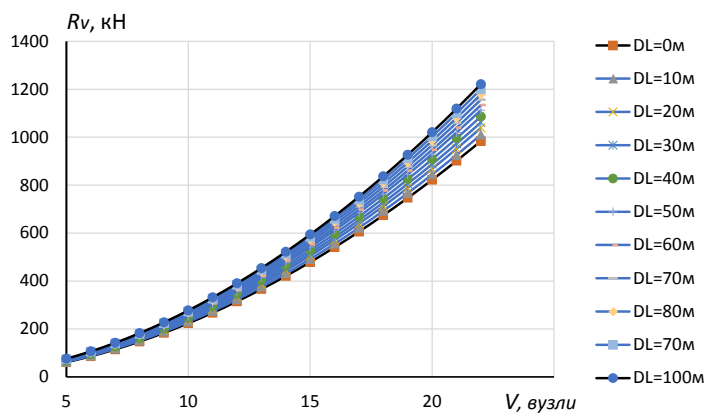
Підсумок розрахунку в'язкісного опору залежно від швидкості дизель-електрохода “MSC Opera”, яка змінювалася від 5 до 22 вузлів, показано на рис. 10, де за параметр використовувалась довжина судна, що визначається довжиною міделевой вставки ΔL . Ця вставка приймала значення від 5 до 100 м, що збільшувало довжину судна (у відносних одиницях) $L/L_0 (1+\Delta L)/L_0$ від 1,0 до 1,4. Варто зауважити, що сучасна практика проектно-конструкторських розробок обмежує довжину вставки до 50 м, але гранична довжина такої вставки 100 м приймалася, щоб максимально повно зробити оцінку впливу подовження судна на інтервал значень, які може приймати його в'язкісний опір.



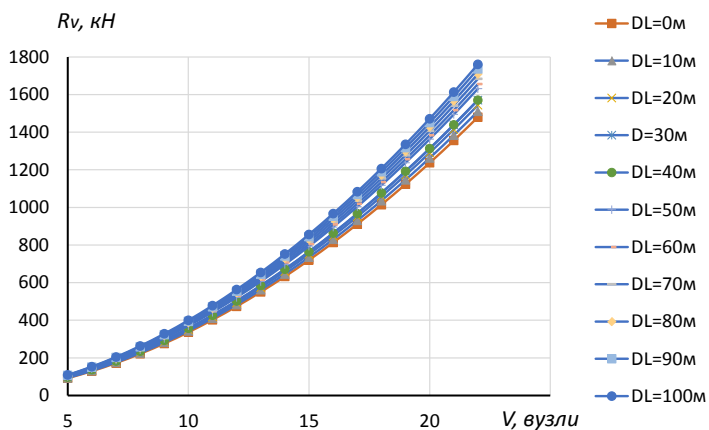
А)



Б)



В)



Г)

Рис. 10 (продовження). Результати розрахунку в'язкісного опору лайнерів залежно від подовження судна на величину вставки $\Delta L(DL)$ DL – позначається: А – MSC Opera, Б – Eurodam, В – AIDA mar, Г – Celebrity Reflection

У разі подовження довжини судна $L/L_0 (1 + \Delta L)/L_0$ на 10% опір R_v збільшується на 6%; на 20% опір R_v – на 13%; на 30% опір R_v – на 18%, на 40% опір R_v – на 23% (рис. 10).

Аналогічний аналіз було проведено для лайнерів “Eurodam” (рис. 10-Б), “AIDA mar” (рис. 10-В), “Celebrity Reflection” (рис. 10-Г) і отримано такі результати (рис. 11):

- для дизель-електрохода “Eurodam” у разі подовження на 10, 20, 30, 38% опір R_v збільшується на 6, 11, 16, 20%;
- для дизель-електрохода “AIDA mar” у разі подовження на 10, 20, 30, 37% опір R_v збільшується на 6, 12, 17, 23%;
- для дизель-електрохода “Celebrity Reflection” у разі подовження на 10, 20, 30, 35% опір R_v збільшується на 6, 12,5, 18, 21%.

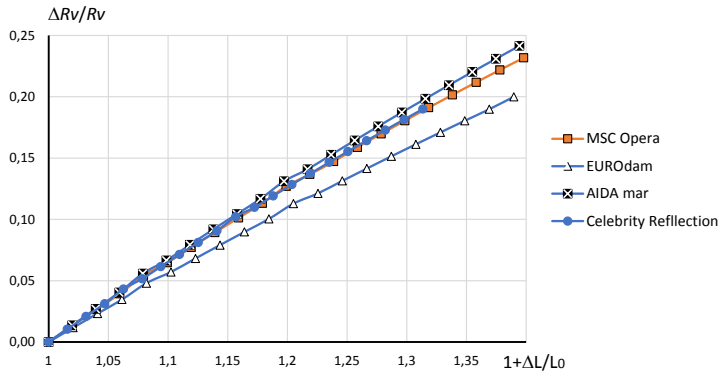


Рис. 11. Залежність зростання в'язкісного опору від збільшення довжини судна (у відносних одиницях)

Хвильовий опір визначається за емпіричною залежністю, запропонованою Холтропом [5]:

$$R_w = 10^{-3} C_w g \rho v e^p,$$

де R_w – коефіцієнт роздаткового хвильного опору;

g – прискорення вільного падіння;

