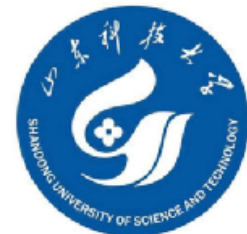


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА
ШАНЬДУНСЬКИЙ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МОРСЬКЕ ІНЖЕНЕРНЕ БЮРО
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ»
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІНСТИТУТ ГІДРОМЕХАНІКИ НАН УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ



**СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ, ПОБУДОВИ, ЕКСПЛУАТАЦІЇ І
РЕМОНТУ СУДЕН, МОРСЬКИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ І ІНЖЕНЕРНИХ СПОРУД**

**ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ
З МІЖНАРОДНОЮ УЧАСТЮ**

17 – 18 травня 2023 р.

МАТЕРІАЛИ

Миколаїв 2023

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
ADMIRAL MAKAROV NATIONAL UNIVERSITY OF SHIPBUILDING
SHANDONG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY (CHINA)
MARINE ENGINEERING BUREAU
NATIONAL UNIVERSITY "ODESSA MARITIME ACADEMY"
ODESSA NATIONAL MARITIME UNIVERSITY
INSTITUTE OF HYDROMECHANIC OF NAS UKRAINE
THE NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF UKRAINE



**MODERN TECHNOLOGIES OF DESIGN, CONSTRUCTION,
OPERATION AND REPAIR OF SHIPS, MARINE FACILITIES AND
ENGINEERING STRUCTURES**

**ALL - UKRAINIAN SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE
WITH INTERNATIONAL PARTICIPATION**

On the 17th – 18th of May, 2023

CONFERENCE PROCEEDINGS

Mykolaiv
2023

УДК 629.5.01
ББК 39.42-08
С 89

ОРГАНІЗАТОРИ

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Шаньдунський науково-технічний університет
Морське інженерне бюро
Національний університет «Одеська національна академія»
Одеський національний морський університет
Інститут гідромеханіки НАН України
Національна академія наук України

**Матеріали публікуються за оригіналами, наданими авторами
Претензії до організаторів не приймаються**

Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд: Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. – Миколаїв: Видавець Торубара В.В., 2023. – 167 с.

ISBN 978-617-8355-00-5

У збірнику подані матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю «Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд».

Розглянуті питання побудови, проектування та експлуатації суден, конструювання, міцності та надійності, технології побудови, реновації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд, морських технологій та океанотехніки, інформаційні технології в інженерії.

Збірник може бути корисним для наукових співробітників, викладачів, інженерів та студентів.

УДК 629.5.01
ББК 39.42-08

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2023

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ НУК

Голова: Бондаренко О.В. – к.т.н., проф., Xinghua Zhou – проф., Libin Du – проф.

Заступники голови: Некрасов В.О. — д.т.н., проф., Hongyu Li – доц., Shengli Wang – доц.

Вчений секретар: Савенков О.І. – нач. НДЧ, Астахова А.О. – асистент кафедри ТПС

Члени організаційного комітету:

Давидов І.П. – к.т.н., доц. (UA)

Демидюк О.В. – к.т.н., доц. (UA)

Єгоров О.Г. – к.т.н. (UA)

Зайцев В.В. – д.т.н., проф. (UA)

Зайцев Вал. В. – д.т.н., доц. (UA)

Король Ю.М. – к.т.н., проф. (UA)

Коростильов Л.І. – д.т.н., проф. (UA)

Тимченко В.Л. – д.т.н., проф. (UA)

Трохименко Г.Г. – д.т.н., проф. (UA)

Щедролосєв О.В. – д.т.н., проф. (UA)

Xiushan Lu – проф.

Wenhong Li – проф.

Zhihao Yu – доц.

Xin Su – доц.

Zhengbao li – доц.

Jing Lv – доц.

Zongsheng Wang – доц.

Jie Liu – д.т.н.

Lei Lin – д.т.н.

Weizhuang Ma – д.т.н.

Organizing committee

Chairman: Bondarenko O. – Ph.D., Professor, Xinghua Zhou – Professor, Libin Du – Professor.

Deputy Chairman: Niekrasov V. — Dr. of Eng. Sc., Professor, Hongyu Li – Associate Professor, Shengli Wang – Associate Professor.

Scientific Secretary: Savenkov O., Astakhova A.

Members of the Organizing Committee:

- Davydov I. – Ph.D., Associate Professor (UA)
- Demydiuk O. – Ph.D., Associate Professor (UA)
- Yehorov O. – Ph.D. (UA)
- Zaitsev V. – Dr. of Eng. Sc., Professor (UA)
- Zaitsev Val. – Dr. of Eng. Sc., Associate Prof. (UA)
- Korol Y. – Ph.D., Professor (UA)
- Korostylov L. – Dr. of Eng. Sc., Professor (UA)
- Tymchenko V. – Dr. of Eng. Sc., Professor (UA)
- Trokhymenko G. – Dr. of Eng. Sc., Professor (UA)
- Shchedrolosiev O. – Dr. of Eng. Sc., Professor (UA)
- Xiushan Lu – Professor (CN)
- Wenhong Li – Professor (CN)
- Zhihao Yu – Associate Professor (CN)
- Xin Su – Associate Professor (CN)
- Zhengbao li – Associate Professor (CN)
- Jing Lv – Associate Professor (CN)
- Zongsheng Wang – Associate Professor (CN)
- Jie Liu – Dr. of Eng. Sc. (CN)
- Lei Lin – Dr. of Eng. Sc. (CN)
- Weizhuang Ma – Dr. of Eng. Sc. (CN)

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ PLENARY SESSION

УДК 629.5

ДОСВІД ПРОЄКТУВАННЯ ТА БУДІВНИЦТВА БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ БУКСИРНИХ КАТЕРІВ ПРОЄКТУ WSB01 (1547)

Сгоров О. Г., к.т.н., генеральний директор¹, Абдуллаєв О. М., директор²

¹Морське Інженерне Бюро; ²Каспійське Морське Інженерне Бюро

¹Україна, Одеса; ²Баку, Азербайджан

¹egorovag@meb.com.ua; ²Oyrad.Abdullayev@asco.az

Анотація. Показано необхідність будівництва нових суден для забезпечення нафтогазового промислу на Каспійському морі. Спроектовано буксирний катер забезпечення проєкту WSB01 (1547). Визначені основні характеристики, проведені модельні та натурні випробування.

Ключові слова: суднобудування; проєктування; технології; головні розмірення; багатофункціональність.

Зихський суднобудівний завод (входить до структури Азербайджанського Каспійського Морського Пароплавства, АКМП) у лютому 2023 року здав в експлуатацію головний та другий катери забезпечення - багатофункціональні буксирні катери проєкту WSB01 (див. рисунок 1).

Замовник - Азербайджанське Каспійське Морське Пароплавство (Голова Пароплавства Рауф Велієв).

Новий майданчик у 2016 році увійшов до складу пароплавства, структурно є суднобудівним підрозділом "Зихського Судноремонтно-Суднобудівного Заводу" АКМП і може будувати судна завдовжки до 60 метрів.

Для цього підприємства це перше замовлення від АКМП та перші судна, які вони будують.

Катери проєкту WSB01 (1547) призначені для забезпечення прибережних нафтогазопромислових споруд малими вантажоперевезеннями, буксирними операціями та для перевезення організованих груп робітників. Для роботи на азербайджанських нафтових промислах АКМП зараз використовує побудовані в 1960-1970х роках катери проєктів 1496, 1439, 376, 1415, 1459. Для їх заміни передбачається найближчими роками побудувати 40 нових суден проєкту WSB01 (1547) проєктів, а також ще 16 суден інших проєктів, у тому числі пасажирських, для доставки персоналу на платформи.

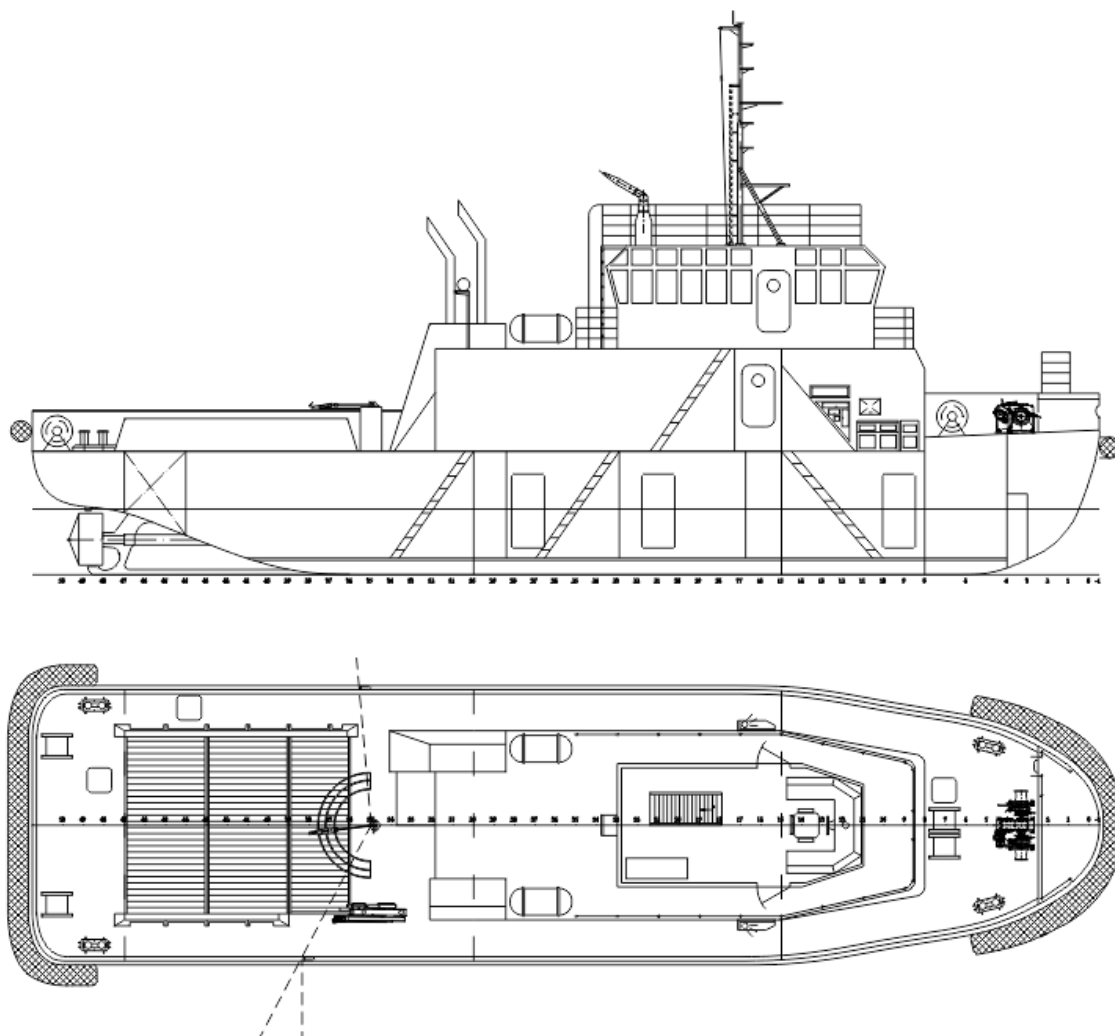


Рисунок 1 – Загальне розташування багатфункціонального буксиру проекту WSB01

Проект WSB01 (1547) був створений проектним інститутом АКМП "Каспморніпроект" та Каспійським Морським Інженерним Бюро. Цикл проектування включив ескізний проект, проектну документацію судна у будівництві, робітничо-конструкторську, технологічну та плазову документацію.

Це перший проект нового покоління, створений колективом інженерів у Баку. Проект виконано в одній із провідних у світі систем тривимірного проектування Cadmatic.

Катер забезпечення проекту WSB01 (1547) призначений для:

- буксирування несамохідних суден та плавучих споруд;
- проведення суден в акваторії портів та постановки до причалу;
- участі у гасінні пожеж на об'єктах;
- перевезення промислового персоналу (12 осіб) на морські стаціонарні платформи;
- перевезення палубного вантажу вагою до 5 тонн.

Архітектурно-конструктивний тип - однопалубне судно з напівбаком і сідлуватістю, з машинним відділенням в кормовій частині судна, з рульовою рубкою кругового огляду, з вантажною палубою в кормі, з 5 поперечними переділками, з кормовим буксирним комплексом.

Судно має довжину найбільшу 26,0 м, ширину 6,6 м, висоту борту 3,0 м, осадку 1,6 м.

Пропульсивний комплекс забезпечує тягу не менше 5 т і складається з одного головного двигуна потужністю 313 кВт із допоміжними механізмами та одного гребного гвинта фіксованого кроку в поворотній насадці.

Місткість цистерн основних суднових запасів: дизельне паливо 6,0 м³, питна вода 1,0 м³, технічна вода 1,5 м³.

Автономність плавання за судновими запасами не менше 3 діб. Дальність плавання за тривалою експлуатаційною швидкістю (10 вузлів) - близько 860 миль.

Швидкість судна при осадці 1,6 м, при 313 кВт, при висоті хвилі 1,2 м, силі вітру 17 м/сек і обростанні корпусу склала приблизно 10 вуз. Буксирувальні випробування моделі судна було здійснено у дослідному басейні Одеського національного морського університету імені проф. О.О. Костюкова під керівництвом к.т.н. Олександра Демідюка.

Екіпаж – 6 осіб, пасажери – 12 осіб.

Висновок. Фахівцями Каспморнііпроекту та Каспійського Морського Інженерного Бюро створено якісний, новий проєкт робочого катера для Каспійського моря, який дозволить замінити існуючі морально та технічні застарілі судна. Загалом у будівництві знаходиться 6 суден проєкту WSB01 (1547). 2 здані в експлуатацію та 2 спущені на воду.

Egorov Alexander, Abdullayev Oyrad

Design and building experience of multifunctional tugboats of WSB01 (1547) project

Annotation. The necessity of building of new vessels for provision of the offshore industry on Caspian Sea is shown. The supply tugboat of project WSB01 (1547) was designed. Main characteristics were defined; modeling and natural trials have been carried out.

Keywords: shipbuilding; design; technology; main dimensions; multifunctionality.

УДК 629.5

КОМПЛЕКС ПРОГРАМ ВИБОРУ ГОЛОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СУДЕН СЛУЖБОВО-ДОПОМІЖНОГО ФЛОТУ УКРАЇНИ

Некрасов Валерій Олександрович, доктор технічних наук, професор,
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
Миколаїв, Україна

valery.nekrasov@nuos.edu.ua

Анотація: Розглядається комплекс програм розв'язання оптимізаційних задач визначення головних елементів службово-допоміжного флоту, які побудовані на єдиній методологічній основі стохастичної теорії сучасного концептуального проектування суден.

Ключові слова: Судно, Службово-допоміжний флот, Оптимізація, Стохастична теорія, Концептуальне проектування суден.

Вступ. До суден службово-допоміжного флоту відносять:

- катера та кораблі морської охорони;
- судна екологічної безпеки;
- науково-дослідні судна;

- буксирні судна;
- рятувальні судна,

а також: пожежні судна, навчальні судна; криголамні судна; водолазні судна, судна забезпечення підводно-технічних робіт; лоцманські судна; бункерувальники; плавучі перевантажувачі; обстановкові судна; лоцмейстерські судна; плавучі маяки.

В даний час при виборі головних елементів цих суден реалізація двох основних цілей їх експлуатації – забезпечення необхідного рівня ефективності та безпеки експлуатації – виконується в першу чергу на основі використання методів теорії концептуального (дослідницького) проектування суден [1].

1. Методи сучасної теорії концептуального проектування суден. Відповідно до канонів цієї теорії, дослідження проблем ефективності та надійності суден службово-допоміжного флоту повинно здійснюватися на основі створення математичних моделей:

- Інженерних та навігаційних властивостей суден;
 - Віртуальних просторів їх експлуатації;
- та формування на цій основі оптимізаційних задач, основними складовими яких є:
- Цільова функція та критерій оптимізації основних елементів судна;
 - Алгоритм оптимізації.

При цьому, моделі навігаційних (морехідних) та інженерних властивостей судна будуються за допомогою методів теорії корабля, будівельної механіки корабля, технології суднобудування та проектування суден.

Моделі експлуатації судна формується на основі побудови віртуального географічного середовища його функціонування та погодних умов району експлуатації, сукупності виробничих і фінансових операцій створення судна та його використання за призначенням.

Стохастичний характер та різноманітність функціональних операцій судна та їх характеристик, необхідність оцінки результатів операцій з точки зору їх ефективності, ініціюють використання як при описі самих операцій, так і при формуванні показників ефективності, повного набору об'єктів теорії ймовірностей – випадкових подій, величин, функцій та їх імовірнісних характеристик.

Для суден комерційного використання як показник ефективності зазвичай використовується імовірнісна характеристика прибутку [2]:

$$\overline{OF}_{1k} = (\sum_{l=1}^L P_{ll} (\bar{I}_l - \bar{E}_l^*) - \bar{B})_k, \quad (1)$$

яка є математичним сподіванням річного прибутку від експлуатації k -го судна, що входить до складу службово-допоміжного флоту.

У формулі (1) L – кількість основних функціональних операцій судна, що приносять дохід, реалізованих протягом року його експлуатації; $\bar{I}_l$ – дохід від виконання l -ої основної функціональної операції; $\bar{E}_l^*$ – витрати при виконанні основної функціональної операції судна та всього комплексу пов'язаних з нею допоміжних операцій; $\bar{B}$ – річні амортизаційні витрати k -го судна; P_{ll} – ймовірність виконання комплексу основної та пов'язаних з нею функціональних операцій; I – кількість операцій комплексу.

Для судна службового використання показники ефективності визначаються за формулою [2]

$$\overline{OF}_{2k} = \frac{(\sum_{l=1}^L \bar{E}_l^* + \bar{B})_k}{\sum_{l=1}^L (\prod_{i=1}^I P_i)_{lk}}, \quad (2)$$

де $(\prod_{i=1}^I P_i)_{lk}$ – ймовірність виконання комплексу основної та пов'язаних із нею функціональних операцій k -го судна флоту.

На основі моделі функціонування судна та показників ефективності його роботи (цільових функцій) формується наступна оптимізаційна задача:

Знайти: $\overline{SOF}_m \Rightarrow \text{extr}, \quad m = 1, 2$ (3)

при:

$$E_n(x) \geq 0, \quad n = 1, 2; \quad (4)$$

$$F_p(x) \geq 0, \quad p = 1, 2, 3, \dots, P; \quad (5)$$

$$PC_q(x) \geq 0, \quad q = 1, 2, 3, \dots, Q; \quad (6)$$

$$X \geq X_r, \quad r = 1, 2, 3, \dots, R \quad (7)$$

де:

$E_n(x) \geq 0$ – обмеження ефективності, що забезпечують необхідний рівень працездатності флоту (обмеження плавучості та місткості суден, продуктивності устаткування, що використовується);

$F_p(x) \geq [F_p]$ – обмеження надійності, що забезпечують безаварійність виконання судном функціональних операцій; $[F_p]$ – нормативні значення цих показників, які регламентуються класифікаційними товариствами;

$PC_q[P_q] \leq [PC_q]$ – функціональні обмеження фінансових коштів на проектування, будівництво, поповнення та експлуатацію судна, а також на відшкодування можливої шкоди; $[PC_q]$ – граничні значення цих коштів;

U – вектор параметрів довкілля, типу судна та устаткування, і навіть інших умов функціонування судна певного призначення;

X – вектор незалежних змінних (головних розмірів, продуктивності обладнання, тощо);

X_r – вектор обмежень на незалежні змінні.

Розв'язання цієї задачі виконується по схемі, що представлено на рис. 1.

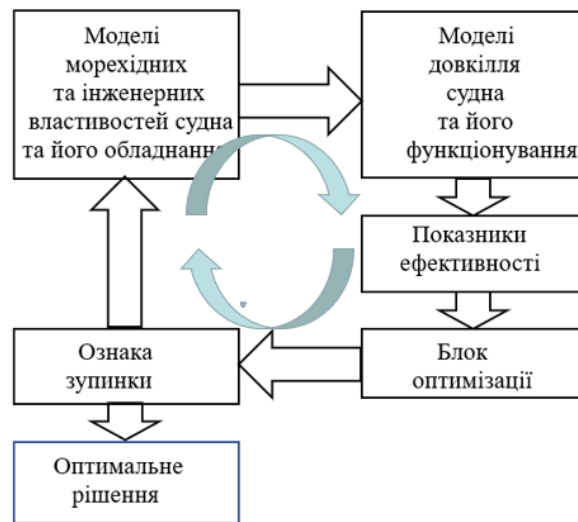


Рисунок 1 - Блок схема віртуального полігону оптимізації головних розмірів судна

Реалізація методів сучасної теорії концептуального проектування суден в проблемах функціонування та вибору головних елементів суден службово-допоміжного флоту дає можливості створити відповідні програмні комплекси для усіх типів суден цього флоту. Деякі з цих комплексів нижче приведено.

2. Програмний комплекс оптимізаційної задачі вибору головних елементів кораблів та катерів морської охорони. Для охорони морських кордонів Україною заключено контракт з французькою фірмою OCEA на побудову 20 катерів FPB 98 водотоннажністю ~ 100 тон кожний зі швидкістю руху ~ 35 вузлів на загальну суму ~ 150 млн. \$ [3].

Цими катерами передбачається здійснення морської охорони Чорного та Азовського морів, рис. 2, як в межах територіального моря України – прибережної 12 мильної полоси з 12 мильною прилеглою смугою, так і в «глибокому морському спостереженні», тобто – в спеціальних економічних зонах, розмір котрих для Чорного моря складає ~ 48 × 96 миль.

Але основні задачі функціонування катерів охорони територіальних вод та кораблів охорони економічних зон різні, див. рис. 3,4. Перші звичайно виконують свою основну задачу функціонування – виявлення та затримання порушника - за рахунок великих швидкостей руху при відносно малої водотоннажності, другим потрібна велика водотоннажність для витримування інтенсивного хвилювання відкритого моря. Така комбінація – декілька швидкохідних катерів плюс корабель охорони спеціальної зони реалізується у даний час, наприклад, в береговій охороні Румунії.

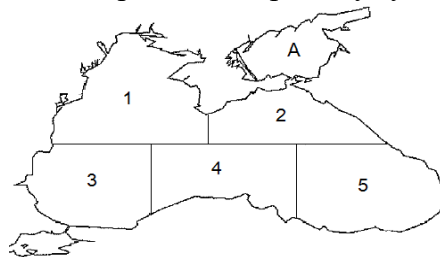


Рисунок 2 – Метеорологічні зони акваторії Чорного та Азовського морів

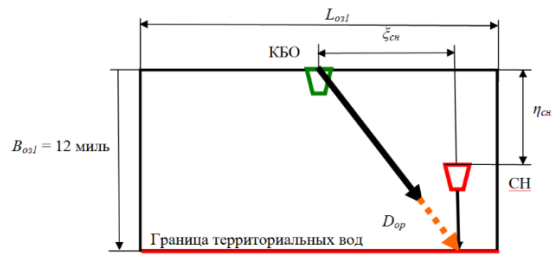


Рисунок 3 – Задача функціонування 1 - затримання порушника територіальних вод (тип 1 задачі переслідування та затримання)

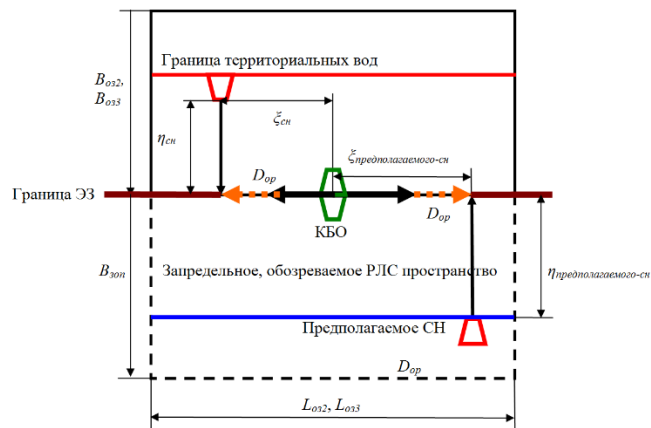


Рисунок 4 – Задача функціонування 2 - сприяння дотриманню режиму спеціальної економічної зони (тип 2 задачі переслідування та затримання - перешкоджання порушнику входу та виходу з зони, тобто – задача її блокування)

Для визначення оптимальних головних елементів катерів територіального моря та кораблів спеціальних морських зон в географічних та гідрометеорологічних умовах Чорного та Азовського морів розроблено програмний комплекс, складові якого представлено на рис. 5.

Розв'язання задач морської охорони України по критерію «втрати-ефективність» (2) за допомогою цього програмного комплексу показало, що для територіального моря потрібні катери з головними розмірами приблизно такими ж, як у катерів ФРВ 98, однак для збільшення надійності охорони вони потребують зростання швидкості руху з 35 до 45÷50 вузлів. Оптимальним для охорони спеціальної економічної зони Чорного моря кораблем з катером та гелікоптером є корабель водотоннажністю ~1200 тон, який має найвищі показники надійності охорони, в першу чергу за рахунок високої морехідності корабля. Зниження водотоннажності корабля до водотоннажності катеру ($\sim \leq 600$ тон) веде до зменшення морехідності виконавчого засобу охорони спеціальної зони. Тому мінімально оптимальним з цієї точки зору виявляється катер водотоннажністю ~ 300 тон, який утримує на борту доглядовий човен та безпілотний літальний апарат та виконує свою основну функціональну операцію виявлення та затримання порушника без підтримки берегових служб з достатньо високою ймовірністю ~ 0.990. Характеристики такого катеру наведено на рис. 6,7.