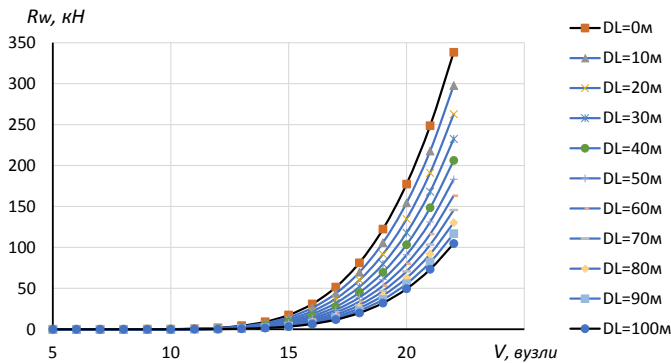
ρ – густина морської води;

v – швидкість судна;

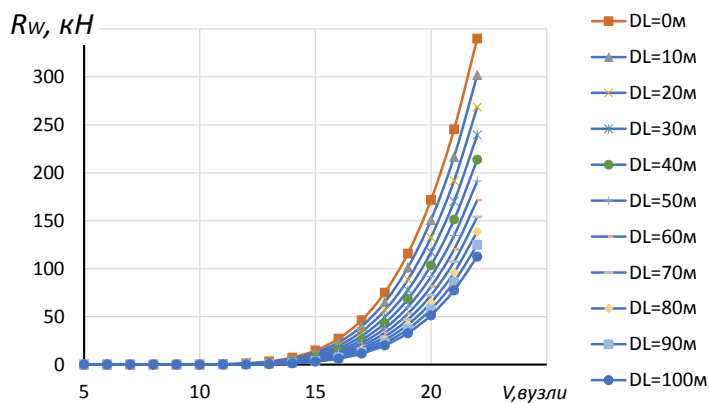
e – основа натурального логарифма;

p – показник ступеня.

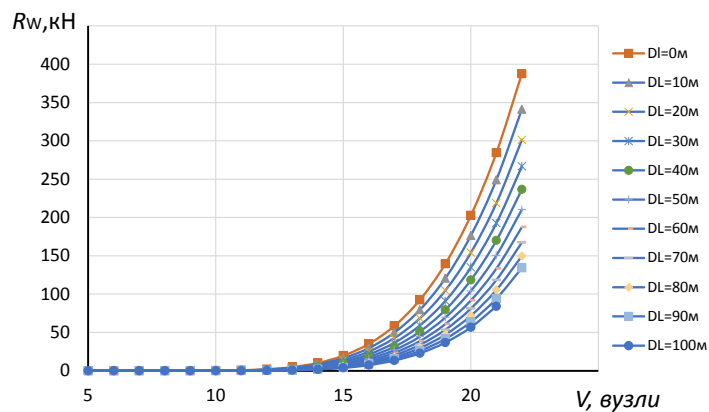
Обчислення хвильового опору за формулою (3) залежно від швидкості v , яка приймала значення від 5 до 22 вузлів (що характерно для пасажирських суден), представлено на рис. 12 і 13, де параметром рівняння виступала довжина судна, що визначалася змінною довжиною вставки ΔL . Вплив довжини судна на величину хвильового опору враховується показником ступеня p , який залежить від числа Фруда (рис. 4), яке визначається довжиною L . Зі зростанням швидкості судна хвильовий опір зростає, але зі збільшенням довжини судна (довжини вставки) хвильовий опір зменшується.



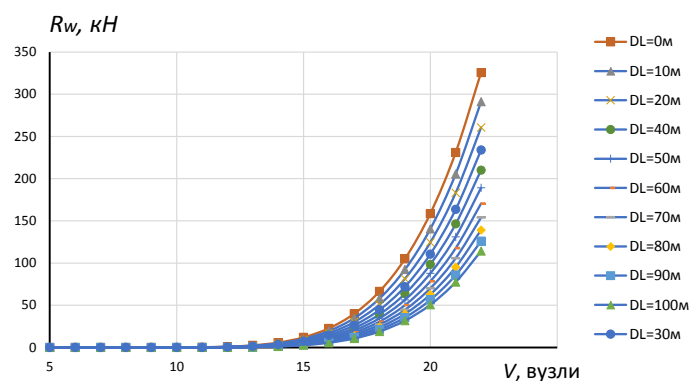
A)



Б)



В)



Г)

Рис. 12. Результати розрахунку хвильового опору суден:
А – MSC Opera, Б – Eurodam, В – AIDA mar, Г – Celebrity Reflection

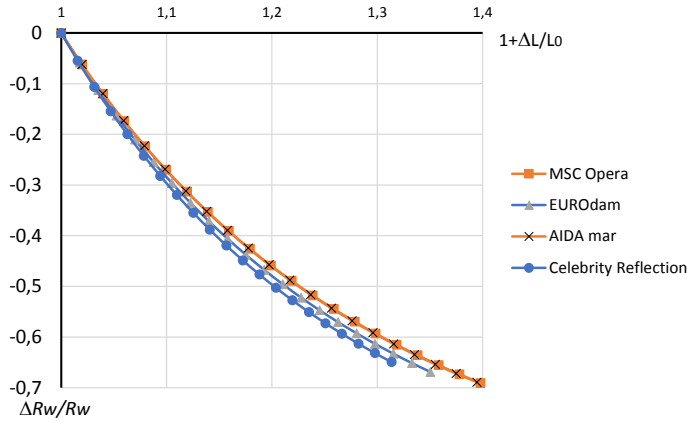


Рис. 13. Залежність зміни відносного хвильового опору від відносної довжини судна

Розрахунок хвильового опору для вказаних лайнерів дав такі результати:

- для дизель-електрохода “MSC Opera” у разі подовження на 10, 20, 30, 40% опір R_w зменшується на 26, 47, 59, 70% відповідно (рис. 14);
- для дизель-електрохода “Eurodam” у разі подовження на 10, 20, 30, 38% опір R_w збільшується на 27, 48, 61, 67% відповідно (рис. 13);
- для дизель-електрохода “AIDA mar” у разі подовження на 10, 20, 30, 40% опір R_w збільшується на 28, 47, 55, 70% відповідно (рис. 13);
- для дизель-електрохода “Celebrity Reflection” у разі подовження на 10, 20, 30, 33% опір R_w збільшується на 30, 50, 60, 65% відповідно (рис. 13).