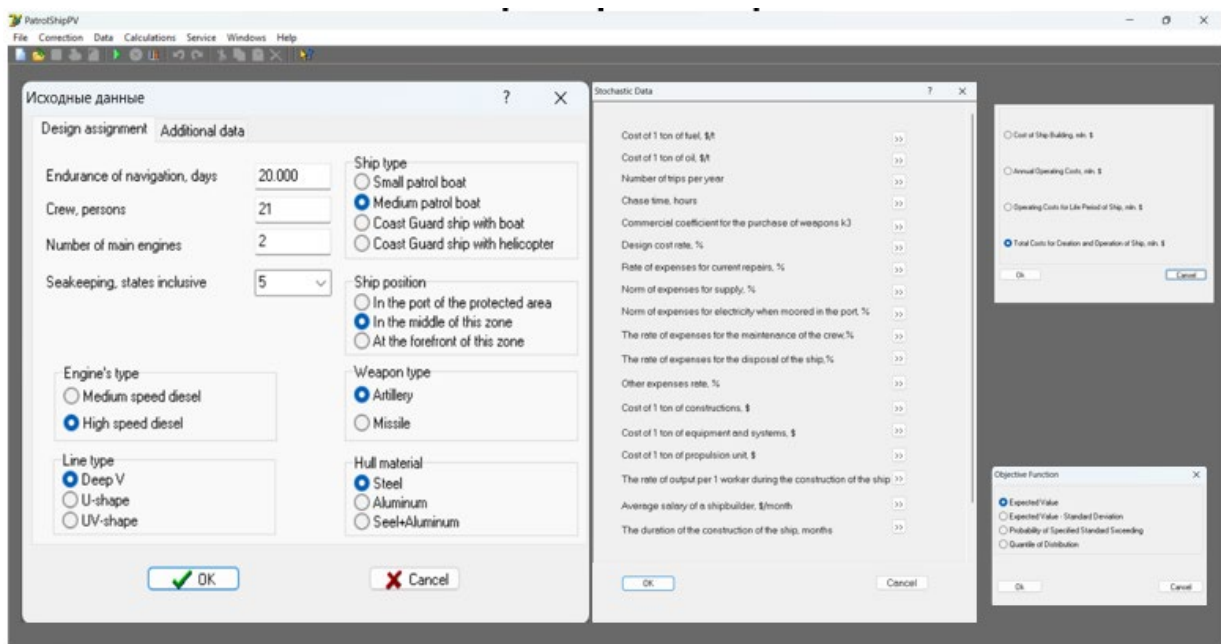


Рисунок 5 – Складові комплексу вибору головних елементів катерів та кораблів морської охорони – Вихідні дані, Економічні дані, Цільова функція, Критерії ефективності

SHIP CHARACTERISTICS:	
Length on waterline, m.....	49.33
Breadth, m	8.12
Draught, m.....	1.64
Depth, m	2.95
Block coefficient	0.450
Midship coefficient	0.816
Waterline coefficient	0.641
Calm water patrol speed, knots.....	12.00
Economic speed in calm water, knots.....	33.03
Continuous power of the main engine at economic speed, kW.....	5188.0
Operational power of the main engine during patrolling, kW.....	225.7
Weight of construction, t	90.67
Weight of power plant, t.....	27.20
Weight of electric plant, t.....	15.11
Weight of electronic & navigation, t	12.09
Weight of auxiliary system, t.....	30.22
Weight of outfit & furniture, t.....	24.18
Weight of armament, t.....	9.07
Light ship weight, t.....	208.5
Weight of supplies, crews, provisions, t.....	6.04
Weight of washing, drinking water reserves, t.....	32.00
Weight of fuel reserves for patrolling, t.....	36.84
Weight of fuel reserves of the ship for the chase, t.....	14.32
Chase Helicopter fuel weight, t	0.00
Weight of fuel and oil reserves, t.....	53.72
Standard displacement, t.....	246.6
Normal displacement, t.....	273.4
Full displacement, t.....	300.3
Vertical center of buoyancy, m.....	1.00
Vertical center of gravity, m.....	1.52
Transverse metacentric radius, m	3.18
Initial metacentric height, m.....	2.66
Roll period, s.....	5.03
Maximum righting arm, m.....	0.685
Angle corresponding to the maximum righting arm, deg.....	35.00
Vanishing angle, deg.....	67.00

Рисунок 6 – Оптимальні головні елементи катера охорони спеціально економічної зони України

SHIP PERFORMANCE AND ECONOMIC INDICATORS:	
Guarded zone length, miles.....	96.00
Width of the guarded area, miles.....	48.00
Patrol distance, miles	0.000
Average weather patrol speed for the area, knots	11.49
Average time to pass the patrol distance, hours.....	0.000
Intensity of the flow of intruders of the area, number/day.....	0.164
Probability of ship detecting intruders	0.999
Average time of one detaining, hours.....	1.593
Probability of detaining intruders by the ship	0.991
Reliability of the implementation of guarding by the ship	0.990
Cost of ship designing, million \$.....	1.02
Cost of ship building, million \$	13.64
Yearly operating costs of the ship, million \$.....	0.46
Operating costs for the ship life cycle, million \$.....	11.03
Total cost of construction&operation for life cycle, million \$..	25.68

Рисунок 7 – Показники ефективності та надійності оптимального катера охорони спеціально економічної зони України

Приведені дані вартості французьких катерів та отриманого оптимального проектного рішення, рис. 6,7, свідчать про те що вартість катерів проекту FPB 98 складає ~ 100 \$ за кілограм ваги катеру порожнем, тоді як аналогічна вартість оптимального проекту катеру охорони спеціальної морської зони при побудові на середнє європейської верфі дорівнює ~ 60 \$/kg. Крім того, додання таких катерів охорони спеціальних морських зон, в склад морської охорони України може значно збільшити її надійність при суттєвому зменшенні кількості виконавчих одиниць охорони.

3. Програмний комплекс оптимізаційної задачі вибору головних елементів науково-дослідного судна. Науково-експедиційна діяльність сучасних НДС здійснюється за такими основними напрямками:

- гідрологічне (визначення температури, прозорості, турбулентності води на різних глибинах, швидкості та напрямки течій, а також спостереження за хвилюванням моря та ін.);
- гідрохімічне (вивчення складу та солоності води, що містяться в ній біогенних речовин та розчинених газів залежно від різних факторів);
- геофізичний (вимір магнітного, гравітаційного та електричного полів, радіометрія, сейсмозв'язка та ін.);
- геологічне (проби та аналіз ґрунтових порід морського дна та ін.);
- гідроакустичне (вивчення законів поширення звуку у морській воді);
- гідрографічне (прибережні та морські проміри, складання карт та лоцій, обслуговування системи навігаційних огорож та ін.);
- метеорологічне (визначення температури, вологості та тиску повітря, швидкості та напрямки вітру, сонячної радіації, а також спостереження за хмарністю);
- біологічне (вивчення водної флори та фауни);
- екологічне (взаємини морської біосфери та довкілля).

НДС поділяються на судна комплексного призначення, універсальні судна та спеціалізовані судна. Для дослідження Азово-Чорноморського басейну найбільш підходящим типом є універсальні НДС катамаранного типу, які зможуть виконати весь цикл робіт з перерахованих вище напрямків досліджень за використанням модульного принципу розміщення на судні спеціалізованої апаратури та спеціалізованих лабораторій. Оптимальне проектне рішення такого НДС наведено на рис. 8

Calculation Date: 20/07/2022 Calculation Time: 17:52:52	
CALCULATION RESULTS:	
***** Design Task *****	
Endurance, days	25
Crew&SRworkers, men	18
Seakeeping, states	7
Type of main engine	AS
Engine number	2
CALCULATION RESULTS:	
Number of Scientific-Research ships	2
Main Dimensions of ships:	
DWL Length, m.....	33.56
Demi Hull Breadth, m.....	4.280
Breadth of ship, m.....	12.85
Demi Hull Draught, m.....	3.250
Depth, m.....	4.540
Demi Hull Block coefficient	0.558
Demi Hull Middle section coefficient	0.835
Demi Hull Waterline area coefficient	0.707
Demi Hull Volume Displacement , m ³	260.3
Ship Volume Displacement, m ³	520.6
Power of Main Engine, kw	554.0
Design speed, knots	10.21
Mass of constructions, t.....	235.13
Mass of propulsion plants, t.....	7.50
Mass of electrical plants, t.....	1.35
Mass of control system, t.....	4.82
Mass of auxilary system, t.....	3.07
F equipment and furniture, t.....	12.94
F Science-Research equipment, t.....	25.00
F ballast, t.....	0.00
displacement, t.....	279.8
F crew and provisions, t	3.60
F freshwater marine, t.....	90.00
F ship fuel and oil, t.....	90.10
F Catgo, t	64.98
l area of Main deck, m ²	305.0
light, t.....	248.7
ement full, t.....	538.5
al ship gravity center, m.....	2.666
al ship buoyancy center, m.....	1.828
rsal metacentric radius, m.....	7.326
l metacentric height, m.....	6.487
of heel from people accumulation on side of ship, deg....	1.020
angle from people accumulation during circulation, deg.	2.180
of free rolling, sec.....	4.441
INDEXES OF SHIP EFFICIENCY AND RELIABILITY:	
F Expedition, days	25
F movement with design speed, days	9
of Expedition per year	15
ost of the ship, \$/day	2247
l Time-Charter, \$/day	4932
l Freighter daily expenses, \$/day	5142
F Ship Design and Building, mln.\$	17.95
F Ship Life Period, mln.\$	46.74

Рисунок 8 – Результат розв’язання проблеми синтезу сучасного науково-дослідного судна для Азово-Чорноморського басейну

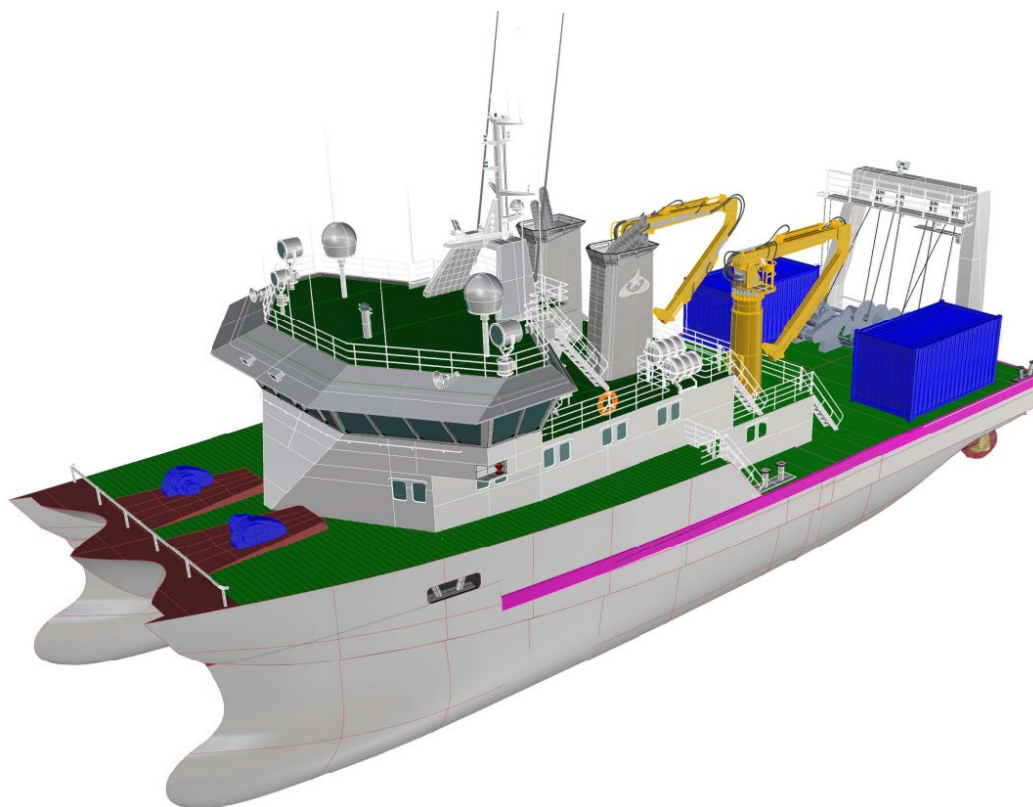


Рисунок 9 – Концептуальний проект науково-дослідного судна катамаранного типу для виконання комплексних досліджень в акваторії Азово-Чорноморського басейну, що використовує модульний принцип розміщення спеціалізованої апаратури та спеціалізованих лабораторій

Научно-исследовательское судно											
(Версия ECRs: Апрель 2017)											
Текущий год		2017		Характеристики корабля:		Верфь постройки:		Версия затрат: А		Затраты на проектирование и планирование производства (ПлП)	
% Расходы по программе				Масса		Скорость		Коэф. ТГ		Концептуальный проект	
% Непредвиденные обстоятельства		15.00		538.5		10.21		1.5		Рабочий проект & Механики	
Расценки:				тонн						Планирование производства	
Подъем/Падение экономики судостроения		0.00%		Полное						Закупка деталей, подберка	
Заработная плата, Техника, \$/час		35.41		79.67 с наклад.		120%				Запасные части, грузы	
Заработная плата, Производство, \$/час		29.51		66.40 с наклад.		120%				Инженерные контракты	
% Накладные расходы		125%				120%				Непредвиденный труд	
% Работа администрации (АУП)		6%				120%				Компенсация нарушенных авторских прав	
% Материалы для администрации		6%				120%				Разные услуги	
% Прибыль		10%				120%				Разные материалы и инструменты	
										ВСЕГО ЗАТРАТ на ПлП	
										АУП & Прибыль	
										Итого:	
										Оценка	
										срока проектирования	
										и строительства	
										22.9	
										месяцев	

Метою розробленого програмного комплексу є визначення оптимальних головних розмірів універсального буксира для супроводу потоку суден водотоннажністю до 45000 – 70000 тон, що перевозять небезпечні вантажі, та для проведення рятувальних та протипожежних операцій в Миколаївському порту та в районі БДЛК.

Характеристики оптимального універсального буксира:

Довжина L, м	30.87
Ширина В, м	11.60
Осадка Т, м	3.80
Висота борта Н, м	5.45
Марка головного двигуна	3512В
Максимальна потужність двигуна, кВт	1500
Максимальна швидкість, вуз	13.00
Швидкість ескорткування, вуз	10.00
Тяга на швартових, т	43.49
Водотоннажність повна, т	678.32

Експлуатаційно-економічні показники універсального буксира:

Середній час ескортних рейсів, що замовляються портом, доба	0.18
Середня тривалість реалізованих рейсів, доба	0.20
Потрібне середнє значення керуючої сили, тони	56.9
Значення максимальної керуючої сили буксира, тони	69.9
Відповідне гальмове зусилля, тони	69.9
Кут буксирного троса, що відповідає максимуму сили, град	45.0
Імовірність реалізації ескрту по погодних умовах порту	0.987
Імовірність реалізації ескрту по керуючій силі буксира	0.998
Імовірність ескрту суден, що відвідують морський порт	0.985
Імовірність прибуття ЕБ на місце аварії	0.989
Імовірність прибуття ЕБ на місце пожежі на аварійному судні (АС)	0.929
Імовірність зняття буксиром АС із мілини	0.093
Імовірність буксирування АС на базу	0.343
Імовірність водо-тушіння буксиром пожежі на АС	0.329
Імовірність піногасіння буксиром пожежі на АС	1.000
Імовірність водо-піно-тушіння буксиром пожежі на АС	0.496
Імовірність виконання допоміжних операцій	0.255
Собівартість добового обслуговування ЕБ \$ / доба	1384.9
Мінімальний тайм-чартерний еквівалент при фрахті ЕБ \$ / доба	2412.6
Вартість проектування й побудови ЕБ, млн. \$	13.77
Вартість життєвого періоду ЕБ, млн. \$	35.67
Показник ефективності життєвого періоду ЕБ, млн. \$	36.35

5. Програмний комплекс оптимізаційної задачі вибору головних елементів рятувального катера для БДЛК. Призначенням цього програмного комплексу є визначення оптимальних головних розмірів бистрохідного рятувального катеру з командою рятувальників, який призначається для використання службами МНС України.

На рис. 12 показані складові програмного комплексу, рис. 13 містить результати розв'язання відповідної задачі оптимізації.

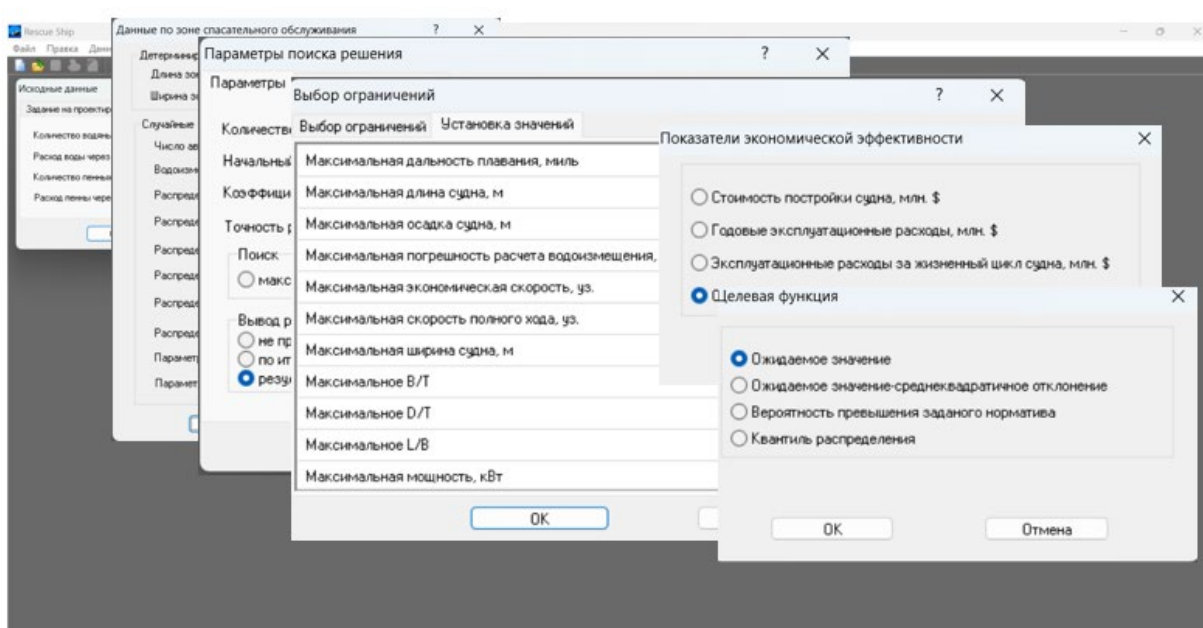


Рисунок 12 – Складові комплексу оптимізаційної задачі вибору головних елементів рятувального катера для БДЛК – Вихідні дані, Параметри алгоритму пошуку екстремуму, Цільова функція, Критерії ефективності

·ХАРАКТЕРИСТИКИ ·СУДНА:

·Длина ·судна, ·м.....	·27.53
·Ширина, ·м.....	·6.70
·Осадка, ·м.....	·1.00
·Высота ·борта, ·м.....	·1.58
·Марка ·ГД.....	·3412Е
·Максимальная ·длительная ·мощность ·одного ·двигателя, ·кВт.....	·933.00
·Максимальная ·скорость · V_s , ·уз.....	·18.50
·Водоизмещение ·порожном, ·т.....	·93.600
·Дедвейт, ·т.....	·66.294
·Водоизмещение ·полное, ·т.....	·159.894

·ЭКСПЛУАТАЦИОННО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ·ПОКАЗАТЕЛИ ·СУДНА:

·Стоимость ·проектирования ·судна, ·млн. \$.....	·0.07
·Стоимость ·судна, ·млн. \$.....	·0.89
·Годовые ·эксплуатационные ·расходы, ·млн. \$.....	·0.23
·Эксплуатационные ·расходы ·на ·жизненный ·цикл ·судна, ·млн. \$.....	·5.77
·Общие ·затраты ·на ·постройку ·и ·эксплуатацию ·судна, ·млн. \$.....	·6.72
·Критерий ·"Затраты-Эффективность" ·.....	·32.91
·Вероятность ·успешного ·прибытия ·СС ·на ·место ·аварии ·P01.....	·0.823
·Вероятность ·успешного ·прибытия ·СС ·на ·место ·аварии ·P02.....	·0.783
·Вероятность ·успешного ·прибытия ·СС ·на ·место ·аварии ·P03.....	·0.317
·Вероятность ·успешного ·снятия ·АС ·с ·мели.....	·0.743
·Вероятность ·успешного ·водотушения.....	·0.501
·Вероятность ·пенотушения · P_{foam}	·0.495
·Вероятность ·буксировки ·АС ·на ·базу.....	·1
·Эффективность ·выполнения ·совокупности ·спасательных ·задач.....	·0.62523

Рисунок 13 – Характеристики оптимального рятувального катеру для БДЛК

6. Програмний комплекс оптимізації льодової міцності та льодової ходовості суден. Розроблений програмний комплекс призначено для подальшого ефективного

використання виявленої автором докладу підвищеної льодо-прохідності буксирів, яка в багатьох випадках ставить їх в один ряд з можливостями крупних криголамів.

На рис. 14, 15 наведено приклади розрахунків льодо-прохідності та льодової міцності криголамів та буксирів різної водотоннажності та різної форми носу: у криголамів старшого покоління типу «Москва» и «Капітан Белоусов» це - гострий клин, у ескортного буксиру льодового класу «Юрибей» - тупий клин, у ескортних буксирів льодового класу «Капітан Меркулов», «Азов», та пр.Т3894 – циліндр.

Рис. 16 пояснює причини підвищеної льодо-прохідності буксирів - значно більша «енергоємність» буксира «Юрибей» на тонну водотоннажності порівняно з криголамом «Москва», плюс інша форма носового краю.

На основі виявлених можливостей буксирів запропоновано новий принцип вирішення криголамної проблеми України в Азовському морі - льодова проводка великотоннажних суден за маршрутом Маріуполь - Керч, що перебуває в заміні криголама старшого покоління «Капітан Білоусов» - 7723 кВт, двома буксирами льодового класу «Капітан Меркулов» - 3728 кВт, Arc4, та «Азов» (проект) - 5420 кВт, Arc5. В результаті використання двох криголамних буксирів «Капітан Меркулов» та «Азов» у парі типу паралельний тандем, рис. 17, забезпечується льодова проводка великотоннажних суден з високоефективною в комерційному відношенні швидкістю близько 10 вузлів при максимальній прогнозованій товщині льоду на трасах до Маріупольського порту, що дорівнює 0,35 м, і сумарній ширині створюваного каналу 35,0 – 40,0 м.

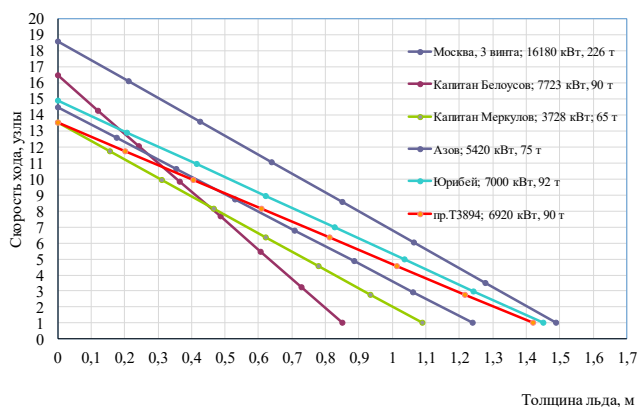


Рисунок 14 – Льодо-прохідність криголамів та буксирів

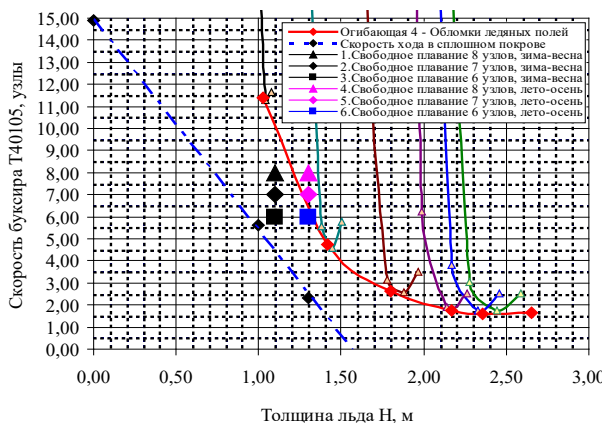


Рисунок 15 - Льодова міцність буксира «Юрибей»



Рисунок 16 – Льодо-прохідність криголама та буксира



Рисунок 17 – Льодова проводка великотоннажних суден двома буксирами

7. Розрахунковий комплекс оптимізації водолазно-технічних робіт під час підйому затонулих суден. Деякі затонули судна мають великі кути крену та диференту, що потребує їх спрямлення перед підйомом. Таке спрямлення пропонується виконувати за рахунок сил плавучості самого судна шляхом осушення відповідних відсіків.

Для реалізації цього способу оптимізації засобів та часу підйому пропонується перейти від розгляду проблеми в системі координат $oxuz$, жорстко пов'язаною з судном, як це звичайно робиться, в абсолютну систему координат $OXYZ$.

Діючі на судно сили в системі координат $OXYZ$ орієнтовані вертикально і дистанція між лініями дії цих сил змінюється в залежності від кута крену θ і кута диференту ψ . Тому в системі координат $OXYZ$ координати умовних точок прикладення діючих сил, при збіжності початків систем координат o і O , визначаються за формулами:

– при поперечному напрямку нахилення судна

$$Y \approx y \cos \theta + z \sin \theta;$$

– при повздовжньому напрямку

$$X \approx x \cos \psi - z \sin \psi,$$

де x, y, z – координати точок умовного прикладення сил (центрів відсіків, що осушуються) в системі координат $oxyz$, жорстко пов'язаною з судном.

Ці координати також визначають плечі $L_k, k = 1, 2, 3, \dots$, діючих сил відносно полюсу O , що створюють моменти, які самостійно вирівнюють судно після осушення відсіків. Вирівнювання судна в цьому разі супроводжується трансформацією плями його контакту з ґрунтом та зменшенням сили засмоктування, що сприяє швидкому підйому затонулого судна.