У рівнянні (1) опір виступних частин R_{APP} , опір транця R_{TR} , опір бульба R_B і кореляційний додаток опору R_A (не враховується іншими складниками) доцільно поєднати в окрему складову частину опору R_Σ , формула (4):

$$R_\Sigma = R_A + R_{APP} + R_{TR} + R_B \quad (5)$$

Оскільки всі ці сили опору мають в’язкісну природу та корелюються з величиною в’язкісного опору R_V [5–8]:

$$R_A = 10^{-3} CA \frac{\rho v^2}{2} \Omega,$$

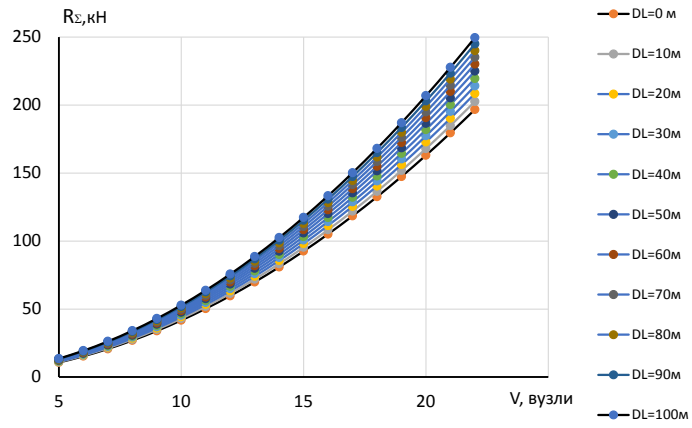
де C_A – коефіцієнт опору для розрахунку кореляційного додатка.

$$R_{APP} = 0,046 R_V$$

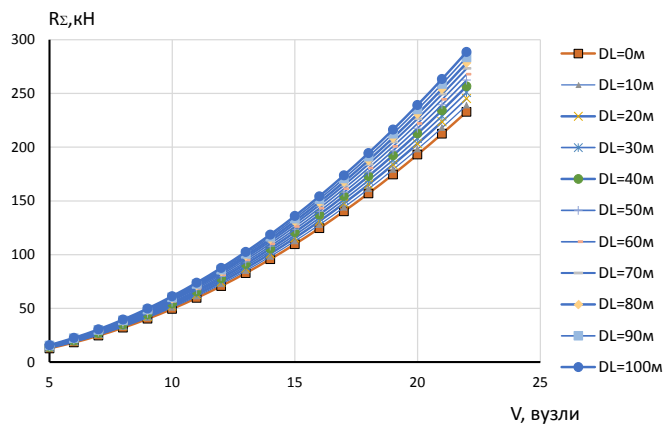
$$R_{TR} = 0,005 R_V$$

$$R_B = 0,005 R_V$$

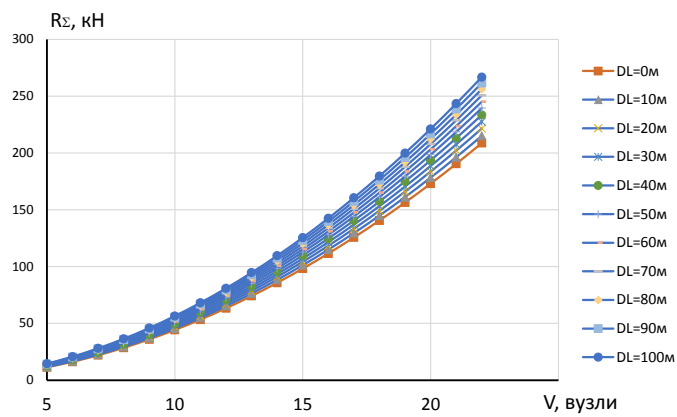
Результати розрахунку окремих складових опору R_Σ за формулою (4) показані на рис. 13 за різних швидкостей судна v – від 5 до 22 вузлів. Параметрами на графіках є довжина судна L/L_0 ($(1+\Delta L)/L_0$), яка збільшувалась традиційно на величину вставки 0 до 100 м із кроком 5 м.



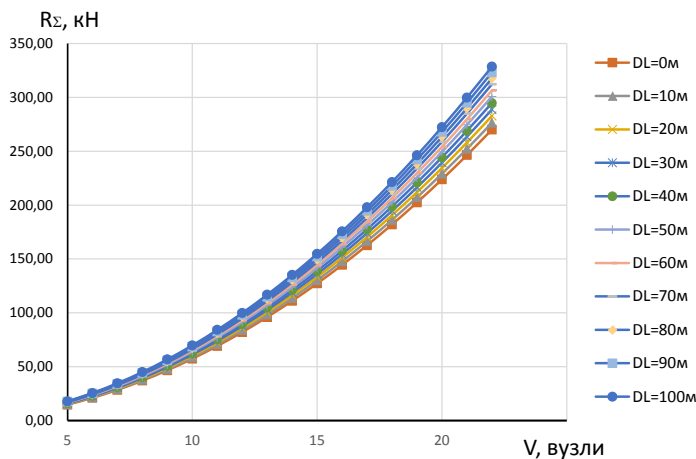
A)



B)



B)



Г)

Рис. 14. Результати розрахунку суми окремих складових опор суден R_{Σ} – кореляційного додатку до опору руху R_A , опору виступних частин R_{APP} , додаткового опору транця R_{TR} , додаткового опору бульба R_B :
А – MSC Opera, Б – Eurodam, В – AIDA mar, Г – Celebrity Reflection