Висновки. Представлені програмні комплекси оптимізаційного вибору головних елементів суден службово-допоміжного флоту, розроблені на основі сучасних досягнень теорії дослідницького проектування суден, призначено у першу чергу для використання відповідними організаціями та відомствами, які вирішують питання придбання спеціалізованих суден для ефективного виконання відомствених задач.

REFERENCES

- [1] Nekrasov V. Conceptual Designing of Ships: monograph / Valeriy Nekrasov. – Kyiv-Kherson: Oldi-Plus, 2019.-112 p. (In English)
- [2] Некрасов В.О. Задачі оптимізації складу і поповнення службово-допоміжного та технічного флоту. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв, НУК, 2022. – С.4-8.
- [3] <https://mezha.media/2022/05/09/ocea-fpb-98/>

Niekrasov V.O.

Complex programs for the selection of the main elements of vessels of the service and auxiliary fleet of Ukraine

Annotation: A complex of programs for solving optimization problems of determining the main elements of the service and auxiliary fleet, which are built on the single methodological basis of the stochastic theory of modern conceptual design of ships, is considered.

Keywords: Ship, Auxiliary fleet, Optimization, Stochastic theory, Conceptual design of ships

УДК 629.5.01

КОНЦЕПТУАЛЬНИЙ ПРОЕКТ СЛУЖБОВО-ДОПОМІЖНОГО БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО СУДНА З ВОДНЕВОЮ ЕНЕРГЕТИЧНОЮ УСТАНОВКОЮ

Бондаренко Олександр Валентинович канд.техн.наук, професор¹, Звайгзне Андреїс доктор інженерних наук, асоційований професор²

¹ Шандунський науково-технічний університет; ² Інститут транспорту і зв'язку

¹ Китай, Ціндао; ² Латвія, Рига

¹ 0000-0002-6115-1422, ² zvaigzne.a@tsi.lv

Анотація. Проаналізовано сучасний стан застосування водню на водному транспорті, стан розробок та технічні характеристики водневих установок. Запропоновано концептуальний проект багатофункціонального службово-допоміжного судна, що працює на водневих паливних елементах.

Ключові слова: водний транспорт, воднева установка, паливний елемент, судно, проектування.

Актуальність. Сьогодні досить багато зусиль інженерів і науковців направлено на зменшення шкідливих викидів з водного транспорту, оскільки за даними [1] на морський транспорт приходить 2,89 % річного загальносвітового обсягу викидів парникових газів або близько 1056 млн. т вуглекислого газу (CO₂) на рік.

Одним із шляхів вирішення даної проблеми є застосування водню як палива на судах. На даний час існує три напрямки такого використання водню [2].

Перший напрямок передбачає використання звичайних двигунів внутрішнього згоряння, що працюють на водні або водневій суміші. Вони можуть працювати як на чистому водні так і на суміші основного палива і водню (5—10 %). В обох випадках коефіцієнт корисної дії двигуна збільшується (у другому випадку приблизно на 20 %) і викиди стають набагато чистішими (вміст чадного газу (CO) і вуглеводнів (C_nH_m) зменшується в півтора рази, оксидів нітрогену (N_nO_m) — до п'яти разів) [2].

Другий напрямок — це гібридні двигуни з двома електроносіями: рух забезпечується електромотором, енергію якому постачає акумулятор, що у свою чергу заряджається від високо-економічного двигуна внутрішнього згоряння, який працює на суміші водню з бензином [2]. Гібридні двигуни на водні не можна називати повністю екологічно безпечними. У вихлопних газах таких двигунів є чадний газ (CO).

Третій напрямок використання водневих установок на основі електрохімічних генераторів (паливних елементів).

Повністю екологічно безпечними є судна з водневими, а не гібридними установками.

Дослідження літератури за темою даної роботи проводилися за декількома напрямками: сучасний стан застосування водню на водному транспорті, стан розробок та технічні характеристики водневих установок та систем зберігання водню.

Особливості, типи та сучасні технічні рішення щодо водневих установок та систем зберігання водню розглянуті в роботах [3 – 10]. Вони стали основою при обґрунтуванні технічних характеристик водневої установки.

Питання щодо застосування водню на водному транспорті висвітлені в статтях [11 – 18]. Дані роботи були досить детально вивчені авторами цієї статті і покладені в теоретичну основу дослідження.

В результаті вивчення світового досвіду застосування водню на судах встановлено, що Україна, а особливо Миколаївська область, має гарні передумови для застосування водню на водному транспорті.

Основна **мета** даної роботи — розробка концептуального проекту судна з водневою установкою та оцінка його експлуатаційних характеристик.

Основна частина. Для вирішення поставленої задачі авторами на початковому етапі було досліджено застосування водневих двигунів на різних видах транспорту. Як показав проведений аналіз найбільше застосування водню зараз відбувається в автомобільному транспорті. Передові виробники автомобілів Toyota, Hyundai, Honda, BMW, Mercedes-Benz та інші зараз на ринку пропонують легкові та вантажні автомобілі [19, 20], автобуси, що працюють на водні. На водному транспорті в основному використовуються водневі установки з автомобільного транспорту, адаптовані для суден.

Далі було проведено дослідження основних водневих установок та їх характеристик, які використовуються в автомобільному транспорті. Результати дослідження показали наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Основні характеристики автомобільних водневих двигунів

Найменування	Toyota Mirai	Honda FCX Clarity	Hyundai Nexa
Паливний елемент			
Максимальна потужність, кВт	128,0	103,0	95,0
Тип:	PEMFC	PEMFC	PEMFC
Відношення потужності до маси, кВт/кг	2,0	2,0	
Відношення потужності до об'єму, кВт/л	5,4	3,1	3,1
Об'єм, л	24	33	
Маса, кг	52	67	142
Інвертор			
Максимальна вихідна напруга, В	650	500	450
Маса, кг	25,5		
Балони для зберігання водню			
Кількість балонів	3	2	3
Номінальний робочий тиск, МПа	70	70	70
Внутрішній об'єм балонів, л	142,2	141,0	156,6
Маса водню, кг	5,6	5,0	6,33
Маса балонів, кг (без клапанів)	102,2		111,0
Електродвигун			
Максимальна потужність, кВт	134	130	120
Крутний момент, Нм	300	300	395
Тип:	AC synchronous electric generator	AC synchronous electric motor	permanent-magnet motor
Маса, кг	100		
Модель двигуна	3KM	MCF4	
Кількість обертів/Максимальна кількість обертів	6940/16500	4500/13000	5000/10500
Акумуляторна батарея			
Тип:	Li-ion		Li-ion
Ємність, кВт г	1,24	1,70	1,56
Номінальна ємність, А год	4		6,5
Пікова потужність, кВт	31,5		40,0
Кількість банок	84		64
Вихідні напруга, В	310,8	346,0	240,0
Маса, кг	44,6		51,2

З табл. 1 видно, що основною проблемою для широкого впровадження водневих установок в автомобілебудування є велика загальна маса і невеликі потужності.

Енергетична установка, яка працює на водні, для судна має наступні основні вузли та системи: водневий паливний елемент який ще називають електрохімічний генератор (FC Stack), акумуляторна батарея (Battery), електродвигун (Motor), балони для зберігання водню (High-pressure hydrogen tank), модуль управління живленням (FC system control), перетворювач напруги (DC/DC converter), Інвертор (Inverter), системи охолодження (cooling system), система безпеки (Fuel cell safety system), Зарядний блок (Charger).

Установка на водні працює наступним чином. На паливний елемент подається забортне повітря і водень з балонів (рис. 1). У паливному елементі відбувається хімічна реакція без горіння, в результаті якої відбувається окислення водню і виробляється електроенергія. Отримувана електроенергія направляється на електродвигун, або заряджає акумуляторну батарею, яка накопичує енергію для роботи силової установки. При з'єднанні водню з киснем, крім електроенергії, також утворюється вода, яка виводиться за борт, або може бути використана для суднових потреб.

Постійний електричний струм, що виробляється на паливних елементах, проходить через інвертор, в якому перетворюється на змінний, а напруга збільшується до 400–700 В. Змінний струм подається на електродвигун, що обертає гребний гвинт або інший рушій судна. При гальмуванні електродвигун працює як генератор, генеруючи енергію у акумулятор, в якому зберігається енергія також від рекуперативного гальмування. Акумулятор також використовується для запуску паливного елемента і для при русі на максимальній швидкості.

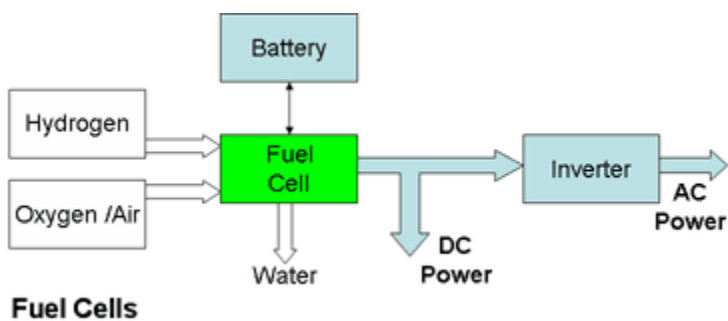


Рисунок 1 – Схема роботи установки на водні

Наступним етапом даної роботи було вивчення та аналіз наявних суден-прототипів з водневими енергетичними установками. Було зібрано дані по характеристиках таких суден (табл. 2). Як свідчать дані табл. 2. зараз робляться нечисельні спроби застосування водню на судах. В основному роботи йдуть на рівні побудови дослідних зразків суден, на відміну від автомобільної промисловості, де автомобілі з водневими двигунами випускаються хоч і невеликими, але серіями. Наприклад, в окремі роки випуск Toyota Mirai становив 3000 автомобілів рік [21].

У результаті аналізу встановлено, що зараз різними фірмами виробниками пропонуються водневі установки. На даний час найбільш досконалими є водневі установки створені фірмою Toyota.

Далі нами було розроблено концептуальний проект багатофункціонального судна-платформи з енергетичною установкою, що працює на водневих паливних елементах. Така платформа може використовуватися для проведення робіт з очищення акваторії від забруднення нафтопродуктами та сміттям, висадки десанту та інше. Багатофункціональність

платформи досягається за рахунок встановлення 20 футового контейнера з відповідним обладнанням.

Основні вимоги до проекту:

- довжина судна-платформи до 11 м;
- повністю екологічно безпечне за рахунок використання водневої енергетичної установки;
- матеріал корпусу – алюмінієво-магнієвий сплав;
- повинна бути забезпечена можливість розміщення на палубі стандартного 20-футового контейнера;
- можливість встановлення крана вантажопідйомністю 5 - 6 тон.

Згідно сформованого завдання на проектування авторами було розроблено дві базові багатофункціональні платформи судна з V-подібним та плоским днищем. У процесі роботи було створено 3D модель багатофункціонального судна-платформи, проведено розрахунки ходовості, остійності, навантаження мас.

Маса судна порожнем та корисне навантаження розраховані базуючись на статистичних даних основних компонентів водневої установки та відомих залежностях теорії проектування суден.

Для розрахунку маси корпусних конструкцій судна-платформи було створено 3D модель корпусу.

За основу було взято водневу установку фірми Toyota. Для зберігання водню на судні передбачено 7 балонів загальною ємністю 1346 літрів (52 кг водню). Такий об'єм дасть змогу судні-платформі виконувати поставлені завдання без дозаправки протягом 8 годин (не менше 100 миль).

Загальний вигляд розробленої концептуальної моделі судна-платформи представлено на рис. 2.

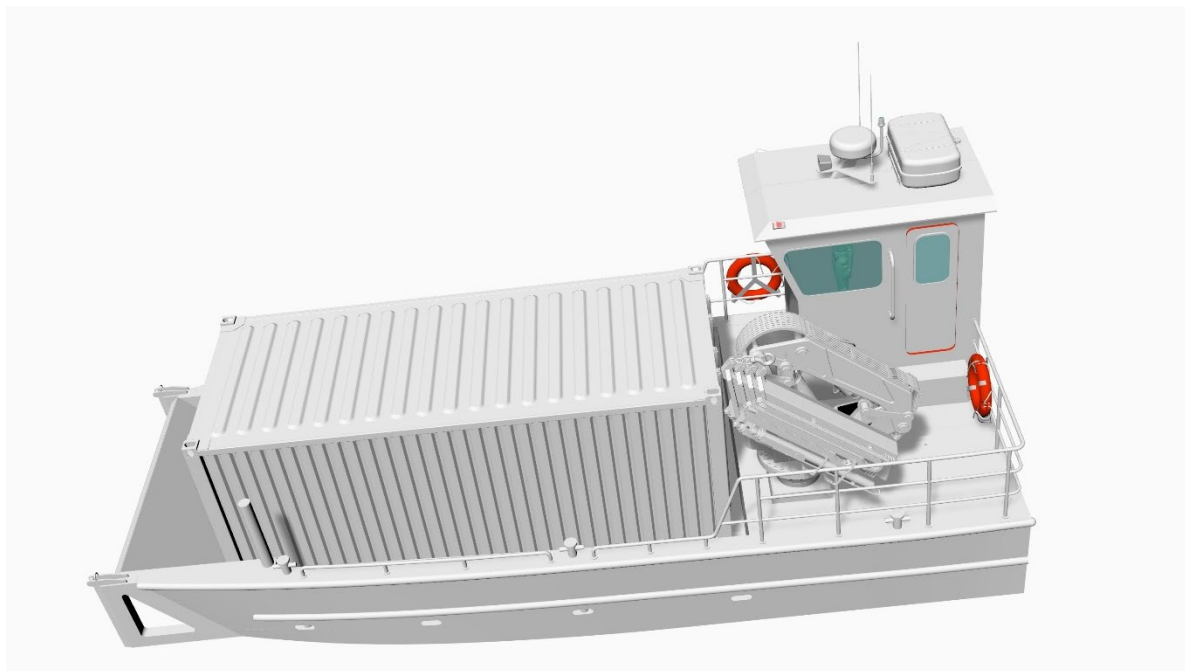


Рисунок 2 – Загальний вигляд розробленої концептуальної моделі судна-платформи

Щоб підвищити дальність плавання суден з водневою енергетичною установкою розробляються варіанти суден із застосуванням енергії сонця та вітру.

Оцінюючи перспективи розвитку водневих установок слід відзначити, що уже зараз ведуться дослідження з налагодження серійного випуску водневих двигунів у вигляді єдиного модуля, що об'єднує паливний елемент, модуль управління живленням, систему охолодження, систему безпеки. Для збільшення потужності модулі можна об'єднувати по декілька штук.

Значні зусилля направлені на зниження масо-габаритних показників водневих установок та балонів для зберігання водню. Третій необхідний компонент успішного застосування водневих двигунів – це побудова розвиненої мережі заправних станцій.

Висновок. Проведене дослідження показало, що уже на сучасному етапі розвитку водневі двигуни можуть успішно застосовуватися на судах з невеликою енергоємністю. Особливо це стосується суден портового флоту, службово-допоміжних суден та суден для відпочинку. Враховуючи програму розвитку Миколаєва такі судна можуть успішно використовуватися в міських та приміських водних перевезеннях. Запропоновано концептуальний проект судна-платформи з водневою енергетичною установкою.

REFERENCES

- [1] Faber, J. et al. (2021), Fourth IMO GHG Study 2020. International Maritime Organization (IMO). <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Fourth-IMO-Greenhouse-Gas-Study-2020.aspx>
- [2] Учасники проєктів Вікімедіа. (2007, 1 серпня). Водневий двигун — Вікіпедія. Вікіпедія. https://uk.wikipedia.org/wiki/Водневий_двигун
- [3] Pielecha, I., Szalek, A., & Tchorek, G. (2022). Two Generations of Hydrogen Powertrain—An Analysis of the Operational Indicators in Real Driving Conditions (RDC). *Energies*, 15(13), 4734. <https://doi.org/10.3390/en15134734>
- [4] Alves, M. P., Gul, W., Cimini Junior, C. A., & Ha, S. K. (2022). A Review on Industrial Perspectives and Challenges on Material, Manufacturing, Design and Development of Compressed Hydrogen Storage Tanks for the Transportation Sector. *Energies*, 15(14), 5152. <https://doi.org/10.3390/en15145152>
- [5] Tanaka, S., Nagumo, K., Yamamoto, M., Chiba, H., Yoshida, K., & Okano, R. (2020). Fuel cell system for Honda CLARITY fuel cell. *eTransportation*, 3, 100046. <https://doi.org/10.1016/j.etrans.2020.100046>
- [6] Rivard, E., Trudeau, M., & Zaghib, K. (2019). Hydrogen Storage for Mobility: A Review. *Materials*, 12(12), 1973. <https://doi.org/10.3390/ma12121973>
- [7] Yumiya, H., Kizaki, M., Asai, H. (2015). Toyota Fuel Cell System (TFCS). *World Electric Vehicle Journal*, 7(1), 85–92.
- [8] Wang, Y., Yuan, H., Martinez, A., Hong, P., Xu, H., & Bockmiller, F. R. (2021). Polymer electrolyte membrane fuel cell and hydrogen station networks for automobiles: Status, technology, and perspectives. *Advances in Applied Energy*, 2, 100011. <https://doi.org/10.1016/j.adapen.2021.100011>
- [9] Aso, S., Kizaki, M., & Mizuno, H. (2008). Development Progress of the Toyota Fuel Cell Hybrid Vehicle. *SAE International Journal of Engines*, 1(1), 296–303. <https://doi.org/10.4271/2008-01-0420>

- [10] Hosseini, S. E., & Butler, B. (2019). An overview of development and challenges in hydrogen powered vehicles. *International Journal of Green Energy*, 17(1), 13–37. <https://doi.org/10.1080/15435075.2019.1685999>
- [11] De-Troya, J. J., Álvarez, C., Fernández-Garrido, C., & Carral, L. (2016). Analysing the possibilities of using fuel cells in ships. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(4), 2853–2866. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.11.145>
- [12] Van Biert, L., Godjevac, M., Visser, K., & Aravind, P. V. (2016). A review of fuel cell systems for maritime applications. *Journal of Power Sources*, 327, 345–364. <https://doi.org/10.1016/j.jpowsour.2016.07.007>
- [13] Pagliaro, M. (2020). Hydrogen-powered boats and ships. У *Current Trends and Future Developments on (Bio-) Membranes* (с. 411–419). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-817384-8.00018-2>.
- [14] Choi, C. H., Yu, S., Han, I.-S., Kho, B.-K., Kang, D.-G., Lee, H. Y., Seo, M.-S., Kong, J.-W., Kim, G., Ahn, J.-W., Park, S.-K., Jang, D.-W., Lee, J. H., & Kim, M. (2016). Development and demonstration of PEM fuel-cell-battery hybrid system for propulsion of tourist boat. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(5), 3591–3599. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.12.186>
- [15] Wang, X., Zhu, J., & Han, M. (2023). Industrial Development Status and Prospects of the Marine Fuel Cell: A Review. *Journal of Marine Science and Engineering*, 11(2), 238. <https://doi.org/10.3390/jmse11020238>
- [16] Elkafas, A. G., Rivarolo, M., Gadducci, E., Magistri, L., & Massardo, A. F. (2022). Fuel Cell Systems for Maritime: A Review of Research Development, Commercial Products, Applications, and Perspectives. *Processes*, 11(1), 97. <https://doi.org/10.3390/pr11010097>
- [17] Se, G. L. (2011). Fuel Cells in Maritime Applications Challenges, Chances and Experiences. In *Proceedings of the 4th International Conference on Hydrogen Safety* (с. 1–13).
- [18] Xing, H., Stuart, C., Spence, S., & Chen, H. (2021). Fuel Cell Power Systems for Maritime Applications: Progress and Perspectives. *Sustainability*, 13(3), 1213. <https://doi.org/10.3390/su13031213>
- [19] Колесніков, В.О. (2020). Водневі технології. Частина 1. Легкові водневі автомобілі. У *Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту* (с. 144–157). Вінницький національний технічний університет.
- [20] Колесніков, В.О. (2020). Водневі технології. Частина 2. Вантажні водневі автомобілі. У *Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту* (с. 158–165). Вінницький національний технічний університет.
- [21] *Mirai Reflects Toyota's Faith in Fuel-Cell Future*. (б. д.). WardsAuto. <https://www.wardsauto.com/engines/mirai-reflects-toyota-s-faith-fuel-cell-future>

Oleksandr Bondarenko, Andrejs Zvaigzne

Conceptual project of hydrogen fuel cell powered multifunctional service and auxiliary ship vessel

Annotation: The current station of fuel cell systems for maritime applications, the station of development and technical characteristics of fuel cell power plant have been analyzed. The conceptual design of a hydrogen fuel cell powered ship- platform was approved

Keywords: Water Transport, Fuel Cell Power Plant, Fuel Cell Stack, Ship, Design

ФОРМУВАННЯ БАЗИ ТЕОРЕТИЧНИХ КРЕСЛЕНЬ СУДЕН РІЗНИХ ТИПІВ В БЕЗРОЗМІРНОМУ ВИГЛЯДІ

Король Ю.М., канд., техн., наук, доцент¹, Корнелюк О.М., ст. викладач², Соломаха
М.В., студент³

^{1,3}Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова;

²Херсонська державна морська академія,

^{1,3}Україна, м. Миколаїв; ²Україна, м. Херсон

¹yuriy.korol@nuos.edu.ua, ²olganikkornelyuk@gmail.com, ³solomon10523@gmail.com

Анотація. Наведено основні принципи побудови бази теоретичних креслень в безрозмірному вигляді за допомогою яких методами афінних перетворювань та трансформації формуються тривимірні моделі суден з заданими головними розмірами, коефіцієнтами повноти та координатами центру величини.

Ключові слова: база даних, теоретичні креслення в безрозмірному вигляді, афінні перетворювання, трансформація, тривимірні моделі суден.

Вступ. Досвід людства з проектування поверхні суден різноманітного призначення [1] накопичений у великій кількості теоретичних креслень (ТК), нажаль, не дає відповіді на дуже актуальне питання: чи існує оптимальна форма суднової поверхні, що забезпечує мінімальний опір її руху в умовах експлуатації, а якщо існує, то як її знайти? Відповідь на першу частину цього питання – риторичний: мабуть існує! Що стосується другої частини питання, то з позиції сучасної гідродинаміки остаточного рішення поки що немає, а процес його знаходження ще триває. Нажаль ще й досі дуже трудомісткий метод спроб і помилок залишається єдиним для мінімізації опору суден. За звичай [2], на початковій стадії проектування в математичній моделі цільової функції опір судна визначається за інженерними методиками [3], які побудовані на середньо-статистичних даних, або на результатах серійних модельних випробувань в науково-дослідних басейнах. Після знаходження екстремуму цільової функції отримують головні розміри, коефіцієнти повноти та координати центру величини судна та здійснюють побудову його теоретичного креслення [4]. На другій стадії проектування здійснюється коригування теоретичного креслення і створюються декілька його варіантів для модельних випробувань. Порівняльний аналіз результатів цих випробувань дозволяє визначити саме той варіант теоретичного креслення судна, який має мінімальний опір на розрахунковій швидкості. Цей начебто логічний ланцюжок дій по вибору форми суднової поверхні має суттєві недоліки, а саме:

1) існує певний вплив недоліків обраного інженерного методу розрахунку опору судна на результати оптимізаційного проектування форми суднової поверхні якого можна уникнути тільки використанням декількох методів інженерного розрахунку опору, але це суттєво збільшить трудомісткість проектування і повністю не гарантує підвищення його якості;

2) сама побудова теоретичного креслення дуже трудомісткий процес навіть для одного варіанту судна, який не сприяє зменшенню часу на виконання проектних робіт;

3) модельні випробування проектних варіантів суден суттєво збільшують час і вартість проектування.

Метою роботи є усунення вказаних вище недоліків шляхом зменшення трудомісткості і підвищення якості проектування суден.

Основна частина. Першим кроком до досягнення вказаної вище мети є створення бази даних теоретичних креслень суден різних типів в безрозмірному вигляді. Здійснюється це наступним чином:

1) виконується оцифрування шпангоутів і діаметрального батоксу теоретичного креслення, або його зображення з нормативних документів (див. рис.1), за допомогою програми Get Data Graph Digitizer [5] причому при налаштуванні системи координат вважаємо, що $L_{pp} = 1.0$; $B = 1.0$; $T = 1.0$; а її початок розташований в точці перетину кормового перпендикуляру та основної площини;

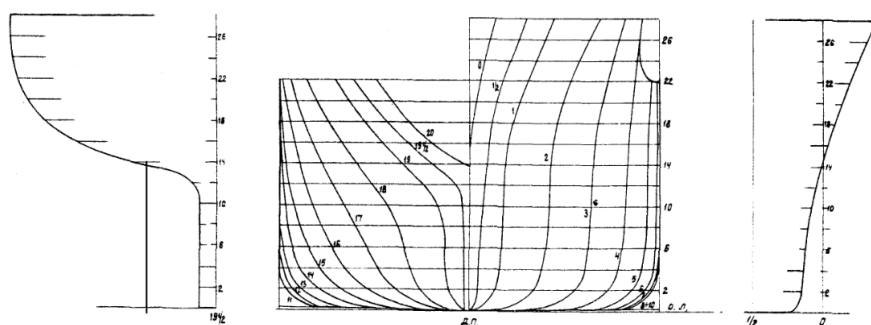


Рисунок 1 – Зображення теоретичного креслення судна з [5]

2) візуалізація результатів оцифрування і попереднє згладжування особливо в місцях примикання шпангоутів до днища і борту здійснюється за допомогою програми Advanced Grapher (AG) [6];

3) за допомогою AG додаються точки перетину шпангоутів і ватерліній (див. рис. 2,3);

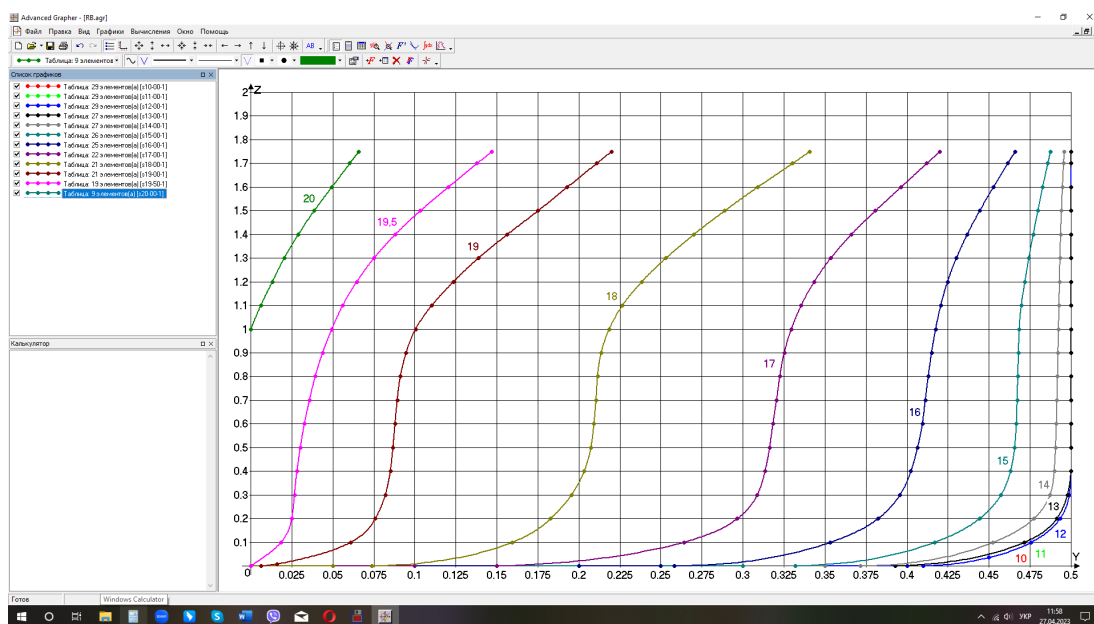


Рисунок 2 – Носові гілки шпангоутів серії s3-1 [7]

4) отримані координати точок перетину шпангоутів і ватерліній дають змогу побудувати ватерлінії (див. рис.4) і здійснити згладжування ватерліній і корегування шпангоутів;

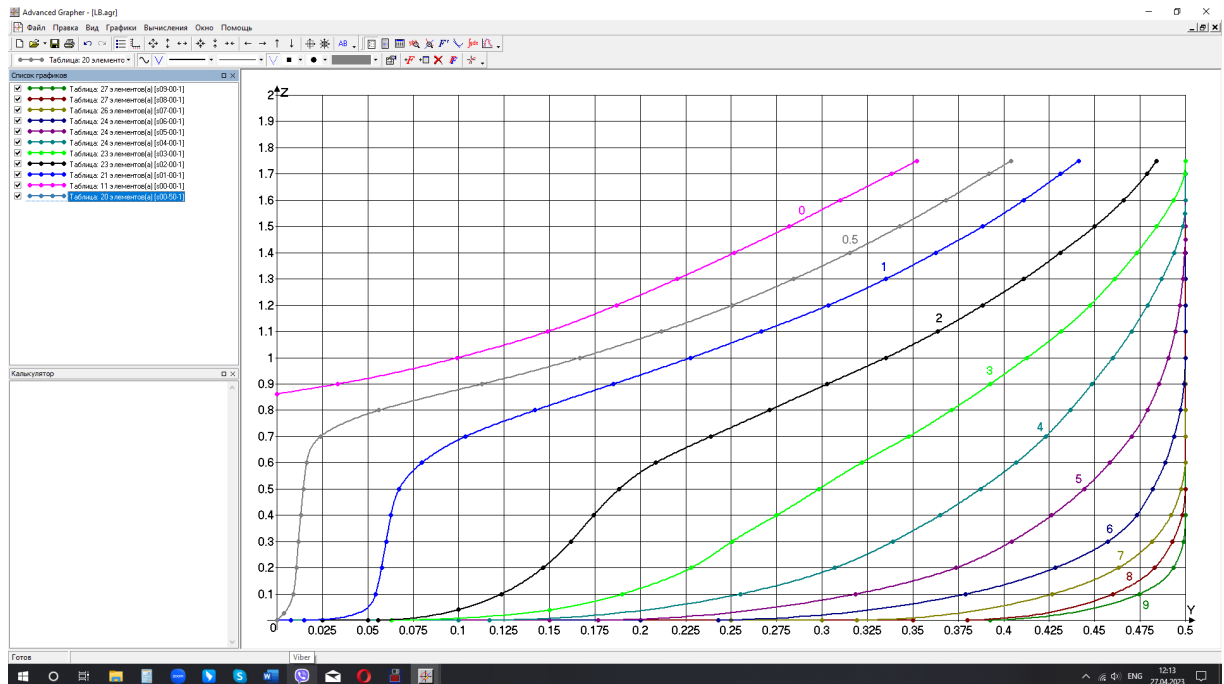


Рисунок 3 – Кормові гілки шпангоутів серії s3-1

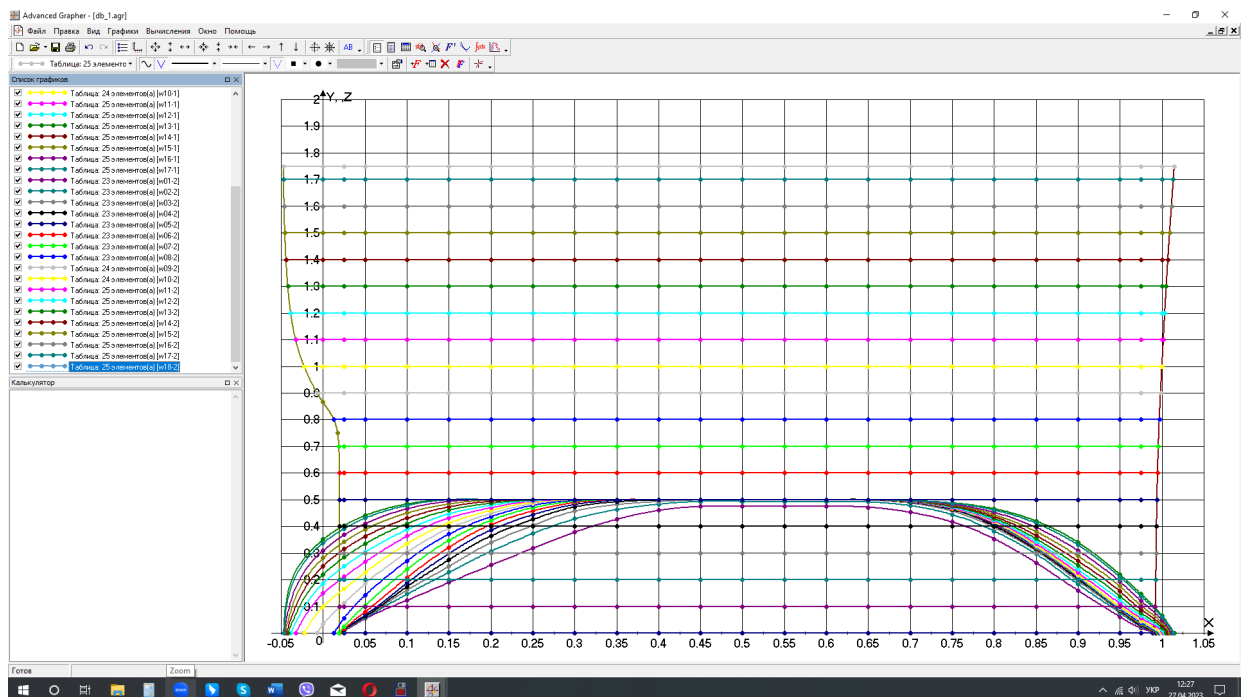


Рисунок 4 – Обводи ватерліній і діаметрального батоксу

5) таблиці координат точок шпангоутів, ватерліній і діаметрального батоксу експортуються з AG в текстові файли з наступними іменами: sxx-xx-x.txt – для шпангоутів, wxh-x.txt – ватерліній і b00-x.txt – діаметрального батоксу;

6) за інструкцією до авторської програми BLAT3D_01 [7], яка здійснює афінні перетворювання, експортовані файли розміщуються в окремій папці бази теоретичних

креслень до якої треба додати програму BLAT3D_01.exe, файл початкових даних blatdata.txt (див. рис.5) та додаткові службові файли nbs.txt, nbt.txt, ns.txt, nws.txt, nwt.txt;

Довжина судна розрахункова	(м)=119.3
Ширина судна розрахункова	(м)=16.3
Осадка судна розрахункова	(м)=6.5
Зміщення вздовж поздовжньої осі	(м)=0.0
Зміщення вздовж поперечної осі	(м)=0.0
Зміщення вздовж вертикальної осі	(м)=0.0
Кут крену	(град)=0.0
Кут диференту	(град)=0.0
Кут нишпорення	(град)=0.0

Рисунок 5 – Файл початкових даних blatdata.txt

7) запускається програма BLAT3D_01.exe яка формує у форматі SolidWorks 3D файли шпангоутів, ватерліній і діаметрального батоксу;

8) за допомогою CAD SolidWorks будується 3D модель суднової поверхні і твердого тіла під час якого усуваються дрібні помилки, корегується у разі потреби плавність обводів і створюються місцеві особливості (див. рис.6).

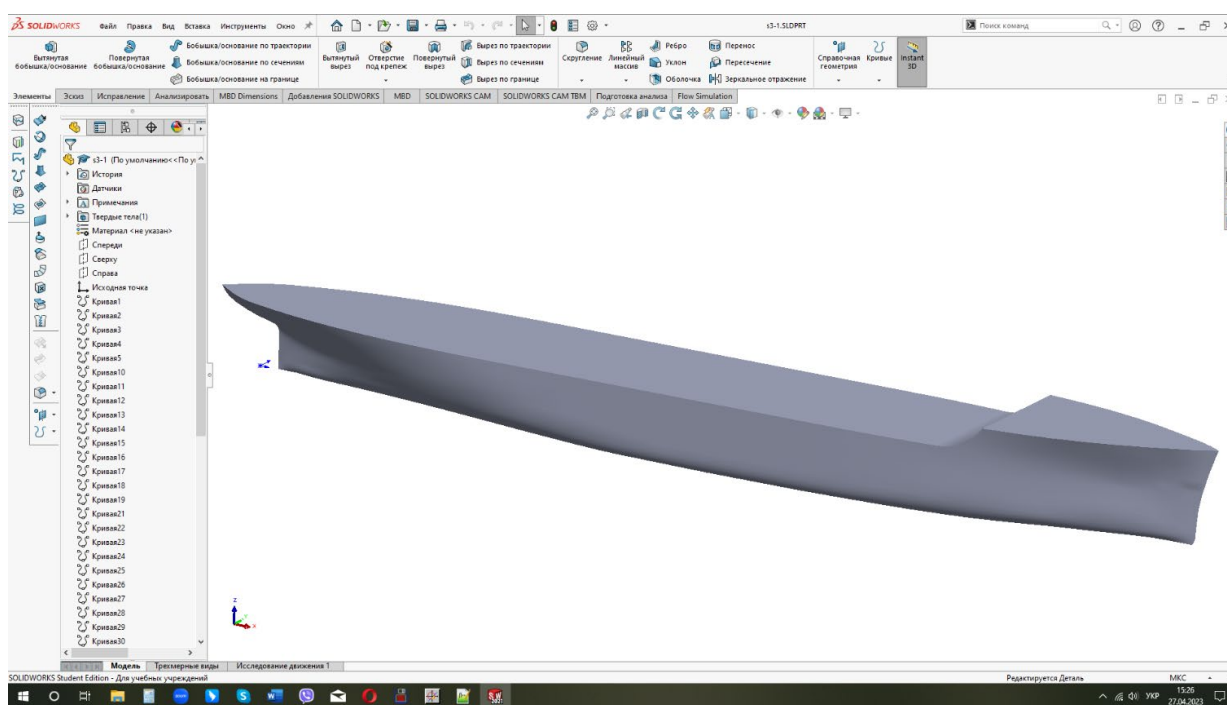


Рисунок 6 - 3D модель судна з обводами s3-1

В CAD модулі SolidWorks за допомогою пункту меню «Аналізувати» миттєво визначаються водотоннажність, координати центру величини, моменти інерції, площа ватерлінії, площа змоченої поверхні та інші характеристики судна з цією формою суднової поверхні.

Для створення суднової поверхні з іншими загальними характеристиками пропонується до використання метод трансформації ватерліній.

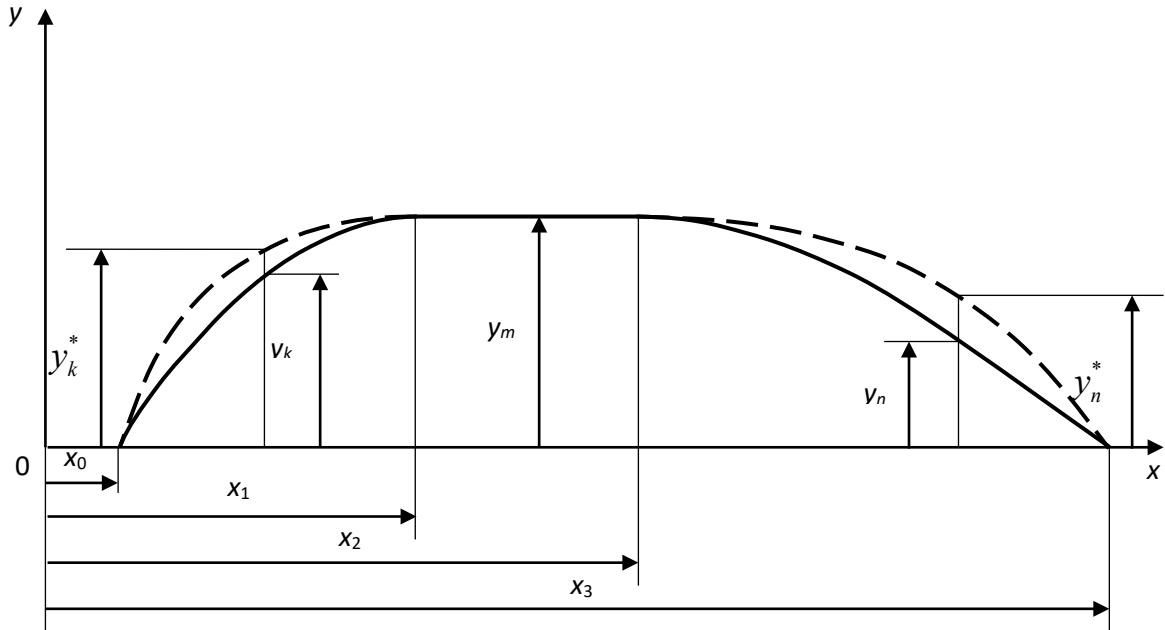


Рисунок 7 – Трансформація гілок суднової ватерлінії

Для трансформації ватерлінії (див. рис. 7) будемо використовувати технологію, за якою трансформовані ординати кормової $y_k^*(x)$ та носової $y_n^*(x)$ гілок ватерлінії визначаються наступними формулами

$$\begin{aligned} y_k^*(x) &= y_k(x) \pm c_k(x); \\ y_n^*(x) &= y_n(x) \pm c_n(x), \end{aligned} \quad (1)$$

де $y_k(x), y_n(x)$ - початкові ординати ватерлінії, $c_k(x), c_n(x)$ - функції що здійснюють трансформаційне перетворювання. Представимо функції трансформування $c_k(x), c_n(x)$ у вигляді

$$\begin{aligned} c_k(x) &= \begin{cases} \Delta y_{km}(z) \varphi_0(x), & \text{if } x \leq x_{km}; \\ \Delta y_{km}(z) \varphi_1(x), & \text{if } x \geq x_{km}; \end{cases} \\ c_n(x) &= \begin{cases} \Delta y_{nm}(z) \psi_0(x), & \text{if } x \leq x_{nm}; \\ \Delta y_{nm}(z) \psi_1(x), & \text{if } x \geq x_{nm}, \end{cases} \end{aligned} \quad (2)$$

де $\varphi_0(x) = \sum_{i=1}^5 c_i x^{i-1}$; $\varphi_1(x) = \sum_{i=1}^5 d_i x^{i-1}$; $\psi_0(x) = \sum_{i=1}^5 e_i x^{i-1}$; $\psi_1(x) = \sum_{i=1}^5 q_i x^{i-1}$, причому коефіцієнти

c_i, d_i, e_i, q_i повинні бути обраними таким чином, щоб виконувалися наступні умови:

$$\begin{aligned} \varphi_0(x_0) &= 0; \left. \frac{d\varphi_0}{dx} \right|_{x=x_0} = dyk0; \varphi_0(x_{km}) = 1; \left. \frac{d\varphi_0}{dx} \right|_{x=x_{km}} = 0; \left. \frac{d^2\varphi_0}{dx^2} \right|_{x=x_{km}} = d2ykm0; \\ \varphi_1(x_{km}) &= 1; \left. \frac{d\varphi_1}{dx} \right|_{x=x_{km}} = 0; \left. \frac{d^2\varphi_1}{dx^2} \right|_{x=x_{km}} = d2ykm1; \varphi_1(x_1) = 0; \left. \frac{d\varphi_1}{dx} \right|_{x=x_1} = dyk1; \\ \psi_0(x_2) &= 0; \left. \frac{d\psi_0}{dx} \right|_{x=x_2} = dyn0; \psi_0(x_{nm}) = 1; \left. \frac{d\psi_0}{dx} \right|_{x=x_{nm}} = 0; \left. \frac{d^2\psi_0}{dx^2} \right|_{x=x_{nm}} = d2ynm0; \\ \psi_1(x_{nm}) &= 1; \left. \frac{d\psi_1}{dx} \right|_{x=x_{nm}} = 0; \left. \frac{d^2\psi_1}{dx^2} \right|_{x=x_{nm}} = d2ynm1; \psi_1(x_3) = 0; \left. \frac{d\psi_1}{dx} \right|_{x=x_3} = dyn1, \end{aligned} \quad (3)$$

в яких $\Delta y_{km}(z), \Delta y_{nm}(z)$ - максимальне відхилення функцій трансформування в точках x_{km} і x_{nm} , що розташовані на інтервалах кормової $x_0 < x_{km} < x_1$ та носової $x_2 < x_{nm} < x_3$ гілок ватерлінії з аплікатою z ; $dyk0, d2ykm0, d2ykm1, dyk1$ - значення похідних кормової гілки, а $dyn0, d2ynm0, d2ynm1, dyn1$ - носової.

Тоді для визначення цих коефіцієнтів можна скласти наступні системи лінійних алгебраїчних рівнянь

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^5 a_{ij} c_j &= b_i; \quad i=1, \dots, 5; \quad \sum_{j=1}^5 \alpha_{ij} d_j = \beta_i; \quad i=1, \dots, 5; \\ \sum_{j=1}^5 \gamma_{ij} e_j &= \varepsilon_i; \quad i=1, \dots, 5; \quad \sum_{j=1}^5 \eta_{ij} q_j = \lambda_i; \quad i=1, \dots, 5, \end{aligned} \quad (4)$$

В ЯКИХ

$$\begin{aligned} a_{11} &= 1; a_{12} = x_0; a_{13} = x_0^2; a_{14} = x_0^3; a_{15} = x_0^4; b_1 = 0; \\ a_{21} &= 0; a_{22} = 1; a_{23} = 2x_0; a_{24} = 3x_0^2; a_{25} = 4x_0^3; b_2 = dyk0; \\ a_{31} &= 1; a_{32} = x_{km}; a_{33} = x_{km}^2; a_{34} = x_{km}^3; a_{35} = x_{km}^4; b_3 = 1; \\ a_{41} &= 0; a_{42} = 1; a_{43} = 2x_{km}; a_{44} = 3x_{km}^2; a_{45} = 4x_{km}^3; b_4 = 0; \\ a_{51} &= 0; a_{52} = 0; a_{53} = 2; a_{54} = 6x_{km}; a_{55} = 12x_{km}^2; b_5 = d2ykm0; \\ \alpha_{11} &= 1; \alpha_{12} = x_{km}; \alpha_{13} = x_{km}^2; \alpha_{14} = x_{km}^3; \alpha_{15} = x_{km}^4; \beta_1 = 1; \\ \alpha_{21} &= 0; \alpha_{22} = 1; \alpha_{23} = 2x_{km}; \alpha_{24} = 3x_{km}^2; \alpha_{25} = 4x_{km}^3; \beta_2 = 0; \\ \alpha_{31} &= 0; \alpha_{32} = 0; \alpha_{33} = 2; \alpha_{34} = 6x_{km}; \alpha_{35} = 12x_{km}^2; \beta_3 = d2ykm1; \\ \alpha_{41} &= 1; \alpha_{42} = x_1; \alpha_{43} = x_1^2; \alpha_{44} = x_1^3; \alpha_{45} = x_1^4; \beta_4 = 0; \\ \alpha_{51} &= 0; \alpha_{52} = 1; \alpha_{53} = 2x_1; \alpha_{54} = 3x_1^2; \alpha_{55} = 4x_1^3; \beta_5 = dyk1; \\ \gamma_{11} &= 1; \gamma_{12} = x_2; \gamma_{13} = x_2^2; \gamma_{14} = x_2^3; \gamma_{15} = x_2^4; \varepsilon_1 = 0; \\ \gamma_{21} &= 0; \gamma_{22} = 1; \gamma_{23} = 2x_2; \gamma_{24} = 3x_2^2; \gamma_{25} = 4x_2^3; \varepsilon_2 = dyn0; \\ \gamma_{31} &= 1; \gamma_{32} = x_{nm}; \gamma_{33} = x_{nm}^2; \gamma_{34} = x_{nm}^3; \gamma_{35} = x_{nm}^4; \varepsilon_3 = 1; \\ \gamma_{41} &= 0; \gamma_{42} = 1; \gamma_{43} = 2x_{nm}; \gamma_{44} = 3x_{nm}^2; \gamma_{45} = 4x_{nm}^3; \varepsilon_4 = 0; \\ \gamma_{51} &= 0; \gamma_{52} = 0; \gamma_{53} = 2; \gamma_{54} = 6x_{nm}; \gamma_{55} = 12x_{nm}^2; \varepsilon_5 = d2ynm0; \\ \eta_{11} &= 1; \eta_{12} = x_{nm}; \eta_{13} = x_{nm}^2; \eta_{14} = x_{nm}^3; \eta_{15} = x_{nm}^4; \lambda_1 = 1; \\ \eta_{21} &= 0; \eta_{22} = 1; \eta_{23} = 2x_{nm}; \eta_{24} = 3x_{nm}^2; \eta_{25} = 4x_{nm}^3; \lambda_2 = 0; \\ \eta_{31} &= 0; \eta_{32} = 0; \eta_{33} = 2; \eta_{34} = 6x_{nm}; \eta_{35} = 12x_{nm}^2; \lambda_3 = d2ynm1; \\ \eta_{41} &= 1; \eta_{42} = x_3; \eta_{43} = x_3^2; \eta_{44} = x_3^3; \eta_{45} = x_3^4; \lambda_4 = 0; \\ \eta_{51} &= 0; \eta_{52} = 1; \eta_{53} = 2x_3; \eta_{54} = 3x_3^2; \eta_{55} = 4x_3^3; \lambda_5 = dyn1. \end{aligned}$$

Таким чином параметрами трансформації для носової гілки ватерлінії є $x_0, y_0, x_1, y_1, x_{km}, \Delta y_{km}, dyk0, d2ykm0, d2ykm1, dyk1, p1$, для кормової - $x_2, y_2, x_3, y_3, x_{nm}, \Delta y_{nm}, dyn0, d2ynm0, d2ynm1, dyn1, p2$, а параметри $p1$ і $p2$ відповідно приймають значення ± 1 згідно з формулами (1). Задаючи ти чи інші параметри можна

корегувати площу кожної ватерлінії та координати її центра ваги (див. рис. 8) і загалом - об'єм підводної частини та координати центру величини для судна в цілому.

Порівняльний аналіз варіантів проекту судна при суттєво менших витратах коштів і часу з використанням побудованих їх 3D моделей в САЕ модулі Flow Simulation системи SolidWorks дає змогу більш якісно визначити найбільш ефективну форму суднової поверхні з мінімальним опором.

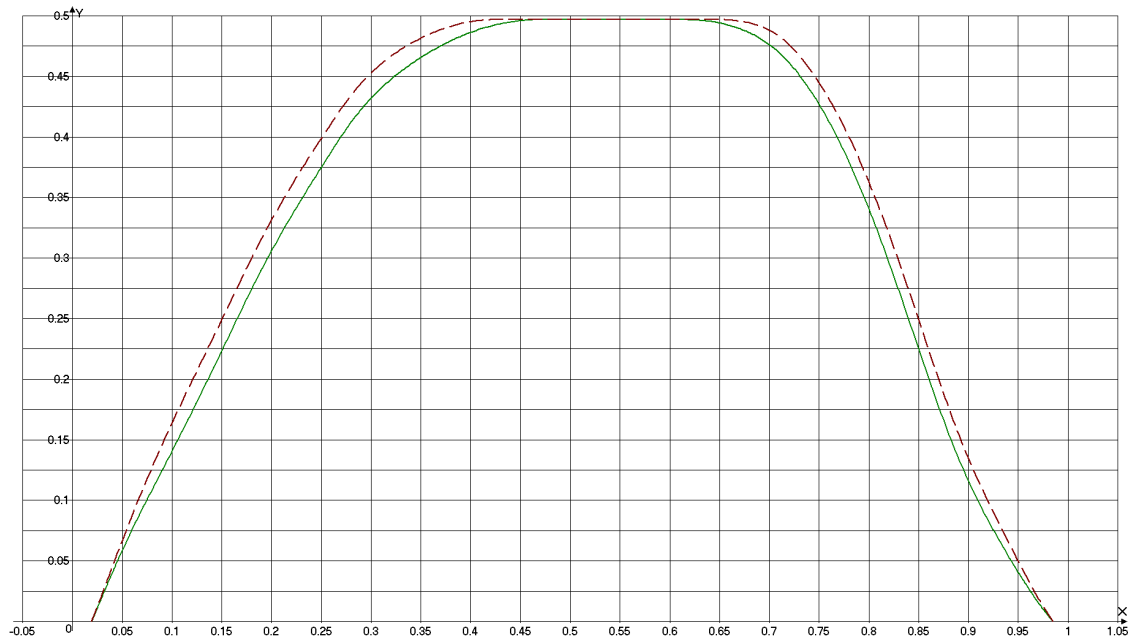


Рисунок 8 – Трансформація ватерлінії

Висновки. Створення бази даних теоретичних креслень суден у безрозмірному вигляді є нагальною потребою сучасного проектування яке суттєво скорочує трудомісткість, витрати часу і сприяє удосконаленню суднових обводів та наближує час створення суднової поверхні мінімального опору.