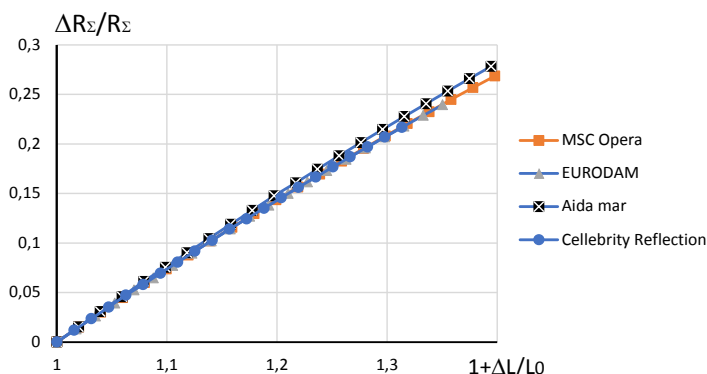


Рис. 15. Залежність зміни опору окремих складових $\frac{\Delta R_{\Sigma}}{R_{\Sigma}}$ від відносної довжини судна

Розрахунок окремих складових частин опору R_{Σ} для вказаних лайнерів дав такі результати:

- для *MSC Opera* в разі подовження на 10, 20, 30, 40% опір R_{Σ} збільшується на 7,5, 14, 21, 27,5% відповідно (рис. 14 і 15);
- для *Eurodam* у разі подовження на 10, 20, 30, 38% опір R_{Σ} збільшується на 7,5, 14, 21, 27,5% відповідно (рис. 14 і 15);
- для *AIDA mar* у разі подовження на 10, 20, 30, 40% опір R_{Σ} збільшується на 7,5, 14, 22, 28% відповідно (рис. 14 і 15);
- для *Celebrity Reflection* у разі подовження на 10, 20, 30, 33% опір R_{Σ} збільшується на 7,5, 14, 21, 23% відповідно (рис. 14 і 15).

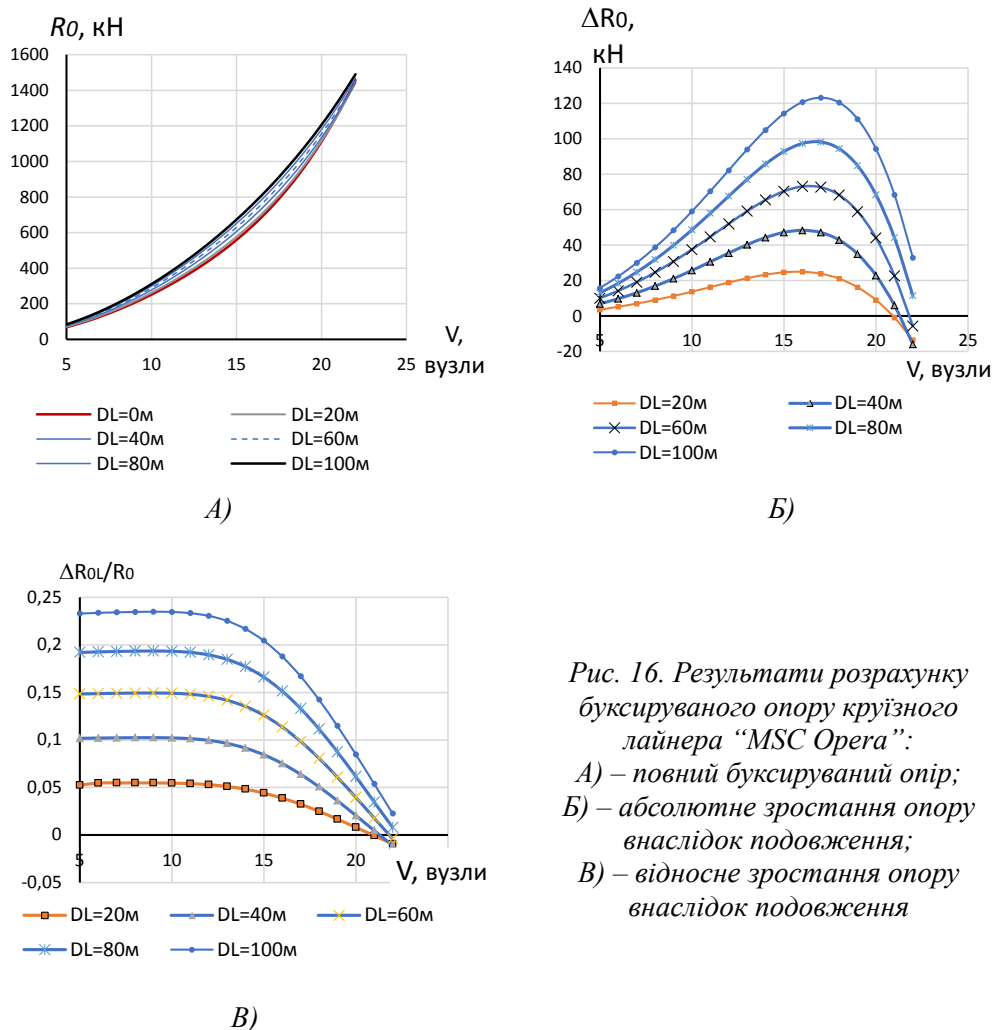


Рис. 16. Результати розрахунку буксированого опору круїзного лайнера "MSC Opera":
А) – повний буксирований опір;
Б) – абсолютне зростання опору внаслідок подовження;
В) – відносне зростання опору внаслідок подовження

Аналіз складників рівняння (1), результат якого наведено на рис. 9–14, дає можливість в підсумку оцінити буксировальний опір суден за його подовження (рис. 3), точніше – його зміни в абсолютних і відносних одиницях залежно від нової довжини $L = L_0 + \Delta L$, де за базове значення приймається початкова довжина судна L_0 . Результати дослідження опору R_0 для чотирьох суден, що розглядалися раніше, подані на рис. 16–19.

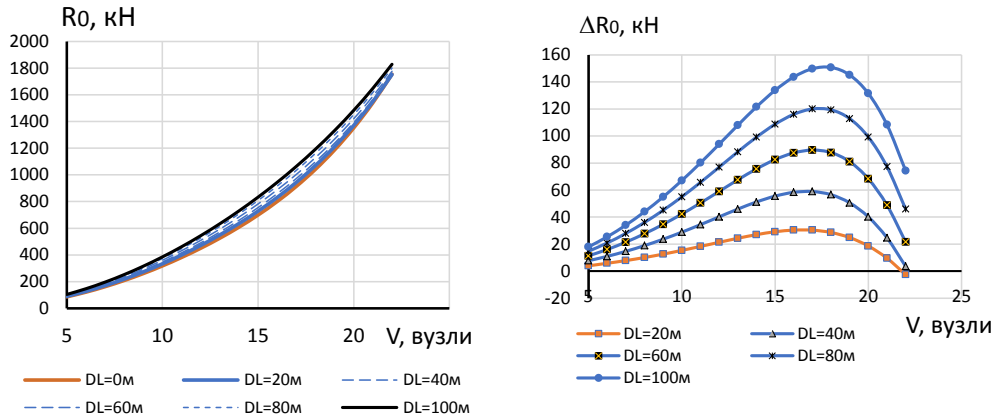
Узагальнений розбір цих значень показує, що криві опору R_0 суден із різною довжиною не являють собою еквідистантні криві. Абсолютне зростання (різниця) визначається, приймаючи опір R_0 , визначений для початкової довжини L_0 :

$$\Delta R_{0(\Delta L)} = R_{0(\Delta L)} - R_0,$$

де $\Delta R_{0(\Delta L)}$ – зростання буксировального опору внаслідок збільшення довжини судна;

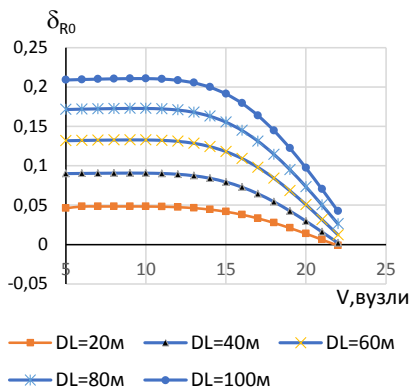
$R_{0(\Delta L)}$ – буксировальний опір судна з довжиною $L = L_0 + \Delta L$;

R_0 – буксировальний опір судна з початковою довжиною L_0 .



А)

Б)



В)

Рис. 17. Результати розрахунку буксированого опору круїзного лайнера "Eurodam":

- А) – повний буксирований опір;
- Б) – абсолютне зростання опору внаслідок подовження;
- В) – відносне зростання опору внаслідок подовження

Максимальна різниця буксировальних опорів спостерігається в центральній частині інтервалу швидкостей v , мінімальна різниця проявляється в частині мінімальних швидкостей (5–10 вузлів), а максимальна – 16–17 вузлів.

Відносне зростання (різниця) від початкової кривої буксировального опору R_0 за довжини L_0 визначається рівністю:

$$\delta_{R_0} = \frac{\Delta R_{0(\Delta L)}}{R_0} = \frac{R_{0(\Delta L)} - R_0}{R_0}.$$

Величина δ_{R_0} залишається майже сталою в інтервалі 12–15 вузлів і суттєво зменшується за максимальних швидкостей. Наведені результати досліджень показують, що найбільше зростання буксированого опору, що діє на судно, за швидкості до 15 вузлів, а найменший – за швидкості судна у 22 вузли.

Ілюстрація розрахунку буксировального опору для розглянутих лайнерів у разі подовження судна (у відсотках від початкової довжини) дала такі результати:

– для дизель-електрохода “MSC Opera” за подовження на судна на 8% ($\Delta L = 20$ м), 16% ($\Delta L = 40$ м), 24% ($\Delta L = 60$ м), 32% ($\Delta L = 80$ м), 40% ($\Delta L = 100$ м) максимальне збільшення опору R_0 досягається відповідним чином на величину $\delta_{R_0} = 5,2, 10,2, 14,8, 19,2, 23,3\%$ (рис. 16);

– для дизель-електрохода “Eurodam” за подовження судна на 7% ($\Delta L = 20$ м), 14% ($\Delta L = 40$ м), 21% ($\Delta L = 60$ м), 28% ($\Delta L = 80$ м), 35% ($\Delta L = 100$ м) максимальне збільшення опору R_0 досягається на величину $\delta_{R_0} = 4,6, 9, 13,2, 17,1, 20,9\%$ (рис. 17);

– за подовження судна на 7,9% ($\Delta L = 20$ м), 15,8% ($\Delta L = 40$ м), 23,7% ($\Delta L = 60$ м), 31,6% ($\Delta L = 80$ м), 39,4% ($\Delta L = 100$ м) максимальне збільшення опору R_0 досягається відповідним чином на величину $\delta_{R_0} = 5,4, 10,5, 15,3, 19,9, 24,3\%$ (рис. 18);

– за подовження судна на 7,9% ($\Delta L = 20$ м), 15,8% ($\Delta L = 40$ м), 23,7% ($\Delta L = 60$ м), 31,6% ($\Delta L = 80$ м), 39,4% ($\Delta L = 100$ м) максимальне збільшення опору R_0 досягається відповідним чином на величину $\delta_{R_0} = 4,2, 8,1, 11,9, 15,6, 19,0\%$ (рис. 19).