Запропонована технологія побудови тривимірних моделей суден за допомогою Баз даних теоретичних креслень дозволяє суттєво збільшити кількість проектних варіантів суден і тим самим збільшує ймовірність знаходження сукупності параметрів трансформації, що забезпечують мінімізацію опору руху.

REFERENCES

- [1] Мытник Н.А. (2004) Краткая история корабельных наук (хронология событий с комментариями). / Н.А. Мытник, - Владивосток: Изд-во Дальневосточного ун-та -197с.
- [2] Вашедченко А.Н. (1985) Автоматизированное проектирование судов. / А.Н. Вашедченко, Л.: Судостроение - 164с.
- [3] Справочник по теории корабля т.1 Гидромеханика, сопротивление движению судов, судовые двигатели (1985) //Я.И. Войткунский Л.: Судостроение - 765с.
- [4] Китаев М.В., Суров О.Э. (2017) Методы построения теоретического чертежа. Учебное пособие. - Владивосток: Дальневосточный федеральный университет - 268с.

[5] Электронный ресурс (2010) Advanced Grapher - Мощная и простая в использовании программа для построения графиков и их анализа. <https://www.softportal.com/software-1244-advanced-grapher.html>

[6] Электронный ресурс (2020) Get Data Graph Digitizer – Программа для оцифровки графиков. <https://soft.mydiv.net/win/download-GetData-Graph-Digitizer.html>

[7] Король Ю.М. (2020) Принципы, методы и средства построения 3D моделей судовой поверхности и твердых тел. Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю «Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд», Миколаїв 2020р. с.37-42.

Korol Yu.M., Kornelyuk O.N., Solomakha M.V.

Formation of a base of body lines of different types of vessels in dimensionless appearance

Annotation. The basic principles of building a database of theoretical drawings in a dimensionless form are given, with the help of which three-dimensional models of ships with given main dimensions, coefficients of completeness and coordinates of the center of magnitude are formed by the methods of affine transformations and transformations.

Keywords: database, theoretical drawings in dimensionless form, affine transformations, transformation, three-dimensional ship models.

УДК 629.5.012:303.722.29

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БАЛКЕРІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ФАКТОРНОГО АНАЛІЗУ

Демідюк О.В., к.т.н, доцент¹, Косой М.Б., к.т.н.², Заєць А.Ю., к.т.н.³

^{1,2,3}Одеський національний морський університет

^{1,2,3}Україна, Одеса

¹alexanderdemidiuk@gmail.com; ²michail@onu.edu.ua; ³au.lopatnyova@gmail.ua

Анотація. Показана важливість та актуальність задачі визначення основних характеристик середньо та великотоннажних балкерів. Мета дослідження – визначення основних характеристик судна методом Факторного аналізу статистичних даних та розробка алгоритму використання. Наведено результати розрахунків за запропонованою методикою.

Ключові слова: проектування суден, початкова стадія проектування, характеристики балкерів, факторний аналіз, метод головних компонент.

Вступ. Проектування суден є комплексною інженерною задачею високого рівня складності. В процесі вирішення цієї задачі необхідно враховувати особливості судна, що проектується, можливі проектні обмеження, умови експлуатації, подолати об'єктивну обмеженість інформації особливо при прийнятті проектних рішень на початковій стадії проектування. Задача проектування судна може бути зведена до задачі оптимізації характеристик судна по одному або декільком вибраним критеріям. В якості критеріїв зазвичай можуть бути використані економічні або комплексні технічні параметри [1]. Тоді

після формування математичної моделі судна, що враховує в явному вигляді зазначені критерії, формується завдання мінімізації певних обраних критеріїв і визначення характеристик судна. Рішення такого завдання залежить від виду рівнянь і може бути виконано відомими чисельними методами [2, 3, 4].

Актуальність. Проблема визначення основних характеристик судна на початковому етапі проектування ускладнюється браком інформації, необхідної для прийняття обґрунтованих проектних рішень. Одним із шляхів, які дозволяють отримати відсутню інформацію про характеристики судна, є спосіб проектування за прототипом. Вибір прототипу або декількох найбільш прийнятних прототипів зазвичай здійснюється експертом або групою експертів на підставі наявного досвіду, знань, доступної інформації з об'єкту, який викликає зацікавленість. Як наслідок, вибір експерта базується на суб'єктивній оцінці оптимальності обраних характеристик. Спроби з'ясувати ці оптимальні якості і характеристики простим порівнянням технічних параметрів суден, як правило, не призводять до успішних результатів через дуже складну структуру взаємного впливу цих параметрів. Тому актуальною задачею для з'ясування зв'язку досліджуваних характеристик буде використання математичних методів обробки статистичних даних. Очікуваним результатом такої обробки має бути розподілення вибірки суден по групах за комплексами значень їх відносних параметрів. Метод групування, що ґрунтується на переліку комбінацій значень параметрів, не є раціональним. Кількість комбінацій комплексів цих параметрів підкоряється закону $\prod_{k=1}^N k_n$, де n – це кількість параметрів, а k_n – кількість інтервалів значень n -го

параметра та погано піддається огляду і систематизації. Отже ж, перспективним буде використання методу обробки статистичних даних, який дозволить зменшити кількість параметрів, за значеннями яких можна провести оглядне групування суден з близькими технічними та експлуатаційними характеристиками. Одним з таких методів є метод факторного аналізу, за яким можна дослідити фактори – мультиплікативні комплекси характеристик судна, за значеннями яких і провести групування суден, близьких за технічними та експлуатаційними характеристиками..

Робоча гіпотеза дослідження. При проектуванні за прототипом доцільно використовувати дані успішних проектів сторонніх проектувальників. Передбачається, що кожен з варіантів спроектований таким чином, що деякі експлуатаційні якості і/або економічні характеристики (наразі невідомі, в силу відсутності інформації) судна оптимальні. Спроби з'ясувати ці оптимальні якості і характеристики простим порівнянням технічних параметрів суден, як правило, не приводять до успішних результатів через дуже складну структуру взаємного впливу цих параметрів. Таким чином, напрям дослідження базується на логічному припущенні, що оптимальність характеристик судна присутня прихованим чином і укладена в комбінації технічних параметрів судна – визначальних факторах. Факторний аналіз дозволяє визначити ці фактори, та по їх значенням можна провести групування суден з вибірки. За логікою висунутої гіпотези, об'єм групи визначається успішністю проектів: чим успішніший проект, тим більше суден побудовано за ним, чи за близьким проектом. Тому на першому етапі проектування поставлено завдання щодо виявлення цих визначальних факторів в результаті аналізу статистичних даних характеристик суден подібного типу.

Задача визначення параметрів проектного судна в першому наближенні формулюється наступним чином:

- на першому етапі в результаті аналізу статистичних даних суден-прототипів знайти такі комбінації спостережуваних параметрів, які дозволяють виявити характеристики і якості судна, яке проектується, оптимальні в певному сенсі;

- другий етап пов'язаний з предметним аналізом (групуванням суден за значеннями знайдених факторів) та інтерпретацією знайдених комбінацій-факторів.

Завдання ускладнюється ще й тим, що отримання вичерпної інформації з характеристик суден, таких як теоретичні креслення, криві елементів теоретичного креслення і т.п., іноді неможливо в силу комерційних чи інших обмежень. Важливе значення наявності достовірної бази знань по суднам зазначено в [5].

В якості об'єктів дослідження для проведення аналізу були обрані характеристики 32 існуючих суден для перевезення масових вантажів навалом - балкерів, які за зростанням значення дедвейту розділяються на такі основні класи: HANDYSIZE, HANDYMAX, SUPRAMAX, PANAMAX, KAMSARMAX (larger-size Panamax bulk carrier), POST-PANAMAX та CAPESIZE. Для створення вибіркової групи

частково використані дані роботи [6]. В таблиці присутні також балкари інших типів. Ці типи походять від назв портів (KAMSARMAX (larger-size Panamax bulk carrier), DUNKIRKMAX) навігаційні обмеження яких пов'язані з характеристиками суден.

Предметом дослідження є структура взаємообумовленості технічних параметрів суден, що визначає їх експлуатаційні якості. До статистичної обробки прийняті безрозмірні параметри суден вибірки:

$$X_1 = \frac{L}{B}; X_2 = \frac{B}{H}; X_3 = \frac{D_b}{\rho L B T}; X_4 = \frac{D_b}{\rho L B H}; X_5 = \frac{D_b - D_n}{D_b}; X_6 = \sqrt{\frac{\rho}{D_b}} \frac{V}{\sqrt{g}}; X_7 = \frac{P}{g D_b V}$$

Тут L, B, H, T – довжина, ширина, висота борту і середнє заглиблення судна відповідно, м.; D_b – масова водомісткість судна при повному завантаженні, т; D_n – вага порожнього судна, т.; P – загальна потужність головної пропульсивної установки, кВт.; V – максимальна швидкість, вуз.; $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ – гравітаційна константа; $\rho = 1024 \text{ кг/м}^3$ – щільність морської води.

Метод факторного аналізу використовують для визначення факторів F_j що впливають на значення параметрів X_i у разі їх лінійного зв'язку виду

$$X_i = \sum_j b_{ij} F_j, i = 1, n.; \quad F_j = \sum_i a_{ji} X_i, j = 1, n., \quad \|a_{ji}\| = \|b_{ij}\|^{-1}. \quad (1)$$

Подальше введені позначення X_i для технічних характеристик суден з вибірки, та F_j для факторів, що впливають на їх вибір в проекті кожного судна. Виходячи із сенсу факторів F_j , вони мають бути комплексами технічних характеристик та відповідати основному принципу теорії розмінностей, тобто $F_j = \prod_i X_i^{a_{ji}}, j = 1, n.$. Для переходу від мультиплікативній форми залежності F_j від X_i до форми (1), до обробки замість X_i прийняті параметри $Y_i = \ln(X_i)$,

$$Y_i = \sum_j b_{ij} F_j, i = 1, n.; \quad F_j = \sum_i a_{ji} Y_i, j = 1, n., \quad \|a_{ji}\| = \|b_{ij}\|^{-1}. \quad (2)$$

Для зручності викладу позначимо через $\|Y_{ij}\|_{n \times N}$ матрицю значень параметрів Y_i для вибірки довжини N , через $\|b_{ij}\|_{n \times n}$ матрицю факторних ваг, $\|a_{ji}\|_{n \times n} = \|b_{ij}\|_{n \times n}^{-1}$, через $\|F_{jl}\|_{n \times N}$ матрицю N значень n факторів. Кореляційна матриця параметрів $Y_i = (Y_{im})$, $m = 1, N$, де N довжина вибірки, розраховується за формулою $K_Y = \frac{\|Y_{jl}\| \cdot \|Y_{jl}\|^T}{N-1} = \|b\| \cdot \frac{\|F_{jl}\| \cdot \|F_{jl}\|^T}{N-1} \|b\|^T = \|b\| \cdot K_F \|b\|^T$. Використання методу головних компонент передбачає статистичну незалежність факторів $F_j = (F_{jm})$, тобто, накладаючи на фактори обмеження незалежності, $K_F = \left\| \frac{(F_j, F_k)}{N-1} \right\|$

матиме діагональний вигляд. Тоді матриця K_Y матиме вигляд $K_Y = \|b\| \cdot \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \lambda_n \end{bmatrix} \cdot \|b\|^{-1}$. У термінах статистики діагональні елементи матриці $K_F = \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \lambda_n \end{bmatrix}$ є дисперсії факторів F_j .

Упорядкування власних значень матриці K_Y за величиною від більшого до меншого визначає значимість впливу кожного фактора на параметри судна: чим більше власне значення λ_j , тобто дисперсія фактора F_j , тим він інтенсивніше впливає на значення параметра Y_i в статистичній залежності. Методи статистичної оцінки значущості цього впливу дозволяють не брати до уваги фактори що слабо проявляються, і тим спростити та зробити доступним для огляду предметний аналіз вибірки суден. Однак це спрощення пов'язане з втратою інформації. Якщо ж всі власні значення мають порівнянні величини, то враховувати доводиться всю їх сукупність. Щоб не втрачати інформації і не відкидати чинники з малими значеннями дисперсій (їм відповідають малі значення власних чисел матриці K_Y), будемо вважати, що система факторів F_j ще й нормована. Тоді отримуємо

канонічну форму $K_Y = \|b_{ij}\| \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sqrt{\lambda_j} & & & \\ & \sqrt{\lambda_j} & & \\ & & \sqrt{\lambda_j} & \\ & & & \sqrt{\lambda_j} \end{bmatrix} \cdot \|b_{ij}\|^{-1}$. Таким чином, $\|a_{ji}\| = \|\sqrt{\lambda_j}\| \|b_{ij}\|^{-1}$ і можна

користуватися (2) для обчислення факторів. Щоб все ж мати можливість спростити систему за рахунок зменшення факторів необхідно обчислити кореляційну матрицю

$K_{FY} = \|k_{ij}\| = \frac{\|a_{ik}\| \cdot \|Y_{kl}\| \cdot \|Y_{kl}\|^T}{N-1}$. Оцінку значущості значень елементів кореляції проводять за t-

критерієм Стюдента з вірогідністю, наприклад, 5%: $\frac{|k_{ij} \sqrt{N-2}|}{\sqrt{1-k_{ij}^2}} > 2.8$. Для більшої наочності

результати значущості заносяться в матрицю інцидентності $IK_{FY} = \|\gamma_{ij}\|$: якщо нерівність виконується, то вважають кореляцію k_{ij} параметра Y_i і фактора F_j не нульовою і $\gamma_{ij} = 1$, якщо не виконується, то вважають, що параметри Y_i і фактор F_j статистично незалежні і $\gamma_{ij} = 0$. І тому, в розкладанні (2) слід прийняти нову матрицю $\|\alpha_{ij}^*\| = \|\alpha_{ij}\| \cdot \|\gamma_{ij}\|$.

Знайдені значення факторів для суден дозволяють зробити їх угруповання. Метод цього угруповання полягає в наступних кроках: задати інтервали зміни значень обраних факторів; згрупувати судна вибірки за сукупними значеннями факторів; вибрати найбільш численні

групи і помітити для них інтервали значень факторів (численність в групі свідчить про спільну для суден групи не проявлену якість); якщо m - число прийнятих факторів, а n - число параметрів, і $n > m$, то з n невідомих величин буде лише $(n-m)$ незалежних, інші зв'язані співвідношеннями (2) для факторів з прийнятими значеннями. Незалежні параметри вибираються за результатами предметного дослідження, а залежні, в силу необхідності, будуть визначатися таким чином, що забезпечать деяку оптимальну якість судна.

По результатах факторного аналізу параметрів вибірки суден отримана матриця коефіцієнтів $\|\alpha_{ij}^*\|$ і, відповідно, вирази для факторів F_j :

$$\|\alpha_{ij}^*\| = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,83 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,91 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0,24 \\ 0,41 & 0 & -0,11 & 0 & -0,52 & -0,3 & 0,22 \\ 0 & 0 & 0 & 0,2 & 0,22 & -0,25 & 0 \\ 0 & -0,2 & 0 & -0,07 & 0,014 & -0,25 & 0 \\ -0,07 & -0,1 & 0,09 & 0,21 & -0,07 & 0,007 & -0,008 \end{pmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} F_1 &= \text{Ln}(X_7^{-0,83}); \quad F_2 = \text{Ln}(X_7^{-0,91}); \quad F_3 = \text{Ln}(X_7^{-0,24}); \quad F_4 = \text{Ln}(X_1^{0,41} X_3^{-0,11} X_5^{-0,52} X_6^{-0,3} X_7^{0,22}); \\ F_5 &= \text{Ln}(X_4^{0,2} X_5^{0,22} X_6^{-0,25}); \quad F_6 = \text{Ln}(X_2^{-0,2} X_4^{-0,07} X_5^{0,04} X_6^{-0,25}); \quad F_7 = \text{Ln}(X_1^{-0,07} X_2^{-0,1} X_3^{0,09} X_4^{0,21} X_5^{-0,07} X_6^{-0,007} X_7^{-0,008}) \end{aligned} \quad (4)$$

З (3) та (4) видно, що при обранні мінімальній кількості факторів найбільш інформативним

буде вибір факторів F_4, F_6, F_7 , або, F_5, F_6, F_7 . Наприклад по параметрах $X_3 = \frac{D_b}{\rho L B T}; X_5 = \frac{D_b - D_n}{D_b};$

$X_6 = \sqrt{\frac{\rho}{D_b}} \frac{V}{\sqrt{g}}; X_7 = \frac{P}{g D_b V}$, які визначаються із технічного завдання, можна визначити

геометричні характеристики $\frac{L}{B}, \frac{B}{H}, \frac{D_b}{\rho L B H}$. По значеннях цих факторів проведено групування

суден з виборці. Предметний аналіз характеристик суден у групах має підтвердити прийняту в роботі гіпотезу, що судна з близькими значеннями факторів мають схожі експлуатаційні характеристики, не зважаючи на різні розміри та геометричні коефіцієнти. Нажаль, за обмеженням інформації про експлуатаційні якості суден, з комерційних міркувань, з відкритих джерел можна визначити тип, рік, країну та верф, де судно будувалося. Ця інформація може бути добрим орієнтиром на початкових стадіях проектування, так як в кожному конструкторському бюро «з історією» напрацьовані методи проектування, свій почерк втілення успішних проектів. Гіпотеза полягає в тому, що оцей почерк, експертні навички конструкторів, неявним чином відображаються у факторах, отриманих у результаті аналізу.

З таблиці 1 можна встановити інтервали значень факторів, які виділяють групи суден.

В даних по суднам бракує інформації щодо питомої вантажомісткості, від якої залежать потрібні обсяги вантажних приміщень. Тому введемо незалежний параметр $C = LBH / dw$, який характеризує відношення кубічного модуля LBH до дедвейту dw і є певним наближенням до питомої вантажомісткості. Цей параметр не був використаний в процесі статистичної обробки вхідних даних.

Розглянемо найбільш повні групи. Групування суден 9,19,26,27,28,29 представляє балкери класу Panamax.

Таблиця 1 – Групування балкерів за значеннями факторів F_5, F_6, F_7

Інтервали фактора F_5	Інтервали фактора F_6	Інтервали фактора F_7				
		-0,279÷ -0,267	-0,267÷ -0,256	-0,256÷ -0,244	-0,244÷ -0,232	-0,232÷ -0,221
0,068÷0,090	0,126÷0,143	2	1,17	3		
	0,143÷0,159					
	0,159÷0,176			16		
	0,176÷0,193					
	0,193÷0,209					
0,09÷0,113	0,126÷0,143					
	0,143÷0,159		21			
	0,159÷0,176			4,5		
	0,176÷0,193			7		
	0,193÷0,209					
0,113÷0,135	0,126÷0,143					
	0,143÷0,159			18		
	0,159÷0,176	11	13,22		8	6
	0,176÷0,193					
	0,193÷0,209					
0,135÷0,157	0,126÷0,143					
	0,143÷0,159					
	0,159÷0,176					
	0,176÷0,193		25	12,30		
	0,193÷0,209			9,19,26,27, 28,29	10,23,24	
0,157÷0,179	0,126÷0,143					
	0,143÷0,159					
	0,159÷0,176	15	31			
	0,176÷0,193		20		14	
	0,193÷0,209			32		

Дані по суднам цієї групи наведені в таблиці 2. Всі судна побудовані на великих державних або приватних підприємствах які є лідерами своєї отрасли. Так Hudong-Zhonghua Shipbuilding (Group) Co., Ltd. – державне підприємство яке входить до складу China Shipbuilding Group Corporation (CSSC). CSBC - "Тайванська міжнародна суднобудівна корпорація" - компанія, яка виробляє кораблі для цивільного та військового використання. Imabari shipbuilding - найкрупніша японська суднобудівна компанія, третій за величиною виробник суден у світі після Hyundai Heavy Industries і Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering, займає 6,6 % світового ринку. Sasebo heavy industries - одна з восьми японських компаній, що виконують військові замовлення, та спеціалізується на побудові великотоннажних суден.

Судна розділилися на дві підгрупи за значеннями коефіцієнту C : 19,26,28 (1,754÷1,782) та 9,27,29 (1,815÷1,824) що універсальний характер суден цієї групи.

Таблиця 2 – Дані групи балкерів 9,19,26,27,28,29 з вибірки

№ судна у виборці	Клас	Рік побудови	Будівник	Значення к-ту C м³/т
9	Panamax	2008	Hudong-Zhonghua Shipbuilding (Group) Co., Ltd., China	1,824
19	Panamax	2004	CSBC, Taiwan	1,754
26	Panamax	2007	Imabari shipbuilding, Japan	1,782
27	Panamax	2007	Sasebo heavy industries, Japan	1,815

28	Panamax/self loaded	2006	Imabari shipbuilding, Japan	1,781
29	Panamax	2000	Hudong-Zhonghua Shipbuilding (Group) Co., Ltd., China	1,824

Групування суден 10,23,24 представляє балкери класу Kamsarmax. Всі судна даної групи побудовані китайськими суднобудівниками. Дані по суднам цієї групи наведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Дані групи балкерів 10,23,24 з вибірки

№ судна у виборці	Клас	Рік побудови	Будівник	Значення к-ту $C_{m^3/t}$
10	Kamsarmax	2008	New Century Shipbuilding Jingjiang, China	1,828
23	Kamsarmax	2004	Jes international - Jingjiang, China	1,826
24	Kamsarmax	2007	Jiangsu New Yangzi Shipbuilding, China	1,774

Для всіх розглянутих груп суден введемо припущення, що проекти суден створені компаніями-будівельниками. Це припущення тим правильніше, чим більшою і впливовішою в галузі є компанія /корпорація. В подальшому до даних дослідження планується додати точну інформацію про розробників проектів.

Таким чином, групування за значеннями отриманих факторів дозволило дещо систематизувати різномірну інформацію, принаймні стосовно конструктивних типів суден, їх деяких характеристик та компаній-будівельників. Орієнтуючись на успішність обраного судна, при проектуванні слід обирати характеристики судна, що визначаються значеннями обраних факторів.

Алгоритм застосування методу факторного аналізу для вибору характеристик судна на початковому етапі проектування полягає у наступних кроках. За однією з таблиць угруповань суден за значеннями факторів необхідно вибрати групу суден. Попереднє вивчення характеристик суден в групах має сприяти цьому вибору. Мова йде про аналіз дедвейту, питомого вантажного обсягу, коефіцієнту утилізації по дедвейту та інших характеристик судна. На групи приналежності суден, як маркер, покажуть розглянуті фактори (або групи факторів), значення яких змінюються в вузьких межах. Наприклад, по таблиці 1 угруповання за значеннями факторів F_5, F_6, F_7 встановлена група суден одного типу, для якої значення факторів лежать в межах $0.135 \leq F_5 \leq 0.157$, $0.193 \leq F_6 \leq 0.209$, $-0.255 \leq F_7 \leq -0.244$. Це судна: 9, 19, 26, 27, 28, 29. Для цієї групи суден формулюється система нерівностей щодо безрозмірних параметрів (5). Чотири з семи параметрів системи незалежні. Наприклад, незалежними можна вибрати геометричні характеристики $\frac{L}{B}, \frac{B}{H}, \frac{D_b}{\rho LBH}, \frac{D_b}{\rho LBT}$, такі як у будь якого судна з обраної групи.

Тоді допустимі значення відносних потужності $\frac{P}{gD_bV}$, швидкості $\sqrt[6]{\frac{\rho}{D_b} \frac{V}{\sqrt{g}}}$ і характеристики вантажомісткості $\frac{D_b - D_n}{D_b}$ визначаються з системи нерівностей,

$$\begin{aligned} e^{0.135} \leq (X_4^{0.2} X_5^{0.22} X_6^{-0.25}) \leq e^{0.157}; \quad e^{0.19} \leq (X_2^{-0.2} X_4^{-0.07} X_5^{0.04} X_6^{-0.25}) \leq e^{0.21}; \\ e^{-0.255} \leq (X_1^{-0.07} X_2^{-0.1} X_3^{0.09} X_4^{0.21} X_5^{-0.07} X_6^{-0.007} X_7^{-0.008}) \leq e^{-0.244} \end{aligned} \quad (5)$$

де X_i визначені вище у тексті. Також, незалежними можна вибрати, наприклад, $\frac{P}{gD_bV}$, $\sqrt[6]{\frac{\rho}{D_b} \frac{V}{\sqrt{g}}}$, $\frac{D_b - D_n}{D_b}$, $\frac{D_b}{\rho LBT}$. Тоді з системи нерівностей визначаються значення $\frac{L}{B}$, $\frac{B}{H}$, $\frac{D_b}{\rho LBH}$ так, що спроектоване судно належить тому же типу, що і судна з обраної групи.