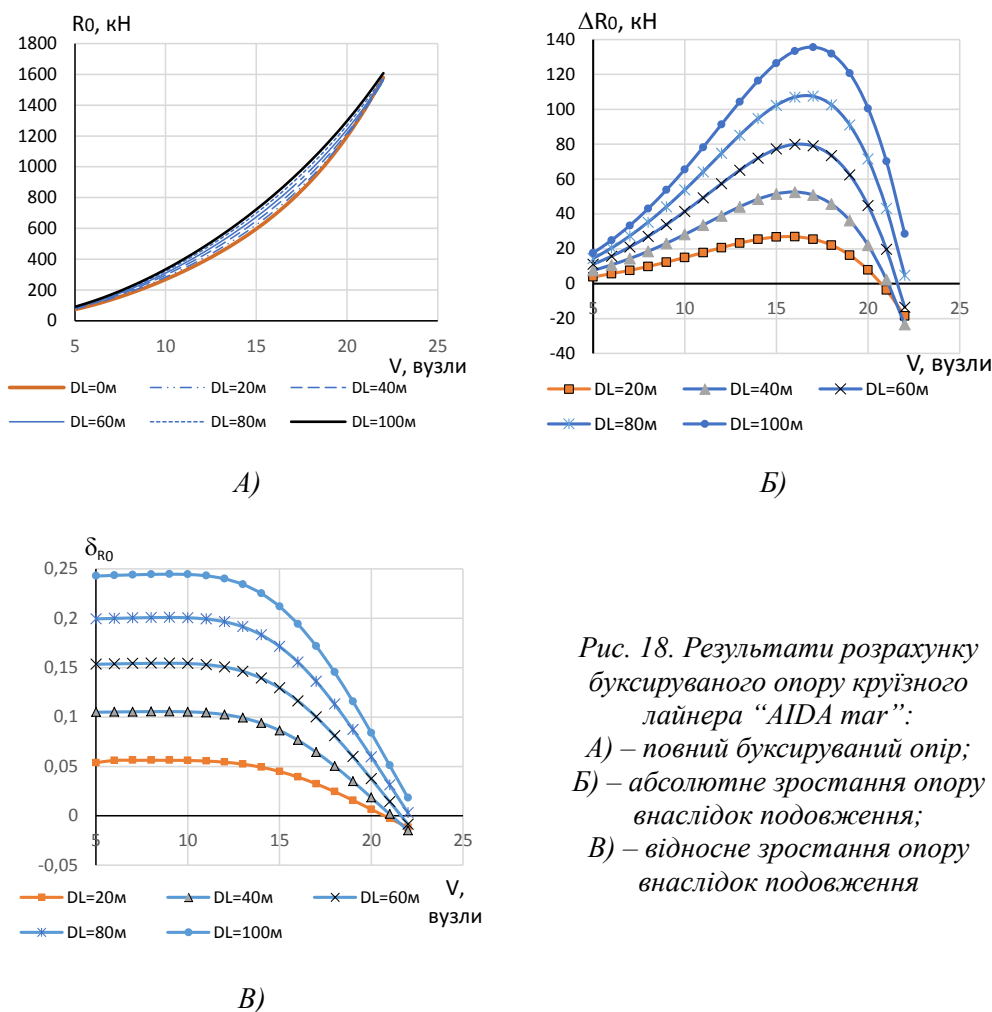


Рис. 18. Результати розрахунку буксированого опору круїзного лайнера “AIDA tar”:

- А) – повний буксирований опір;
- Б) – абсолютне зростання опору внаслідок подовження;
- В) – відносне зростання опору внаслідок подовження