Таблиця 4. Чисельна перевірка роботи алгоритму

0.135 ≤ F ₅ ≤ 0.157, 0.193 ≤ F ₆ ≤ 0.209, -0.255 ≤ F ₇ ≤ -0.244										
№ судна	Дані							Розрахунок		
	$\frac{L}{B}$	$\frac{B}{H}$	$\frac{D_b}{\rho LBT}$	$\frac{D_b}{\rho LBH}$	$\frac{D_b - D_n}{D_b}$	$\sqrt[6]{\frac{\rho}{D_b} \frac{V}{\sqrt{g}}}$	$\frac{P}{gD_bV}$	$\frac{D_b - D_n}{D_b}$	$\sqrt[6]{\frac{\rho}{D_b} \frac{V}{\sqrt{g}}}$	$\frac{P}{gD_bV}$
9	6,727	1,646	0,855	0,620	0,864	0,346	7,52*10 ⁻⁴	0,841	0,338	7,95*10 ⁻⁴
19	6,727	1,654	0,874	0,632	0,881	0,346	8,24*10 ⁻⁴	0,869	0,350	8,29*10 ⁻⁴
26	6,727	1,654	0,856	0,621	0,882	0,347	8,66*10 ⁻⁴	0,839	0,338	8,62*10 ⁻⁴
27	6,770	1,626	0,855	0,614	0,876	0,346	7,69*10 ⁻⁴	0,866	0,344	7,68*10 ⁻⁴
28	6,727	1,654	0,857	0,622	0,882	0,347	8,65*10 ⁻⁴	0,881	0,339	9,05*10 ⁻⁴
29	6,726	1,646	0,859	0,625	0,856	0,346	8,04*10 ⁻⁴	0,831	0,337	7,96*10 ⁻⁴

Висновки. Тестовий розрахунок не спростував гіпотезу про існування неформалізованих алгоритмів проектування, оснований на власному досвіді експертів. Аналіз даних, що отримані за розробленою методикою, показує, що судна відомих та досвідчених розробників групуються за значенням комплексів факторів, що не суперечить висунутій вище гіпотези про наявність успішних алгоритмів, якими користуються розробники проектів суден. У випадку коли конструкторське бюро не має свого оригінального алгоритму визначення основних характеристик спроектованого судна на початковому етапі проектування або немає доступу до існуючих алгоритмів, використання описаної методики факторного аналізу має допомогти з визначенням основних факторів які впливають на якість проектування. Далі можливо застосування більш тонких механізмів оптимізації проекту за обраними економічними та технічними параметрами.

REFERENCES

- [1] А.Н. Вашедченко. Автоматизированное проектирование судов. «Судостроение», Л., 1985, 160 с.
- [2] В.А. Некрасов, Н.Н. Кабанова Задача функционирования судна, эксплуатирующегося на незакрепленных линиях перевозок, в проблеме его проектирования // НУК, Сборник научных трудов НУК, №6 (423), 2008 с. 35-40
- [3] Н.Н. Кабанова. Решение стохастической задачи оптимизации характеристик трапового судна // Вестник ОНМУ №34, 2012 с. 172 – 183
- [4] М.Э. Францев Использование численных методов при реализации задачи параметрического проектирования композитного промышленного судна для прибрежного лова // Судостроение, №4, 2014, с. 30 - 34

- [5] М.Э. Францев Проектное обоснование оптимальных сочетаний характеристик массы, мощности и скорости для скоростных судов из композитов методами анализа баз данных // Транспортное строительство №3, 2010 с.53-59
- [6] Ю. М. Ларкин, А. Ф. Онищенко Особенности проектирования балкеров // Вісник Одеського національного морського університету. - 2015. - Вип. 3. - С. 219-228.
- [7] А.Н. Пинский. Использование статистических методов в алгоритмах автоматизированной системы проектирования. //Вопросы судостроения. Серия «Проектирование», 1977, вып. 13, с.131-140
- [8] В.М. Жуковская, И.Б. Мучник. Факторный анализ в социально-экономических исследованиях. М.: «Статистика», 1976, 153 с.
- [9] Дж.-О. Ким, Ч.У. Мюллер, У.Р. Клекка, М.С. Олдендерфер, Р.К. Блешфилд. Факторный, дискриминантный и кластерный анализ. М.: «Финансы и статистика», 1989, - 216 с.
- [10] Факторный анализ как статистический метод, Лоули Д., Максвелл А., М: Мир, 1967. - 144 с.

Oleksandr Demidiuk, Michail Kosoy, Anastasiia Zaiets

Determination of the main characteristics of bulkers using factor analysis

Annotation. *The importance and relevance of the task of determining the main characteristics of medium- and large-tonnage bulk carriers is shown. The purpose of the research is to determine the main characteristics of the ship by the factor analysis of statistical data and to develop an algorithm for use. The results of calculations according to the proposed method are presented.*

Keywords: *ship design, initial design stage, bulk carrier characteristics, factor analysis principal components methodology.*

УДК 629.5

RESEARCH ON EMISSIONS FROM SHIPBOARD PHOTOVOLTAIC SYSTEMS UNDER CHANGES IN ACTUAL PHOTOVOLTAIC OUTPUT POWER

Song Xin

Colloge of Ocean Science and Engineering, Shandong University of Science and Technology

Qingdao, Shandong, China

songxin@sdust.edu.cn

Annotation: *This article conducts research on the emissions of ship auxiliary equipment in ship power photovoltaic systems under different irradiation intensities. By comparing the emissions with those of ship auxiliary equipment in ship power photovoltaic systems under constant power input, suggestions are provided for the operation of ship power photovoltaic systems.*

Key words : *ship power photovoltaic system ; emissions.*

1 Introduction. In the face of the energy crisis and environmental problems, the shipping industry has successively taken various measures to save energy and reduce emissions. However, due to technical and other reasons, it is difficult to meet the development of the global economy by continuing research on traditional energy. Therefore, in order to protect the ecological environment, reduce the loss of non renewable energy sources, and meet the increasingly rapid global economic development, renewable new energy must be developed and utilized. Among new renewable energy sources, solar energy has the characteristics of wide distribution, easy access, and no environmental pollution. In addition, it is inexhaustible and has become a focus of research in various countries [1]. And solar photovoltaic power generation technology has become the fastest developing new clean energy technology in the field of renewable energy, following wind power and hydropower, due to its zero emissions, no noise pollution, and no ecological impact during the power generation process[2]. The application of solar energy on ships has become the most important solution and inevitable trend for energy conservation and emission reduction in the shipbuilding industry, and the development of green ships [3].

China Classification Society [4] published Guidelines for NOx Emission Test and Inspection of Marine Diesel Engine in 2000 to regulate the emission test of marine diesel engine. And three commonly used methods for determining the exhaust mass or volume flow rate of diesel engines were specified, namely direct measurement of exhaust flow rate, air and fuel measurement method, and calculation method. Due to the difficulty of direct measurement and the presence of significant human error, the first two methods are not often used in actual measurement. Generally, the calculation method is used to measure the concentration and fuel consumption rate of each component in the exhaust, and then calculate the exhaust flow rate [5-8].

2 Calculation of Emissions from Ship Electric Photovoltaic Systems under Different Irradiation Intensities

The output power P_{solar} of the photovoltaic system is shown in formula (1-1):

$$P_{solar} = S_{PV} G_{PV} \eta_{PV} K_{PV} \quad (1-1)$$

Where S_{PV} represents the area of the photovoltaic array, in square meters; G_{PV} represents the irradiation intensity received by the photovoltaic array, in kW/m²; η_{PV} represents the conversion efficiency of the component, which is taken as 0.19 in this article; K_{PV} represents the overall correction coefficient, including line correction coefficient, inverter efficiency, photovoltaic array tilt angle correction coefficient, etc., which is taken as 0.89 in this article.

The relationship between the emissions of diesel engines generated by photovoltaic systems and the power of the introduced photovoltaic system during grid connection with the ship's power grid is shown in equations (1-2) for the emissions of ship auxiliary engines in the ship's photovoltaic system.

$$E_A = \frac{\frac{P_d - P_s}{\eta_s} + P_L}{\eta} \times A_A \times EF_A \times FCF \times CF \times LLA \quad (1-2)$$

In the formula: E_A is the emission amount of ship auxiliary equipment emissions in the ship's electricity photovoltaic system. Equation (1-2) can well reflect the relationship between the

photovoltaic system power and the emissions of ship auxiliary equipment in the ship power photovoltaic system when the photovoltaic system is connected to the ship power grid for operation.

The calculation formula for the emissions of ship auxiliary equipment in the ship electricity photovoltaic system is shown in equation (1-3) by incorporating formula (1-1) into formula (1-2):

$$E_A = \frac{\frac{P_d - S_{PV} G_{PV} \eta_{PV} K_{PV}}{\eta_s} + P_L}{\eta} \times A_A \times EF_A \times FCF \times CF \times LLA \quad (1-3)$$

According to formulas 1-3, the emissions of various emissions from ship auxiliary equipment in the ship electricity photovoltaic system under different irradiation intensities can be calculated. The irradiation intensity was collected by an irradiation intensity meter to obtain the irradiation intensity between 9 and 17 points. The average irradiation intensity per hour was obtained through data processing, as shown in Table 1-1.

Table 1-1 Average irradiation intensity per hour

Measurement time	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00
Average irradiation intensity (W/m ²)	200.03	372.29	685.82	772.64	843.50	777.15	684.48	498.95	151.5

From Table 1-1, it can be seen that the average irradiation intensity at 9:00 am is relatively small, and gradually increases with time. By 13:00, the average irradiation intensity reaches its maximum value of one day, and then gradually decreases with time.

According to the radiation intensity measured in Table 1-1, the emissions of various emissions from the ship's auxiliary equipment in the ship's electrical photovoltaic system during normal navigation from 9:00 to 17:00 within a day are calculated as shown in Table 1-2.

Table 1-2 Emissions of Various Emissions per Hour

Emissions	Measurement time									
	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	overall
CO(g)	755.7	725.5	670.5	655.3	642.9	654.5	670.8	703.3	764.2	6242.7
CO ₂ (g)	46920 0	45050 0	41630 0	40690 0	39920 0	40640 0	41650 0	43670 0	47450 0	3876200
NO _x (g)	7695	7387	6827	6672	6546	6664	6830	7161	7781	63563
SO _x (g)	8450	8113	7498	7328	7189	7319	7501	7864	8545	69807
HC(g)	274.8	263.8	243.8	238.3	233.8	238.0	243.9	255.7	277.9	2270
PM _{2.5} (g)	824.4	791.5	731.5	714.9	701.3	714.0	731.8	767.2	833.7	6810

3 Calculation of Emissions from Ship Electricity Photovoltaic System under Constant Power Input

The total capacity of the photovoltaic system installed on the "COSCO Tengfei" ship is 143.1kWp. Calculated based on 30%, 40%, 50%, 60%, 70%, and 80% of the total capacity of the photovoltaic system, the corresponding input power of the photovoltaic system is 42.93kW, 57.24kW, 71.55kW, 85.86kW, 100.17kW, and 114.48kW. Based on the input power of the photovoltaic system obtained above, simulation calculations were conducted to obtain the emissions of various ship auxiliary engines in the ship's power photovoltaic system during normal navigation from 9:00 to 17:00 within a day, as shown in Table 1-3.

Table 1-3 Emissions of Various Emissions from Ship Auxiliary Engines under Constant Power Input

Input power	Emissions					
	CO(g)	CO ₂ (g)	NO _x (g)	SO _x (g)	HC(g)	PM _{2.5} (g)
42.93kW	6665	4139000	67870	74530	2424	7271
57.24kW	6515	4045000	66330	72850	2369	7107
71.55kW	6364	3952000	64800	71170	2314	6943
85.86kW	6214	3858000	63270	69480	2260	6779
100.17kW	6063	3765000	61740	67800	2205	6615
114.48kW	5913	3671000	60200	66120	2150	6450

According to Tables 1-3, it can be seen that as the input power of the photovoltaic system increases, the emissions of various marine auxiliary equipment in the shipboard photovoltaic system decrease.

4 Comparative analysis

According to the calculation results of the above two input methods, it can be found that under the measurement of irradiation intensity, the emissions of ship auxiliary equipment in the ship's electricity photovoltaic system are more than those under 30%, 40%, and 50% photovoltaic capacity, and less than those under 70% and 80% photovoltaic capacity, which is very close to the emissions of ship auxiliary equipment in the ship's electricity photovoltaic system under 60% photovoltaic capacity. This indicates that under the current measurement of irradiation intensity, the emission reduction effect of ship electrical photovoltaic system ship auxiliary equipment is almost the same as that of ship electrical photovoltaic system ship auxiliary equipment under 60% photovoltaic capacity. Under the current measurement of irradiation intensity, if the required photovoltaic system power is greater than 70% of the total photovoltaic capacity, it is necessary to supplement the power of the ship's power grid, thereby increasing the emissions of ship auxiliary equipment from the ship's photovoltaic system. Under the current measurement of irradiation

intensity, if the required photovoltaic system power is less than 50% of the total photovoltaic capacity, the required auxiliary power of the ship will be reduced, thereby reducing the emissions of the ship's auxiliary equipment from the ship's photovoltaic system.

REFERENCES

- [1] Luo YJ , He ZN , Wang CG. Solar energy utilization technology [M]. Beijing: Chemical Industry Press , 2006.
- [2] Ma N. Overview and Development Prospects of Solar Photovoltaic Power Generation [J]. Solar Photovoltaic Power Generation Technology Album , 2011 , 5(2) : 25-28.
- [3] Yan XP. Progress and Prospects of the Application of New Energy in Ships [J]. Marine engineering , 2010 , 39(6) : 111-115 .
- [4] CCS. Guidelines for testing and inspection of nitrogen oxide emissions from marine diesel engines [M]. Beijing : People's Communications Publishing House , 2000.
- [5] Ni L. Research on Detection Methods for Exhaust Gas Emissions from Main Engines of Inland Ships [D]. Dalian : Dalian Maritime University , 2017.
- [6] Liu WG , Wang QJ. Analysis of Measurement Techniques for THC Emissions from Marine Diesel Engines [J]. diesel engine , 2003(1) : 30-31.
- [7] Wei TL. Research on Power Measurement Methods for Diesel Engine Emissions in Real Ship Testing [D]. Dalian : Dalian Maritime University , 2002 .
- [8] Zhang YW. Research on Nitrogen Oxides and Emission Characteristics and Emission Calculation Methods for Marine Diesel Engines [D]. Dalian : Dalian Maritime University , 2000.

Song Xin

Дослідження викидів від суднових фотоелектричних систем за зміни фактичної вихідної фотоелектричної потужності

Анотація: У цій статті проведено дослідження викидів суднового допоміжного обладнання в суднових енергетичних фотоелектричних системах за різної інтенсивності опромінення. Шляхом порівняння викидів із викидами допоміжного обладнання суднових фотоелектричних систем електропостачання при постійному споживанні електроенергії надаються пропозиції щодо роботи фотоелектричних систем електроживлення суден.

Ключові слова: фотоелектрична система; викиди.

Секція № 2. ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ СУДЕН, МОРСЬКИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ І ІНЖЕНЕРНИХ СПОРУД

SECTION № 2. DESIGN AND OPERATION OF SHIPS, MARINE FACILITIES AND ENGINEERING STRUCTURES

УДК 629.5.018.71

РОЗВИТОК КОНЦЕПЦІЇ «DYNAPLANE» В ТРИКОРПУСНІЙ ГІДРОДИНАМІЧНІЙ СХЕМІ ГЛІСУЮЧОГО СУДНА

Мороз В.В. канд. техн. наук, стар. наук. співроб.¹, Кочін В.О канд. техн. наук²

Інститут гідромеханіки НАН України; Київ, Україна

¹ E-mail: MorozVV@nas.gov.ua, ² E-mail: KochinVO@nas.gov.ua

Анотація. Наведено результати експериментальних досліджень буксировочного опору схематизованої моделі глісуючого судна в трикорпусній гідродинамічній схемі. Показано, що концепція «Dynaplane» має суттєво менший гідродинамічний опір на великих швидкостях в порівнянні з традиційними гідродинамічними схемами. Отримані результати можуть бути використані при оптимізації гідродинамічної схеми судна типу «Dynaplane» на початкових стадіях його проектування.

Ключові слова: трикорпусна гідродинамічна модель судна; дослідний басейн; буксировочні випробування; гідродинамічний опір.

Глісуючі судна становлять значну частину сучасних швидкісних суден. Задача зменшення гідродинамічного опору глісуючих суден була і залишається актуальною впродовж всього періоду їх розвитку [1]. Одним із поширених способів зменшення гідродинамічного опору вважається створення на днищі глісуючого судна вентиляованої штучної каверни. Як правило, штучна вентиляована каверна на днищі утворюється за поперечним реданом (або системою реданів). Однак таке рішення має низку недоліків. Зокрема, суттєвим чином ускладнюється конструкція корпусу в місці створення редана. Крім цього, цього розміри поперечного редана і довжина вентиляованої каверни взаємопов'язані величини і визначаються для конкретної швидкості судна. Якщо швидкість судна змінюється в широкому діапазоні, то в зареданній зоні утворюються складні хвильові рухи, які в кінцевому результаті ведуть до втрати стійкості руху і збільшення гідродинамічного опору.

З метою розширення діапазону швидкостей та спрощення конструкції корпусу в роботі [2] була запропонована гідродинамічна схема глісуючого судна, яка отримала умовну назву «Dynaplane». Особливістю цієї гідродинамічної схеми є те, що вентиляована каверна на днищі судна утворюється за накладним кавітатором. При цьому конструкція корпусу в місці встановлення кавітатора не має ніяких особливостей. Для утримання корпусу в заданому діапазоні кутів ходового диференту використовується кормове підводне крило. Характерний вигляд глісуючого судна типу «Dynaplane» та його гідродинамічна схема показані на рис.1-а. Гідродинамічна схема «Dynaplane» балансується таким чином, що приблизно 90% підйімальної сили утворюється на корпусі в районі кавітатора, і лише 10% - на підводному

кормовому крилі. Результати експериментальних досліджень [2] свідчать, що застосування гідродинамічної схеми «Dynaplane» дозволяє суттєвим чином зменшити гідродинамічний опір глісуючого судна (див. рис.1-б)

Нажаль, гідродинамічна схема «Dynaplane» має і ряд недоліків. Головний із них пов'язаний з роботою рушійного комплексу: в кормовій частині судна утворюється газо-водяна течія, яка суттєво погіршує роботу рушійного комплексу. Тому доводиться занурювати рушійний комплекс нижче рівня газо-водяної течії так, як це показано на рис.1-а.

Це ускладнює конструкцію рушійного комплексу та веде до збільшення гідродинамічного опору виступаючих частин.

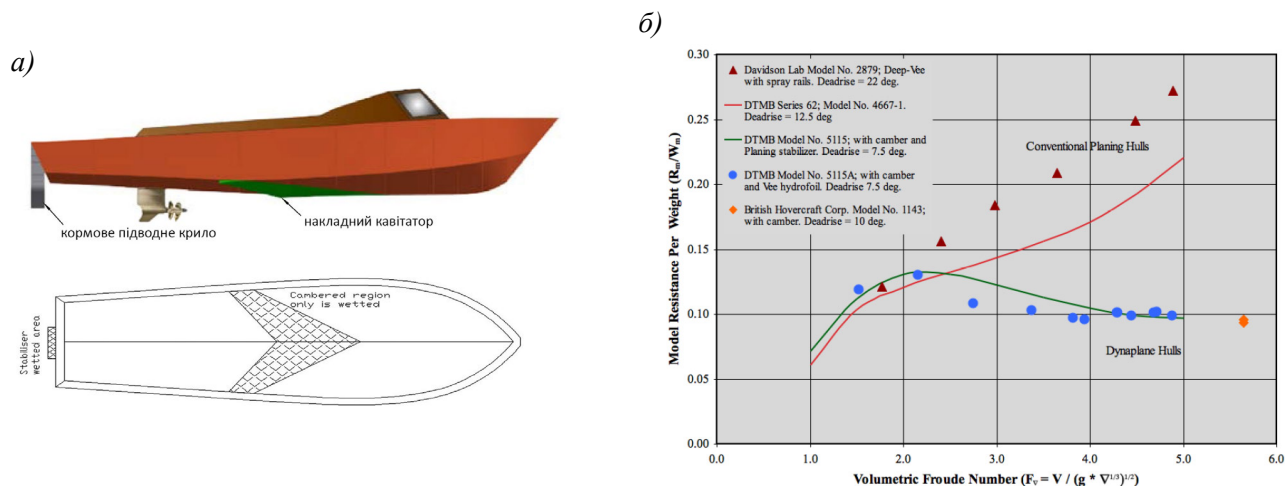


Рисунок 1 - Гідродинамічна схема концептуально судна типу «Dynaplane» (а) та порівняння гідродинамічного опору глісуючих суден різних типів (б) [2].

У цій роботі представлені результати буксировочних випробувань схематизованої моделі трикорпусного глісуючого судна, в гідродинамічній схемі якого була застосована в тому числі і концепція «Dynaplane».

Схематизована модель складалася із основного центрального корпусу і двох бічних корпусів. На центральному та бічних корпусах були змодельовані декілька поперечних реданів. Зовнішній вигляд моделі показано на рис.2-а.

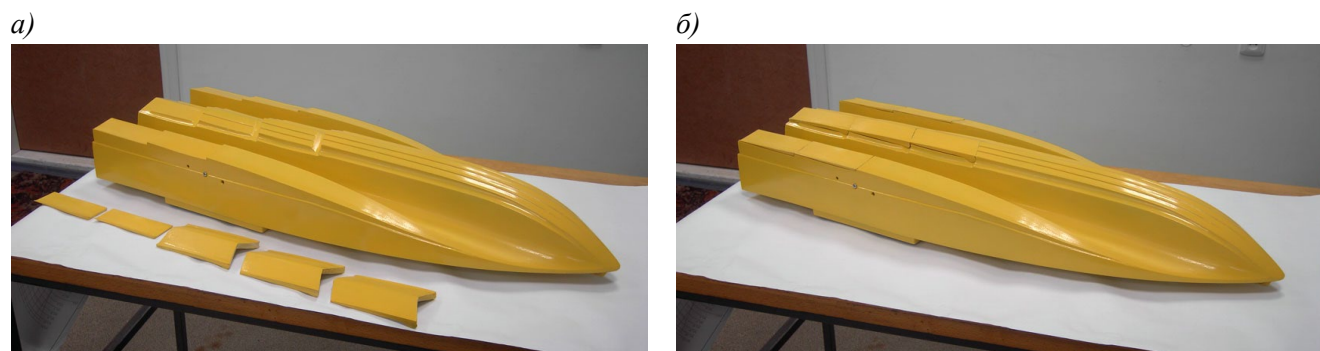


Рисунок 2 - Зовнішній вигляд схематизованої моделі (а) та «базова конфігурація» (б) трикорпусної гідродинамічної схеми глісуючого судна.

До складу схематизованої моделі трикорпусного глісуючого судна входив комплект знімних накладок на поперечні редани, який дозволяв змінювати компоновання корпусу

тримарану. В якості «базової конфігурації» трикорпусної гідродинамічної схеми глісуючого судна прийнято варіант з повністю закритими реданами, тт. з гладкими корпусами.

Концепція «Dynaplane» була відтворена на «базовій конфігурації» шляхом установки кавітатора на центральному корпусі і підтримуючих крил в міжкорпусному просторі (див. рис.3-а). Кавітатор хордою 10 мм був становлений безпосередньо на зовнішню обшивку корпусу під кутом 10 градусів. Для забезпечення вентиляції відривної течії за кавітатором в борти центрального корпусу було вмонтовано вертикальні трубки діаметром 3 мм (див. рис.3-б).

Загальна довжина моделі складала 900 мм, а маса становила 4,5 кг.

Буксирувальні випробування схематизованої моделі було проведено в діапазоні швидкостей від 1,5 до 8,75 м/с.

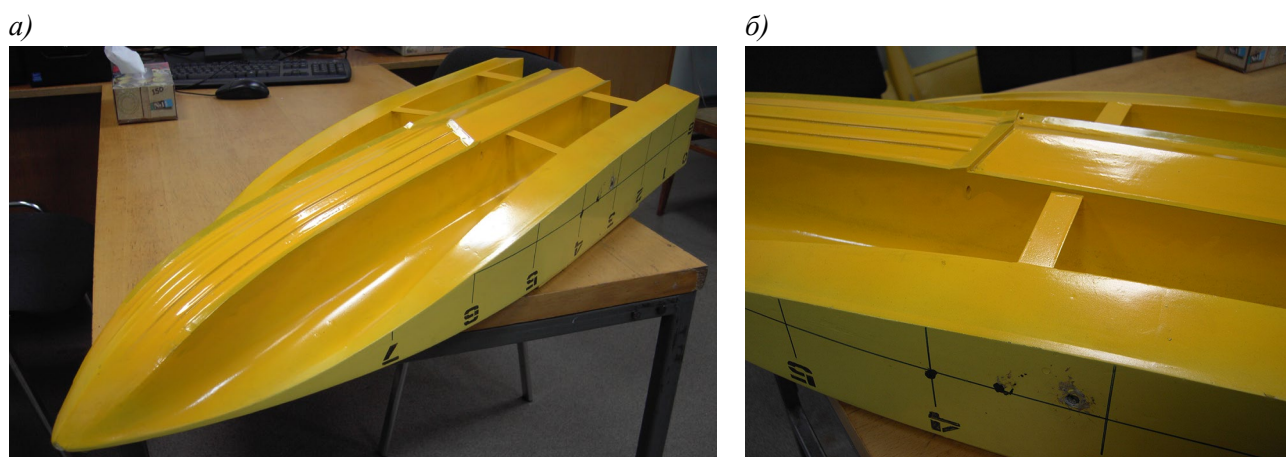


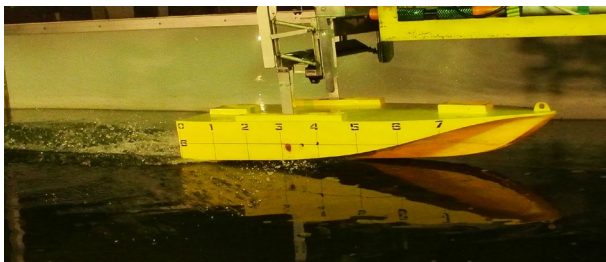
Рисунок 3 - Зовнішній вигляд схематизованої моделі в конфігурації «Dynaplane» (а) та системи вентиляції кавітаційної течії (б).

При проведенні буксирувальних випробувань схематизованої моделі оцінюваним показником була зворотна гідродинамічна якість ε , яка визначалася за формулою $\varepsilon = R/D$ (тут: R – виміряна сила гідродинамічного опору моделі; D - вагова водотоннажність моделі).