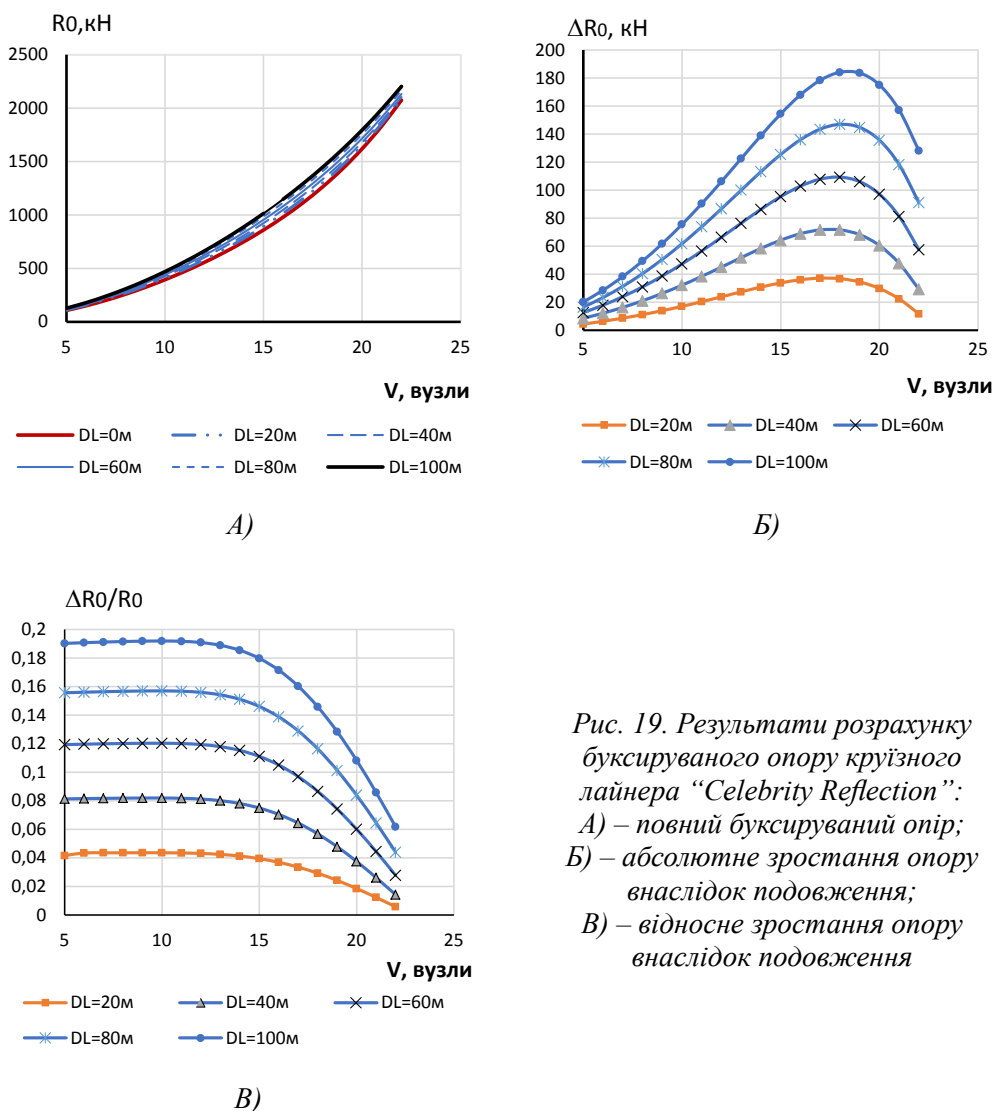


Рис. 19. Результати розрахунку буксированого опору круїзного лайнера “Celebrity Reflection”:
А) – повний буксирований опір;
Б) – абсолютне зростання опору внаслідок подовження;
В) – відносне зростання опору внаслідок подовження

Висновки.

1. Ґрунтуючись на принципах системного підходу, проаналізовано взаємодію структурних елементів системи «корпус – гвинто-рульовий комплекс – головний двигун (суднова електроенергетична система)», що спричинюється збільшенням довжини корпусу, числа кают і кількості пасажирів.

2. У результаті проведення розмірної модернізації визначено, що повний буксировальний опір пасажирських суден за зростання їхньої довжини на 8, 16, 24, 32, 40% у середньому збільшується на 5, 10, 15, 20, 25%. За експлуатаційних швидкостей від 15 до 22 вузлів вплив довжини циліндричної вставки на буксировальний опір зменшується та досягає мінімуму – у середньому до 5% на швидкості 22 вузли.

3. Додаткова циліндрична вставка корпусу впливає на складники повного буксирувального опору таким чином:

– в'язкісний опір змінюється за законом квадратичної параболи та збільшується зі зростанням довжини судна на 8, 16, 24, 32, 40%, у середньому збільшується на 6, 12, 16, 18, 24%;

– хвильовий опір змінюється за законом експоненти – додаткове збільшення довжини судна зменшує величину цього опору, зі зростанням довжини судна на 8, 16, 24, 32, 40% у середньому зменшується на 27, 42, 55, 69%;

– окремі складники буксирувального опору – сума опору виступних частин, транцю, бульба та кореляційного додатку до опору, які становлять 15–16% від повного опору судна, за збільшення довжини судна на 8, 16, 24, 32, 40% вони зростають на 5, 10, 15, 19, 24%.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шумило О.М. Дослідження впливу розмірної модернізації на геометричні характеристики пасажирського судна. *Розвиток транспорту*. 2023. № 2 (17). С. 75–89. DOI: 10.33082/td.2023.2-17.07.
2. Det Norske Veritas Holding AS (“DNV Holding”). Electronic resource. Access mode: 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. 2014.
3. Шумило О.М. Оптимізація розмірної модернізації пасажирських суден з урахуванням енергоефективності. *Розвиток транспорту*. 2023. № 4 (15). С. 58–77. DOI: 10.33082/td.2022.4-15.06.
4. Розрахунок ходовості надводних водотонажних суден : навчальний посібник / М.Б. Сліжевський та ін. Миколаїв : НУК, 2004. 192 с.
5. Simulation strategy of the full-scale ship resistance and propulsion performance / K. Song et al. *Eng. Appl. Comp. Fluid Mech.* 2021. № 15. P. 1321–1342.
6. Assessment of hydrodynamic characteristics of a full-scale ship at different draughts / A. Farkas et al. *Ocean Eng.* 2018. № 156. P. 135–152.
7. Scale effect on ship resistance components and form factor / A. Dogrul et al. *Ocean Eng.* 2020. № 209. P. 107428.
8. Numerical analysis of the effects of stern flaps on ship resistance and propulsion performance / K.W. Song et al. *Ocean Eng.* 2019. № 193. P. 106621.
9. Scale effects on the wave-making resistance of ships sailing in shallow water / Q. Zeng et al. *Ocean Eng.* 2020. № 212. P. 107654.
10. Propulsion performance of large-scale ship model in real sea environment / C.Y. Guo et al. *Ocean Eng.* 2020. № 210. P. 107440.
11. Real-time prediction of large-scale ship model vertical acceleration based on recurrent neural network / Y. Su et al. *J. Mar. Sci. Eng.* 2020. № 8. P. 777.
12. Influence of a pre-swirl stator and rudder bulb system on the propulsion performance of a large-scale ship model / Y.-m. Su et al. *Ocean Eng.* 2020. № 218. P. 108189.