Зворотна гідродинамічна якість ε обчислюються залежно від числа Фруда Fr_v , обчисленого за об'ємною водотоннажністю $Fr_v = v / \sqrt{g \sqrt{D/\gamma}}$ (тут v - швидкість буксирування моделі; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжіння; γ - питома вага води в басейні).

На рис.4 наведено зовнішній вигляд моделі в конфігурації «Dynaplane» на ходу (а) та зведені графіки залежності зворотної гідродинамічної якості R/D від числа Фруда Fr_v для різної конфігурацій схематизованої моделі судна (б).

a)



б)

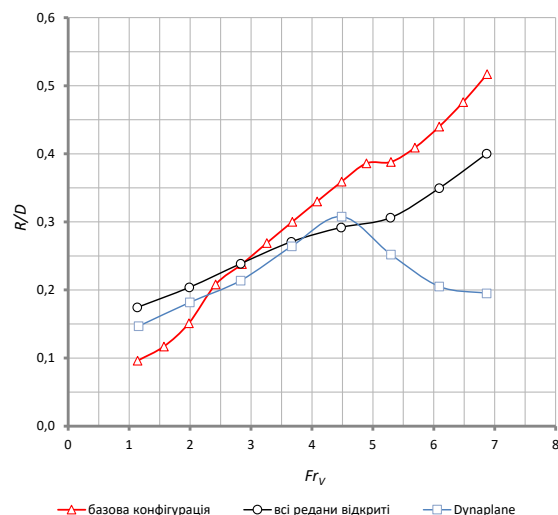


Рисунок 4 - Зовнішній вигляд схематизованої моделі в конфігурації «Dynaplane» (а) та системи вентиляції кавітаційної течії (б).

Звертає на себе увагу те, що суттєве зниження гідродинамічного опору схематизованої моделі в конфігурації «Dynaplane» відбувається при високих швидкостях буксировки $Fr_v > 5$. Це пов'язано з тим, що на високих швидкостях кавітаційна течія охоплює весь центральний корпус, а система крил утримує весь корпус в діапазоні оптимальних кутів ходового диференту. Корпус глісує по поверхні води з мінімальною кількістю бризок і хвиль.

Висновки.

1. Концепція «Dynaplane» може бути застосована в трикорпусній гідродинамічній схемі глісуючого судна. Суттєве зниження буксировочного опору настає на високих швидкостях руху при $Fr_v > 5$.

2. Отримані результати можуть бути використані при оптимізації гідродинамічної схеми судна типу «Dynaplane» на початкових стадіях його проектування.

REFERENCES

- [1] Faltinsen O.M. (2005). *Hydrodynamics of High-Speed Vehicles*. Cambridge, UK: Cambridge University Press
- [2] Clement, E.P., Doctors, L.J., and Hoyt III, J.G., (2007). *The Dynaplane Design for Planing Motorboats*. In: FAST'2007 the 9th Intl. Conf. on Fast Sea Transportation, Shanghai, China, September 2007.

Volodymyr Moroz, Victor Kochin

Development of the "Dynaplane" concept in a three-hull hydrodynamic scheme of a planing vessel

Annotation. The results of experimental studies of the towing resistance of a schematized ship model in a three-hull hydrodynamic scheme are presented. It is shown that the "Dynaplane" concept has a significantly lower hydrodynamic resistance at high speeds in comparison with traditional hydrodynamic schemes. The results obtained can be used in optimizing the hydrodynamic scheme of a vessel of the Dynaplane type at the initial stages of its design.

Keywords: three-hull hydrodynamic ship model; experimental tank; towing tests; hydrodynamic resistance

ВОДНІ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВАНТАЖІВ ЗІ СПЕЦІАЛЬНИМИ ТЕМПЕРАТУРНИМИ УМОВАМИ: ОСОБЛИВОСТІ ПРОЄКТУВАННЯ ІЗОЛЯЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ

¹Казимиренко Ю. О., доктор технічних наук, доцент, професор кафедри матеріалознавства і технології металів; ²Савочкіна В. В., викладач кафедри теорії та проектування суден; ³Давидова П. С., студентка групи 4111; ⁴Задорожний Є. О., студент магістратури, група 5131м

^{1,2,3,4}Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

^{1,2,3,4}м. Миколаїв, Україна

¹yuliia.kazymyrenko@nuos.edu.ua; ²vira.savochkina@nuos.edu.ua;

³polina.davudova03@gmail.com; ⁴za.ev.al.1980@gmail.com

Анотація. Проаналізовано умови перевезення водним транспортом швидкопсувних та охолоджених продуктів, добрив, продуктів садівництва та живих рослин, ліків, біологічних матеріалів, а також речовин, які перевозяться у розігрітому стані. Розглянуто організаційні заходи щодо підвищення ефективності експлуатації суден і судноплавних засобів, що застосовуються для їх транспортування. Розроблено теоретичні передумови проектування ізоляційних конструкцій з композиційних матеріалів, наведено приклади реалізації.

Ключові слова: судна, судноплавні засоби, ізолювання, теплова ізоляція, властивості, конструкції, композиційні матеріали.

Призупинення діяльності портів Чорноморсько-Азовського басейну під час широкомасштабного вторгнення російських військ на територію України призвело до суттєвого скорочення обсягу водних перевезень товарів першої необхідності, зокрема термінових вантажів. Транспортування швидкопсувних та охолоджених продуктів, добрив, продуктів садівництва та живих рослин, ліків, біологічних матеріалів, хімічних і будівельних матеріалів вимагатиме впровадження гнучких форм вантажообігу, що може бути реалізовано шляхом розвитку транспортних систем залізнично-водного сполучення з переобладнанням існуючих малотоннажних суден та судноплавних засобів під перевезення режимних і небезпечних вантажів.

В роботі [1, с. 139-144] авторами проаналізовано фінансові та соціально-екологічні проблеми раціонального вибору логістичних шляхів доставки вантажів різними видами транспорту. За допомогою побудови об'єктно-орієнтованих графів визначено класифікаційні ознаки можливих типів схем. Вирішення задач підвищення оперативності, обґрунтованості та ефективності управлінських робіт з експлуатації засобів транспорту об'єктів залізнично-водного сполучення розглянуто в роботі [2, рр. 40-42]. Автор робіт [3, с. 42-47] і [4, с. 204-208] зосереджує увагу на питаннях міцності суден при завантаженні негабаритними вантажами. В роботі [5, с. 152-157] наводиться узагальнена інформація про температурні умови перевезення певних вантажів та особливості їх перевезення водним транспортом. Поряд з цим, протягом останнього десятиріччя у сучасній науковій літературі не розглядаються питання формування суднових ізоляційних конструкцій, за допомогою яких цінний вантаж зберігається певний час і не втрачає своєї свіжості та властивостей.

Мета роботи: – на підставі аналізу організаційних заходів щодо транспортування вантажів, які потребують спеціальних умов, визначити теоретичні передумови проектування ізоляційних конструкцій з використанням композиційних матеріалів.

Основна частина.

Методологія дослідження. Теоретичними передумовами для досліджень є: основи теорії мікробіологічних ризиків харчових продуктів [6, с. 137-187]; моделі теплообміну у конструкціях різної геометричної форми в умовах природної конвекції [7, с. 149-160] та з урахуванням внутрішніх джерел тепла [8, с. 83-103]; основи кріогенної фізики [9, с. 83-103].

Інформаційну базу досліджень становить сучасний досвід судноплавних компаній щодо транспортування заморожених, охолоджених та розігрітих вантажів, досвід впровадження нових ізоляційних матеріалів у суднобудівних технології, зокрема власний досвід автора [10, 11].

Аналіз властивостей вантажів та організаційних заходів щодо їх транспортування.

Режимні швидкопсувні вантажі, такі як м'ясо та риба, перевозяться як у замороженому, так і у охолодженому стані: саме від технології залежать вартісні показники. Температурно-вологісні режими транспортувань охолодженого м'яса становлять від $(-0,5)$ до $(-1,5)$ °C з коливаннями $\pm 0,25$ °C при відносній вологості 80...85 %, при цьому глибина охолодження – 1-2 см. Термін зберігання охолодженого м'яса не повинен перевищувати 15...17 діб; оптимальний термін зберігання охолодженої риби – 10...12 діб. Такі перевезення здійснюються за допомогою рефрижераторних суден з батарейною системою охолодження при мінімальній вентиляції, що суттєво знижує усушку та втрати маси. Продукти завантажуються у закриті ізотермічні контейнери з дверцятами у торцевій стінці. Задля забезпечення визначених умов транспортування рефрижераторні судна улаштовані ізоляцією, виготовленою переважно з піноскла щільністю 150...300 кг/м³ та коефіцієнтом теплопровідності 0,053...0,112 Вт/(м·K).

Охолодженими перевозяться свіжозрізані квіти, продукти садівництва, цитрусові. Температура їх транспортування при вологості 65...75 % повинна зберігатися на рівні $(+1)...$ $(+8)$ °C протягом 20 днів та більше. Запаковані у захисну плівку рослини розміщуються у картонних коробках та фанерних ящиках. Для квітів у ґрунті використовується тара, виготовлена з армованого композиційного бетону, що запобігає розростанню кореневої системи. При транспортуванні таких вантажів необхідно забезпечувати конвективним теплообмін, що чого на судах застосовано систему штучної вентиляції та мікроклімату. Як теплоізоляційний матеріал застосовується екологічно чиста та негорюча волокниста ізоляція, виготовлена з мінеральних або базальтових волокон, що забезпечує підтримання певних температурних умов та не виділяє шкідливих речовин.

Для транспортування охолоджених соків і виноматеріалів застосовуються спеціалізовані танкери-соковози або виновози (рис. 1).

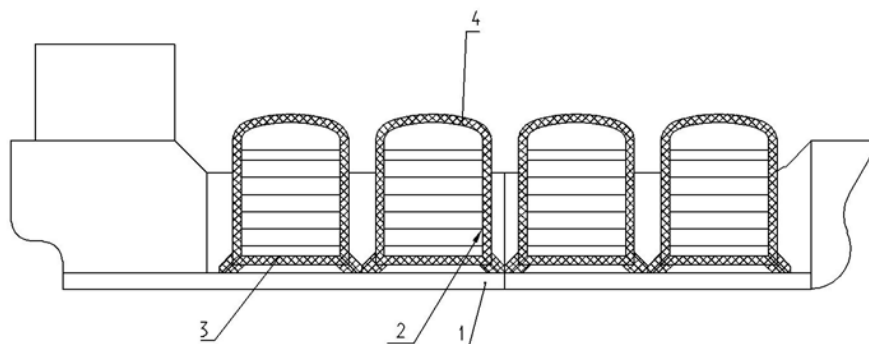


Рисунок 1 – Повздовжній перетин судна для перевезення охолоджених наливних вантажів:

1 – подвійне дно; 2 – вантажні танки; 3 – фундамент танка; 4 – теплова ізоляція

Охолоджений до температури (-1 °C) продукт заливається у вантажний танк, конструкція якого матиме скошене дно. Це полегшує процес їх розвантаження і дезінфекції. Заморожені винні концентрати перевозяться при температурі (-10 °C). Для підтримки протягом всього необхідних температурних умов застосовується заливна теплова ізоляція (полістирольна, полівінілхлоридна, фенольна тощо). Простір між танками може бути заповнений водостійким гравієм. У деяких випадках на поверхні танків напильється шар (товщиною 0,5...1,5 мм) екологічно чисте теплозахисне покриття.

Хімічні реагенти та лікарські засоби перевозяться у спеціальних термоконтейнерах з холодоагентом із сухого льоду, фреону або розчину аміаку. Така підтримка температури на рівні (+2...8) ° C не перевищує 48 годин. Для контролю сигналів про підтримку температурних умов або задля оповіщення про їх порушення у термоконтейнери вбудовані термоіндикатори.

Транспортування та зберігання біоматеріалів, вакцин, бактерійних препаратів здійснюється у пластикових контейнерах об'ємом від 5 до 80 л з тепловою ізоляцією із пінопласту або пінополіуретану.

Плазму крові та ствольні клітини заморожують до температури (-70...-80 °C) зі швидкістю 1 град C/хв, для чого застосовуються спеціальні установки з шоким заморозуванням, після чого вони переносяться у спеціальний контейнер та транспортуються у сосудах Д'юара з рідким азотом. Там їх можна зберігати при температурі -196 °C протягом обмеженого часу без втрати активності і після розморожування. Контейнери для транспортування обладнані тепловою ізоляцією, а холодоагент не повинен містити фреону. Застосування спеціального обладнання з мікропроцесорною системою контролю температури з цифровим дисплеєм та системою сигналізації різних рівнів дає змогу заморожувати плазму крові для подальшого її тривалого транспортування на судні у спеціальних ізотермічних контейнерах з тепловою ізоляцією із силікогельних матриць, які просочені гігроскопічними солями. Переваги їх застосування полягатимуть у невисокій температурі регенерації, при цьому значна частка (80...90 %) адсорбованої води може бути видаленою шляхом нагрівання до 70...80 °C, що дає змогу використовувати для регенерації сорбентів теплові джерела з невисоким температурним потенціалом, наприклад, теплоту, яка виділяється при певних технологічних процесах.

Синтетичні жири та смоли, асфальт, бітум, сірка перевозяться у розігрітому стані на спеціалізованих судах-продуктовозах. Особливість їх транспортування полягатиме у безперервній підтримці температури на рівні 130...265 °C. Ізолювання танків здійснюється шляхом формування конструкції, яка складається з волокнистого ізоляційного матеріалу типу *Rockwool*, каркасу ті кріплення для його зашивки.

Вибір матеріалів та формування теплоізоляційних конструкцій.

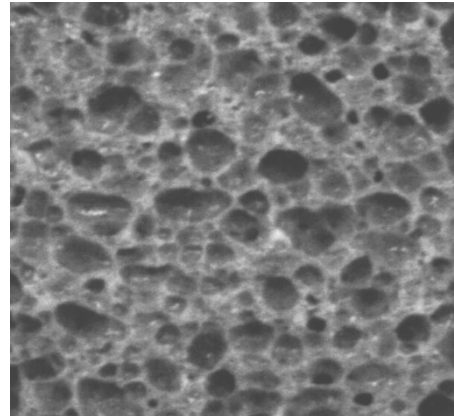
До теплоізоляційних матеріалів висуваються вимоги морозостійкості, вібростійкості, вогнестійкості. Поряд зі стабільними теплоізоляційними властивостями вони повинні мати низьку щільність, проникність, гігроскопічність, проте не бути токсичними, виділяти шкідливі речовини, надавати продуктам харчування запаху. Необхідність впровадження нових композиційних матеріалів і покриттів у ізоляційні технології обумовлена зменшенням масогабаритних показників і матеріалоємності тепло- і звукоізоляційних конструкцій, підтримкою певних температурних вимог при транспортуванні вантажів, зниженням шумових ефектів та звукових коливань у житлових та службових приміщеннях. При

транспортуванні розігрітих вантажів крім висунутих вимог теплоізоляційні матеріали повинні не втрачати теплоізоляційні властивості при підвищенні температури, мати високу термостійкість та термостабільність, що обумовлюється структурою композиційних матеріалів (рис. 2).

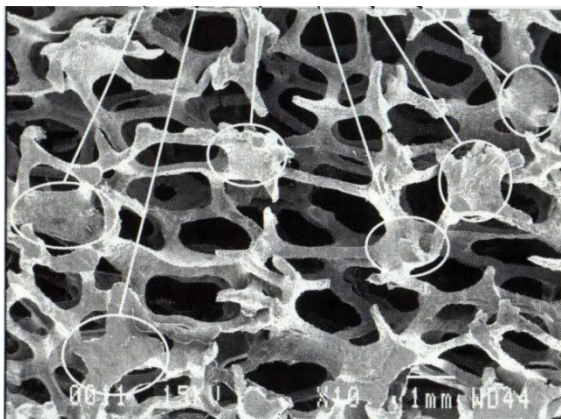
Застосовані у суднобудуванні теплоізоляційні та акустичні матеріали принципово відрізняються один від одного хімічним складом, фізико-механічними та експлуатаційними властивостями, вартістю, умовами обробки і монтажу на судні. Кожний з них матиме свої переваги та недоліки.



Теплоізоляційні мати *Rockwool*



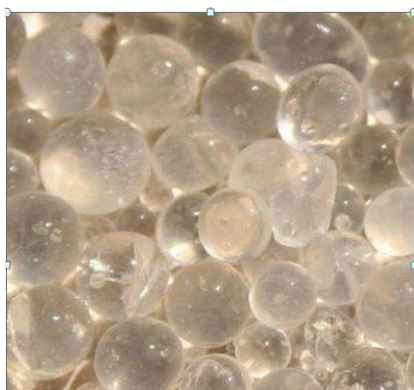
Оптичне мікрофото структури
піноскла (1:1)



Електронна мікрофотографія фенольного
пінопласта



Мікроструктура полістирольного
пінопласта



Сілікагель ($x\text{SiO}_2 \cdot n\text{H}_2\text{O}$)



Водостійкий гравій

Рисунок 2 – Теплоізоляційні матеріали

За формою та зовнішнім виглядом суднова ізоляція підрозділяється на волокнисту, плиточну, напилувальну, заливну, мастичну і насипну. За структурою теплоізоляційні та акустичні матеріали підрозділяються на волокнисті, комірчасті, зернисті. За видом вихідної сировини: неорганічні матеріали (мінеральна вата, комірчастий бетон, теплоізоляційна кераміка); органічні матеріали (деревоволокнисті плити, газонаповнені пластмаси). За жорсткістю теплоізоляційні та акустичні матеріали являють собою м'які; напівжорсткі; жорсткі; підвищеної жорсткості; тверді. За показниками теплопровідності теплоізоляційні матеріали підрозділяються на: матеріали з низькою теплопровідністю (λ до 0,06 Вт/(м·К)); матеріали з середньою теплопровідністю ($\lambda \approx 0,06...0,115$ Вт/(м·К)); матеріали з підвищеною теплопровідністю ($\lambda \approx 0,115...0,175$ Вт/(м·К)). Фізико-механічні властивості основних теплоізоляційних матеріалів, які застосовуються в технологіях ізолювання вантажів зі спеціальними температурними умовами наведені у табл. 1.

Таблиця 1 – Фізико-механічні властивості теплоізоляційних матеріалів

Теплоізоляційний матеріал	Щільність, кг/м ³	Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)	Максимальна температура використання, °С
Rockwool	130	0,035	750
Піноскло	230...300	0,053...0,112	600
Заливний фенольний пінопласт	40	0,058	150
Полістирольний пінопласт	90	0,052	60
Силікагель ($xSiO_2 \cdot nH_2O$)	400	0,63	300
Водостійкий гравій	300	0,085	900

Бракування водостійкості, гігроскопічності, жорсткості та інших експлуатаційних властивостей компенсується на практиці формуванням конструкцій, які крім ізоляційного шару, складаються з зашивки, каркасу для її монтажу, кріплень та захисних покриттів (рис. 3). Для зашивки ізоляції гарячих поверхонь використовуються різновиди алюмінієвих фольг. Конструкція повинна забезпечувати незмінність первинних властивостей ізоляційних матеріалів протягом тривалої експлуатації. Під час експлуатації в умовах судна теплоізоляційний шар може зазнавати пошкодження гризунами, стикання та насичення вологою та втратити через це свої експлуатаційні властивості.

Міцнісні властивості теплової ізоляції повинні задовольняти умовам проведення монтажних робіт (висока межа міцності на стискання та розтягування) та з її експлуатацією (стійкість до коливань та вібрацій, гідростатичним навантаженням).

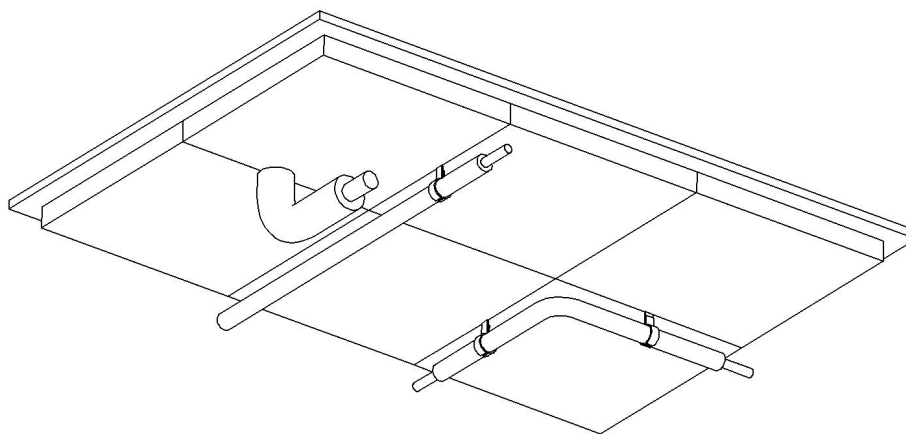


Рисунок 3 – Формування теплоізоляційної конструкції у місцях встановлення деталей насичення

При проектуванні конструкцій враховується не тільки за фізико-механічні та експлуатаційні властивості ізоляційних матеріалів. Обов'язковим етапом є моделювання процесів теплообміну у вантажній зоні з урахуванням умов охолодження (нагрівання) вантажів та обладнання, яке застосовуються для підтримки певного теплового балансу. Проектне дослідження існуючих малотоннажних суден і судноплавних засобів з формуванням режимів рейсів, постановка числових експериментів з побудовою моделей функціонування судна складають наукове підґрунтя для їх модернізації та переобладнання за рахунок проектування та монтажу теплоізоляційних конструкцій стаціонарного та знімного типів.

Подальші дослідження авторів пов'язані з розрахунками товщини ізоляційного шару конструкцій при модернізації існуючих суден і судноплавних засобів під транспортування вантажів зі спеціальними температурними умовами.

Науково-практичне значення отриманих результатів полягає у формуванні теоретичних засад формування теплоізоляційних конструкцій з вибором композиційних матеріалів для їх виготовлення.

Висновки.

1. Проаналізовано умови перевезення водним транспортом швидкопсувних та охолоджених продуктів, добрив, продуктів садівництва та живих рослин, ліків, біологічних матеріалів, а також речовин, які перевозяться у розігрітому стані.

2. Розглянуто організаційні заходи щодо підвищення ефективності експлуатації суден і судноплавних засобів, що застосовуються для їх транспортування.

3. Розроблено теоретичні передумови проектування ізоляційних конструкцій з композиційних матеріалів. Розглянуто приклади реалізації.

REFERENCES

- [1] Савченко Л. В. & Гриценко С. І. (2020). *Аналіз та класифікація можливих схем консолідованої доставки LTL вантажів*. Вісник економічної науки України. № 2 (39), С. 139-144. doi: [https://doi.org/10.37405/1729-7206.2020.2\(39\).139-144](https://doi.org/10.37405/1729-7206.2020.2(39).139-144) (in Ukrainian)

- [2] Kazymyrenko Y., Drozd O., Yeholnikov O. & Morozova H. (2020). *System and analytical of the development of transport and technological systems of railway ferries*. Technology audit and production reserves. № 2/2 (52), pp. 40–42. doi: 10.15587/2312-8372.2020.200626 (in Ukrainian)
- [3] Мельник О. М. (2019). *Вплив навантаження негабаритного та великовагового вантажу на посадку та остійність судна*. The scientific heritage journal. № 42 (1), С.42-47.
- [4] Мельник О. М. (2019). *Питання забезпечення безпеки процесу морського перевезення негабаритних вантажів*. Комунальне господарство міст ХНУМГ ім. Бекетова. 152 (6), С. 204-208. DOI:10.33042/2522-1809-2019-6-152-204-208 (in Ukrainian)
- [5] Шутюк В. В., Бессараб О. С., Душак О. В. & Ємцев В. І. (2022). *Холодильні технології: навчальний посібник*. Київ НУХТ: ФОП Ямчинський О., 172 с. (in Ukrainian)
- [6] Бергілевич О. М. & Касянчук В. В. (2018). *Теоретичне та експериментальне обґрунтування оцінки мікробіологічного ризику Cronobacter spp. (Enterobacter sakazakii): монографія*. Суми: Сумський державний університет, 308 с. (in Ukrainian)
- [7] Горобець В. Г. (2014). *Спряжений теплообмін вертикальних поверхонь з плоскосте паралельним неперервним обтіканням в умовах природної конвекції*. Техніка і енергетика. № 194, С. 149-160 (in Ukrainian)
- [8] Тацій Р. М., Пазен О. Ю. & Бережанський Т. Г. (2019). *Моделювання процесу теплообміну в багатошаровій порожнистій сферичній конструкції з урахуванням внутрішніх джерел тепла*. Пожежна безпека. № 35, с. 84-89. DOI: 10.32447/20786662.35.2019.13 (in Ukrainian)
- [9] Овчаренко Ю. С. (2019). *Історія кріофізики в Україні* : монографія. НААН, ННСГБ, Харків: ФОП Панов А. М., 168 с. (in Ukrainian)
- [10] Казимиренко Ю. О. (2003). *Спосіб реконструкції судна*. Патент України № 58071: Київ. Державне патентне видавництво України.
- [11] Казимиренко Ю. О. (2002). *Спосіб секційного виготовлення корпусу судна*. Патент України № 52426А.: Київ. Державне патентне видавництво України.