13. Comprehensive test system for ship-model resistance and propulsion performance in actual seas / J.F. Lin et al. *Ocean Eng.* 2020. № 197. P. 106915.
14. Engineering. Uncertainty analysis of ship model propulsion test on actual seas based on Monte Carlo method / G. Zhou et al. *J. Mar. Sci. Eng.* 2020. № 8. P. 398.
15. Проектування пропульсивної установки суден із прямою передачею потужності на гвинт : навчальний посібник / В.П. Шостак та ін. Миколаїв : УМДТУ, 2003. 500 с.
16. Holtrop, J. Mennen, G.G.J. An approximate power prediction method. Netherlands Ship Model Basin, NSMB, Wageningen, Publication № 689, Published in: International Shipbuilding Progress, ISP, Volume 29, № 335, 1982.
17. Holtrop, J. A Statistical Analysis of Performance Test Results. *International Shipbuilding Progress.* 1977. Vol. 24. № 270. P. 23–28.
18. Holtrop J. A Statistical Resistance Prediction Method with a Speed Dependent Form Factor. *BSCH.* 1988. Vol. 1. 17–22 Oct.
19. International Convention on Load Lines. URL: <https://www.imo.org/en/About/Conventions/Pages/International-Convention-on-Load-Lines.aspx>.

REFERENCES

1. Shumylo, O. (2023). Study of the influence of dimensional modernization on the geometric characteristics of a passenger ship [Doslidzhennya vplyvu rozmirnoyi modernizatsiyi na heomet-rychni kharakterystyky pasazhyrs'koho sudna]. *Transport Development*, 2 (17), 75–89. doi: 10.33082/td.2023.2-17.07 [in Ukrainian].
2. Det Norske Veritas Holding AS (“DNV Holding”). Electronic resource. Access mode: 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 2014.
3. Shumylo, O. (2023). Optimization of dimensional modernization of passenger ships taking into account energy efficiency. [Optymizatsiya rozmirnoyi modernizatsiyi pasazhyrs'kykh suden z urakhuvannnyam enerhoefektyvnosti]. *Transport Development*, 4 (15), 58–77. doi: 10.33082/td.2022.4-15.06 [in Ukrainian].
4. Slizhevskyy, M.B., Korol, Yu.M., Sokolyk, M.H., Tymoshenko, V.F. (2004). Calculation of maneuverability of surface water tonnage vessels [Rozrakhunok khodovosti nadvodnykh vodotonazhnykh suden]: navchal'nyy posibnyk. Mykolayiv, NUK, 192 [in Ukrainian].
5. Song, K., Guo, C., Sun, C., Wang, C., Gong, J., Li, P., Wang, L. Simulation strategy of the full-scale ship resistance and propulsion performance. *Eng. Appl. Comp. Fluid Mech.* 2021, 15, 1321–1342.
6. Farkas, A., Degiuli, N., Marti, I. Assessment of hydrodynamic characteristics of a full-scale ship at different draughts. *Ocean Eng.* 2018, 156, 135–152.
7. Dogrul, A., Song, S., Demirel, Y.K. Scale effect on ship resistance components and form factor. *Ocean Eng.* 2020, 209, 107428.

8. Song, K.W., Guo, C.Y., Wang, C., Sun, C., Li, P., Wang, W. Numerical analysis of the effects of stern flaps on ship resistance and propulsion performance. *Ocean Eng.* 2019, *193*, 106621.
9. Zeng, Q., Hekkenberg, R., Thill, C., Hopman, H. Scale effects on the wave-making resistance of ships sailing in shallow water. *Ocean Eng.* 2020, *212*, 107654.
10. Guo, C.Y., Zhong, X.H., Zhao, D.G., Wang, C., Lin, J.F., Song, K.W. Propulsion performance of large-scale ship model in real sea environment. *Ocean Eng.* 2020, *210*, 107440.
11. Su, Y., Lin, J., Zhao, D., Guo, C., Wang, C., Guo, H. Real-time prediction of large-scale ship model vertical acceleration based on recurrent neural network. *J. Mar. Sci. Eng.* 2020, *8*, 777.
12. Su, Y.-m., Lin, J.-f., Zhao, D.-g., Guo, C.-y., Guo, H. Influence of a pre-swirl stator and rudder bulb system on the propulsion performance of a large-scale ship model. *Ocean Eng.* 2020, *218*, 108189.
13. Lin, J.F., Zhao, D.G., Guo, C.Y., Su, Y.M., Zhong, X.H. Comprehensive test system for ship-model resistance and propulsion performance in actual seas. *Ocean Eng.* 2020, *197*, 106915.
14. Zhou, G., Wang, Y., Zhao, D., Lin, J. Engineering. Uncertainty analysis of ship model propulsion test on actual seas based on Monte Carlo method. *J. Mar. Sci. Eng.* 2020, *8*, 398.
15. Shostak, V.P., Hershanik, V.I., Kot, V.P., Bondarenko, M.S. (2003). Designing the propulsion system of ships with direct transmission of power to the propeller [Proyektu-vannya propul'syvnnoi ustanovky suden z pryamoju peredacheyu potuzhnosti na hvynt]: navchal'nyy posibnyk. Mykolayiv: UMDTU. 500 [in Ukrainian].
16. Holtrop, J., Mennen, G.G.J. An approximate power prediction method. Netherlands Ship Model Basin, NSMB, Wageningen, Publication № 689, Published in: International Shipbuilding Progress, ISP, Volume 29, № 335, 1982.
17. Holtrop, J. A Statistical Analysis of Performance Test Results [Text] / J.Holtrop//InternationalShipbuildingProgress. 1977. Vol.24,№270.P.23–28.
18. Holtrop, J. A Statistical Resistance Prediction Method with a Speed Dependent Form Factor [Text] / J. Holtrop // BSCH. 1988. Vol. 1, 17–22 Oct.
19. International Convention on Load Lines. URL: <https://www.imo.org/en/About/Conventions/Pages/International-Convention-on-Load-Lines.aspx>.