Yuliia Kazymyrenko, Vira Savochkina, Polina Davudova, Ievgen Zadorozhnyi

Water transportation of cargo with special temperature conditions: features of the insulation structures design

Annotation. *The conditions of transportation by water transport of perishable and chilled products, fertilizers, horticultural products and live plants, medicines, biological materials, as well as substances that are transported in a heated state have been analyzed. Organizational measures to improve the efficiency of the operation of vessels and shipping facilities, which were used for their transportation have been considered. The theoretical prerequisites for the design of insulating structures from composite materials have been developed; examples of implementation have been given.*

Key words: *vessels, shipping facilities, insulation, thermal insulation, properties, constructions, composite materials.*

ПРО РОЗРОБКУ КОНЦЕПТУАЛЬНОГО ПРОЕКТУ УНІВЕРСАЛЬНОЇ ГЛІСУЮЧОЇ ПЛАТФОРМИ

Пашенко Юрій Миколайович, к.т.н., доцент¹; Пікуш Юрій Сергійович, магістр²

^{1,2}Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова

^{1,2}Україна, Миколаїв

yurii.pashchenko@nuos.edu.ua; pikushyuriy@gmail.com

Анотація. *Методами концептуального проектування проведено аналіз і вибір головних розмірів катера.*

В віртуальному середовищі зроблено формування теоретичних поверхонь 5 варіантів форми обводів. Розраховані гідростатика, остійність та ходовість варіантів катера. Зроблені висновки по найкращому варіанту моделі.

Ключові слова: *глісуючий катер, форма корпусу, концептуальний проект.*

Мета дослідження: розробка концептуального проекту глісуючого катера, який володів би максимально можливими експлуатаційними характеристиками.

Основний текст. За останній час виникла необхідність у створенні глісуючої універсальної платформи, яка би могла бути використана в якості високошвидкісного катера прикордонної служби, рибохорони, поліції, службового, роз'їзного, рятувального, прогулянкового та ін.

Вибір форми корпусу таких катерів являє собою дуже складну задачу, пов'язану з забезпеченням необхідної ходовості і мореплавності судна при високих швидкостях руху, а також безпеки мореплавання.

За останній час в розвитку інженерії з'явилося нове явище – концептуальне проектування – вид творчої діяльності в процесі проектування суден, важливий етап проектування перспективних суден, що визначають їх загальну та принципову компоновку.

Задача концептуального проектування – створення електронної моделі судна і на її основі реалізація життєвого циклу створеного судна.

На етапах продукт-орієнтованого проектування будь-якого судна основна увага приділяється оцінці вартості матеріальних та виробничих затрат. Більш детально матеріальні та виробничі затрати визначаються за допомогою співвідношень для оцінки вартості матеріальних ресурсів та виробничих затрат що приймають участь у будівництві, ремонті та утилізації судна. Ці співвідношення допомагає побудувати система структурного підрозділу суднобудівних робіт SWBS/ESWBS.

Система ESWBS (Extended Ship Work Break down Structure) – розширена система SWBS, що використовується у США для стандартизації робіт на суднобудівних верфях, поділяє масу судна на категорії.

Для визначення обсягу проектних робіт та планування виробництва суднобудівного заводу використовується система ECER (Empirical Cost Estimation Relationships) – система емпіричних залежностей для оцінки вартості робіт. Система ECER дозволяє спрогнозувати вартість будівництва та експлуатації нового судна на основі попереднього досвіду

будівництва та експлуатації одностипних суден. Вона створюється за допомогою статистичного аналізу та спирається на систему розбиття маси судна на групи ESWBS [5].

Для кожної групи розробляються регресивні рівняння.

Задача пошуку оптимального проектного рішення вирішується згідно зі схемою.



Рисунок 1 – Блок-схема пошуку оптимального рішення для рухомого морського об'єкту у поєднанні з проблемою умов його експлуатації

Оптимізаційні критерії – це екстремальні значення цільової функції. Згідно з цією схемою, у процесі пошуку оптимального проектного рішення рухомий морський об'єкт зазнає серію «занурень» в середовище його існування протягом періоду його життя.

Будемо використовувати корпус форми «глибоке V» з поздовжніми реданами який широко використовується при будівництві спортивно-перегонових катерів.

Незважаючи на значне зниження гідродинамічної якості при збільшенні кута кілеватості днища до 20 - 23 градусів, на корпусі “глибоке V” вдається отримати більш високу швидкість, ніж на корпусах з малою кілеватістю. До недоліків “глибокого V” слід віднести великий опір у початковий момент руху та великі витрати часу на розгін до виходу на режим глісування [3 с. 260]. Неодмінною деталлю є поздовжні редани - призми трикутного перерізу з горизонтальною нижньою гранню та гострою вільною кромкою.

Головний ефект реданів полягає у відсіканні від днища потоків води, що розтікаються від кіля до бортів. Внаслідок їх дії зменшується змочена поверхня корпусу, створюється додаткова підйомна сила; разом це підвищує гідродинамічну якість корпусу. Здійснюється автоматичне регулювання ширини днища залежно від швидкості судна. Завдяки цьому зберігається оптимальна величина питомого навантаження днища, дещо знижується горб кривої опору. Вони підвищують остійність, демпфірують бортову та поздовжню хитавицю. При різкому крені на реданах нахилоного борту виникає додаткова підйомна сила, яка перешкоджає подальшому збільшенню крену. Вони суттєво підвищують стійкість судна на курсі та скорочують радіус циркуляції завдяки роботі бічних граней, які при дрейфі від вітру, хвилі або на повороті діють подібно кілям. За даними Норвезького басейну, для моделі з кутом кілеватості $\beta = 25^\circ$ при числі Фруда $FrD = 3,57$ установка поздовжніх реданів забезпечила підвищення якості на 17%.

В віртуальному середовищі зроблено формування теоретичних поверхонь 5 варіантів форми катера з різними кутами кілеватості на міделі та транці, та формою кільової лінії. Для них виконані тривимірні моделі та імпортовані в середовище «MaxSurf». В ньому проведені розрахунки гідростатики, буксирувальної потужності та перевірка остійності судна за Правилами Регістру судноплавства України для швидкохідних суден [2].

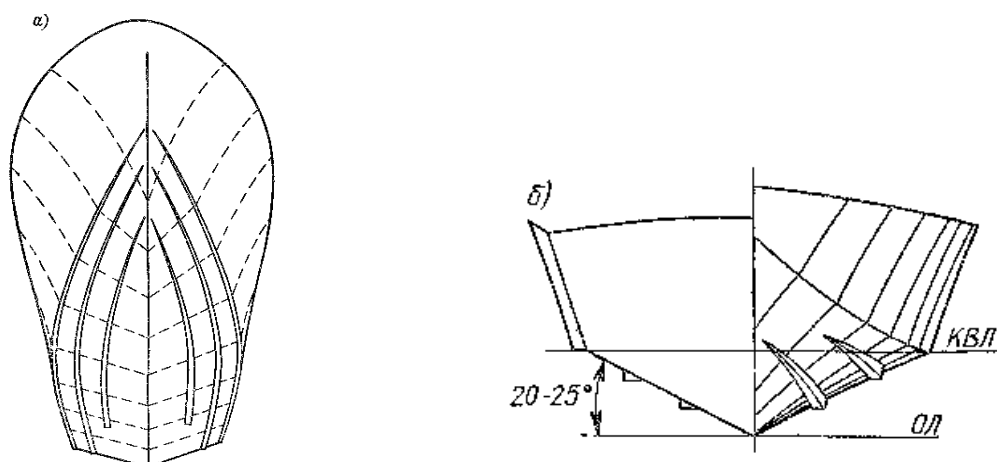


Рисунок 2 – Обводи типу «Глибоке V». а – вид на днище; б - корпус теоретичного креслення.

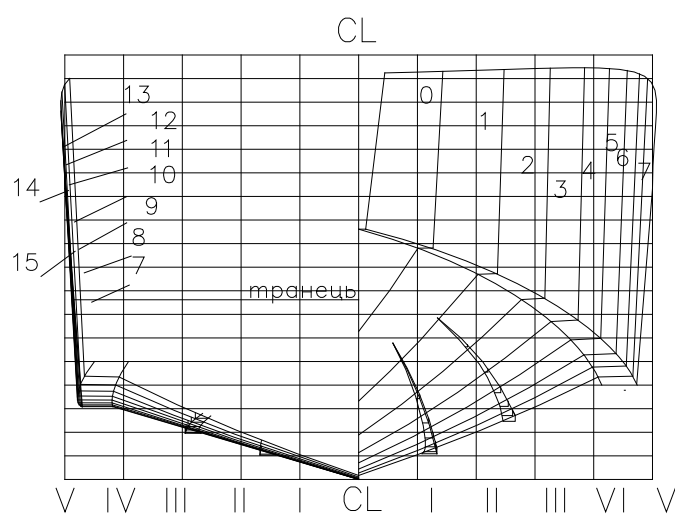


Рисунок 3 – Теоретичне креслення 2 варіанту обводів катера

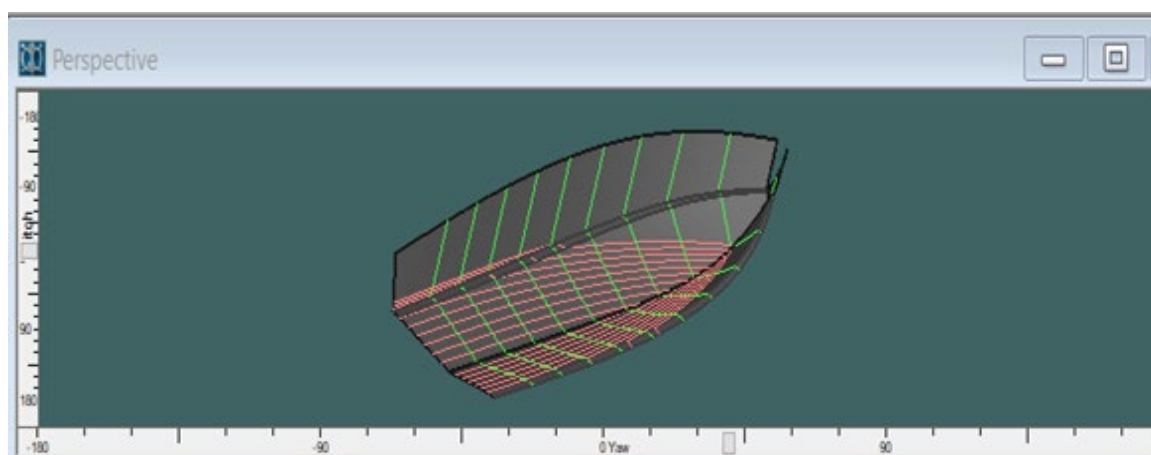


Рисунок 4 – Тривимірна модель 2 варіанту обводів катера

Наближене визначення досяжної швидкості проведено за методом використання сумарної пропульсивної якості $K\eta$, заснованим на теоретичній залежності N від V і статистичних даних за залежністю $K\eta = f(FrD)$ [1 с. 55]. Якщо опір уявити як $R = gD/K$, де D - маса, кг; K - гідродинамічна якість голого корпусу, Відоме співвідношення $N = RV/\eta$,

виражаюче потужність у кіловатах, можна записати як $N = gDV/10^3 K\eta$. Звідси $K\eta = gDV/10^3 N$. Добуток якості корпусу K на пропульсивний коефіцієнт η , що враховує ККД рушія, а також вплив корпусу і виступаючих частин, є досить характерною і стійкою величиною, що знаходиться в певній залежності від числа Фруда. Залежність $K\eta = f(FrD)$ показана на рисунку 5. Приймавши кілька значень швидкостей, що охоплюють діапазон їх можливих меж, за формулою для $K\eta$ обчислимо величину пропульсивної якості та числа Фруда відповідно для кожної прийнятої швидкості; на графіку задаємо розрахункову криву $K\eta = f(FrD)$. Точка перетину статистичної та розрахункової кривих $K\eta = f(FrD)$ і буде відповідати значенню шуканої швидкості проектного катера $V_{шук} = 47$ вузлів при $FrD = 4,186$

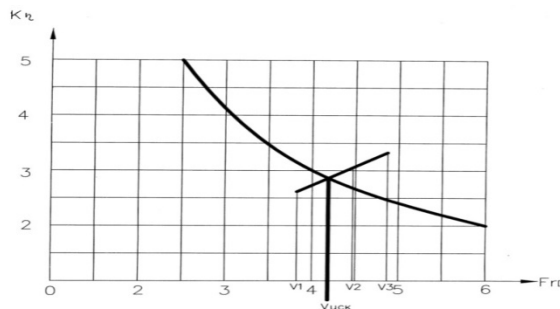


Рисунок 5 – Залежність сумарної пропульсивної якості від числа Фруда.

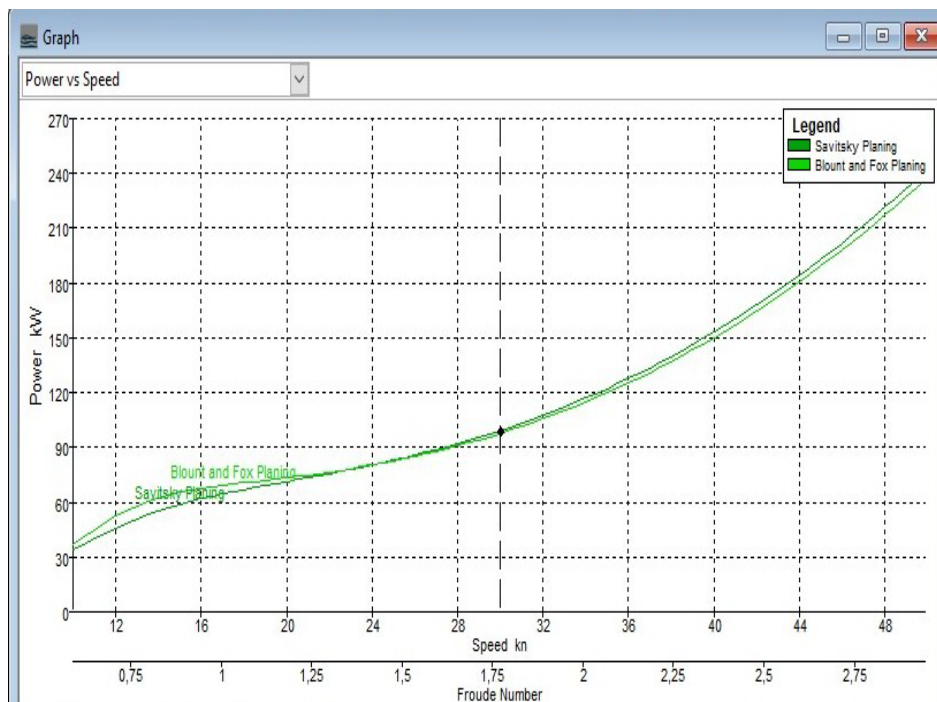


Рисунок 6 – Графік буксирувальної потужності варіанту 2 в програмі “MaxSurf Resistance” за методами Савицького та Блаунта-Фокса.

В результаті бачимо, що обидва методи дають практично однакові результати. Буксирувальна потужність 2 варіанту = 218,3 КВт при загальній потужності двигунів YAMANA VF250XA (F250CETL) - 221 КВт. досяжна швидкість 47 вузл., при прийнятому пропульсивному коефіцієнті 0,6 [4 с. 35]

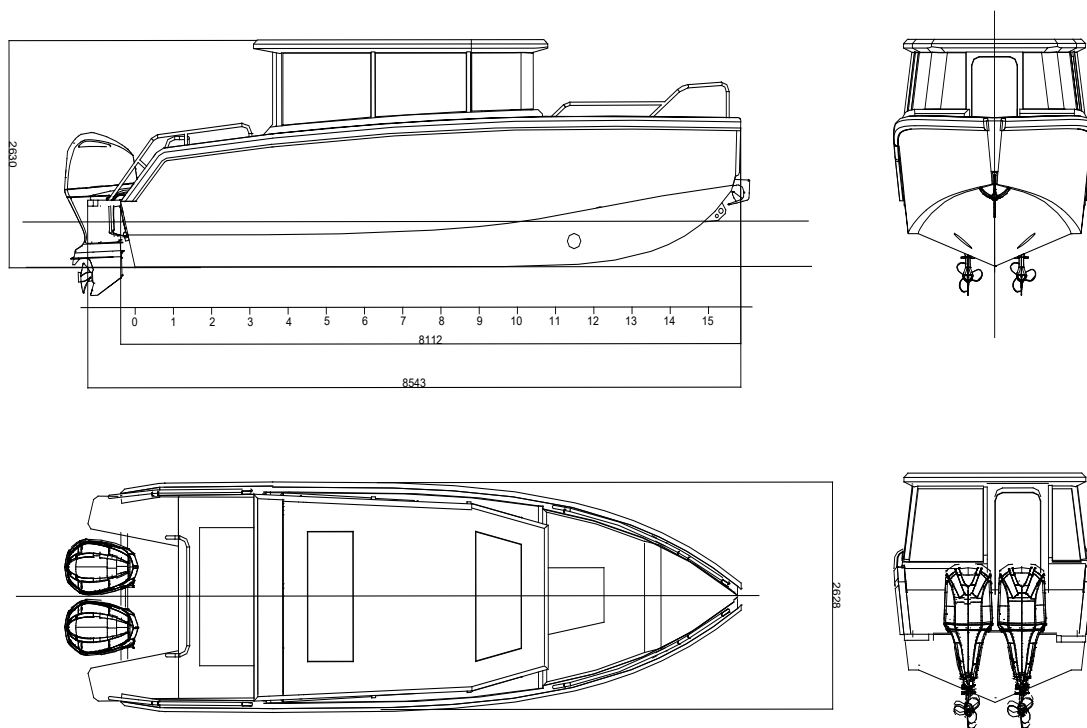


Рисунок 7 – Загальний вид катера

Висновки. В результаті концептуального проектування розроблено проект універсальної глісуючої платформи, яка може бути використана як високошвидкісний катер прикордонної служби, рибоохорони, поліції, службовий, роз'їзний, рятувальний та прогулянковий.

Характеристики катера	Значення
Довжина L , м	8,5
Ширина B , м	2,50
Осадка T , м	0,488
Висота борта, м	1,7
Коефіцієнт загальної повноти	0,432
Коефіцієнт повноти мідель-шпангоуту	0,649
Коефіцієнт повноти ватерлінії	0,765
Килеватість міделя, град	20,3
Килеватість транця, град	16,5
Швидкість, вузл.	47
Водотоннажність Δ , т	4
Потужність головних двигунів N , к.с.	500
Екіпаж, чол.	6

REFERENCES

- [1] Ваганов А.М. Проектирование скоростных судов: Учебник. Л.: Судостроение, 1978.-272с.
- [2] Правила класифікації та побудови високошвидкісних суден РСУ 2018 р.
- [3] Справочник по малотоннажному судостроению. / [Сост. Б. Г. Мордвинов].— С74 Л.: Судостроение, 1987. - 576 с, ил.
- [4] Царев Б.А. Оптимизационное проектирование скоростных судов; Учеб. Пособие. Л.: Изд. ЛКИ, 1988, 102 с.
- [5] Naval Ship Engineering Center, Ship Work Breakdown Structure. Washington, D.C.: Naval Sea Systems Command. Document No. NAVSEA 0900-LP-039-9010, 1977.

Pashchenko Yuriy N., Pikush Yuriy S.

On the development of a conceptual project of a universal sliding platform.

Annotation: Conceptual design methods were used to analyze and select the main dimensions of the boat. In the virtual environment, the formation of theoretical surfaces of 5 variants of the contour shape was made. Calculated hydrostatics, stability and maneuverability of boat variants. Conclusions are drawn on the best version of the model.

Keywords: gliding boat, hull form, conceptual project.

УДК 629.5.01

ВОДНИЙ ТРАНСПОРТ УКРАЇНИ В УМОВАХ БЛОКУВАННЯ ПОРТІВ ТА ВПЛИВ ЗМІНИ ВАНТАЖНИХ ПОТОКІВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРТОВИХ БУКСИРІВ

Ястреба Олексій Петрович, к.т.н., ст. викладач

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Україна, м. Миколаїв

oleksii.yastreba@nuos.edu.ua

Анотація. Виконано аналіз сучасного стану водного транспорту України в умовах блокування портів, наведено статистичні дані результатів вантажообігу морських та річкових портів за 2022 рік та початок 2023 року в порівнянні з довоєнним. Представлено дані зміни вантажних потоків через дунайські порти. За статистичними даними побудованих за останні 15 років портів буксирів наведено залежності їх характеристик та необхідність зміни складу буксирного флоту.

Ключові слова: вантажний потік; водний транспорт; портів буксир.

Вступ. Водний транспорт України є багатофункціональною структурою, яка забезпечує потреби економіки в транспортному забезпеченні вантажопотоків між країнами. Завдяки найнижчій вартості та найменшому впливу на екологію перевезення водним транспортом мають значний потенціал, тому вимагають особливої уваги з боку інвесторів, учасників ринку транспортних операцій, державних органів, науковців. В світі морський транспорт є найбільшим перевізником, і Україна має потужний потенціал розвитку водного транспорту [1,2,3]. Морські та річкові порти країни мають зручне розташування для ефективної роботи власної транспортної системи та забезпечення транзитних

вантажопотоків. Від ефективності роботи морських портів, рівня їх технічного оснащення залежить їх конкурентоспроможність серед країн чорноморського басейну.

Ціллю даної статті є визначення характеристик портових буксирів в умовах зміни вантажних потоків порту.

Основна частина. На початок 2022 року Україна мала 13 працюючих континентальних морських портів, найбільш потужними з яких є Південний, Одеса, Миколаїв, Чорноморськ, Маріуполь, Херсон, які мають сумарну пропускну здатність 262 млн. т на рік, а також 3 судноплавні річки, з яких Дніпро та Дунай належать до п'ятірки найбільших річок Європи [1,2,3]. Динаміка перевезень вантажів водним транспортом портів України на початок 2022 року представлена на рис.1.



Рисунок1 – Динаміка вантажообороту водним транспортом в Україні

З початком російської агресії в лютому 2022 року 4 з 13 портів – Маріуполь, Бердянськ, Скадовськ та Херсон – залишилися на окупованій території. Вхід та вихід суден з цих портів тимчасово неможливий. З 21 березня 2022 року в Україні приймають і відправляють вантажі лише порти на Дунаї – Рені, Ізмаїл та “Усть-Дунайськ”. Білгород-Дністровський порт не працює через відсутність в порту флоту та вантажів. Миколаїв, “Ольвія”, “Південний”, Одеса, Чорноморськ частково здійснюють обробку наявного біля причалу флоту та відвантаження залізницею та автотранспортом. Вхід – вихід суден з цих портів заборонений.

З початком роботи зернового коридору з 1 серпня з'явилась можливість частково завантажити роботою морські порти Одеської області – Південний, Чорноморськ та Одеса, але об'єми цих перевезень невеликі. Перед початком війни, в лютому 2022 року, порт Одеси, головний порт України, обробляв 41 вантажне судно на місяць. В кінці січня 23 року за весь місяць було оброблено лише два судна.

У перші місяці повномасштабного вторгнення єдиним морським шляхом, який з'єднував Україну зі світом, був Сулінський канал – головна судноплавна протока гирла

Дунаю в Румунії. Однак його пропускна здатність була вкрай низька — у середньому до трьох суден на добу проходить до Українських портів.

Після звільнення острова Зміїний вдалося відкрити для проходу суден гирло Бистре, яке розташоване вже в акваторії України. Це дозволило збільшити пропускну здатність дунайських портів у 3 рази – до 9 суден на добу. Ефект для держави склав орієнтовно додаткових 10 мільйонів тонн вантажів на рік, а для економіки - додаткові \$1,5 мільярда. Також за рахунок відкриття гирла Бистре на 30% знизилася ставка фрахту. Проведення днопоглиблюваних робіт біля портових причалів дозволило збільшити осадку суден з 3,9 до 6,5 метра, досягти 12 суднозаходів і перевалки 90 тисяч тонн вантажів на добу. Розпочато експлуатацію більш як 20 нових морських терміналів, зокрема в Ренійському порту, відкрився контейнерний термінал, – до цього часу дунайські порти не обробляли контейнери взагалі. Збільшення вантажообігу визначило необхідність збільшення кількості лоцманів з 16 до 62. У 2022 році Ізмаїльський морський торговельний порт перевалив майже 6 мільйонів тонн вантажів, в березні 2023 року було встановлено абсолютний місячний рекорд вантажоперевалки за всю історію функціонування порту – 2,8 мільйона тонн. На початок травня 2023 року Ізмаїльський порт виконав річний об'єм перевалки вантажів. На рисунку 2 відображено темпи збільшення об'єму перевалки вантажів порту Ізмаїл.



Рисунок 2 – Темпи збільшення об'єму перевалки вантажів порту Ізмаїл

Зміни обсягів перевалки вантажів в Дунайських портах виявили достатню кількість проблем. В першу чергу вони пов'язані з технічним станом флоту та двигунів, значна кількість одиниць має вік 40-50 років і не відповідають сучасним екологічним вимогам. Програма модернізації флоту дунайського пароплавства на найближчі три-чотири роки зараз в стадії розробки, компанія за цей час планує модернізувати 34 одиниці тягового флоту і побудувати більше 20 барж з використанням старих ліхтерів, які не задіяні у виробничому процесі. Значне зростання (майже в 3 рази) кількості суден , які заходять до дунайських портів , а також збільшення дедвейту цих суден вимагає суттєвих змін в обробці суден. В першу чергу це стосується буксирного флоту портів.

Роботи, пов'язані з визначенням оптимального складу буксирного флоту порту та визначення необхідної кількості буксирів виконувалися кафедрою теорії та проектування суден Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова для морських портів “Південний” та “Авліта” [4,5]. Результати цих робіт були впроваджені в роботу портів та отримали гарні результати. Але ці роботи проводилися для морських портів, в яких експлуатуються відносно нові потужні буксири. Дунайські порти мають буксири з дуже великим строком експлуатації, потужність яких давно не задовольняє збільшенню дебету суднопотоку. До того ж, зараз працюючі порти фізично обмежені в придбанні нових суден зза загрози пошкодження веденням бойових дій. Більша кількість буксирів заблокована в морських портах разом з іншими суднами.

Сучасний буксирний флот України налічує біля ста буксирів, якими володіють як державні підприємства так і приватні компанії [7]. Приватні компанії мають більші можливості для придбання сучасних, потужних та найбільш ефективних буксирів, які не мають конкуренції збоку суден, побудованих 30-40 років тому. Але доля буксирів в приватних компаніях складає лише 16 відсотків від загальної кількості. Розподіл буксирного флоту за віком представлено на рисунку 3.

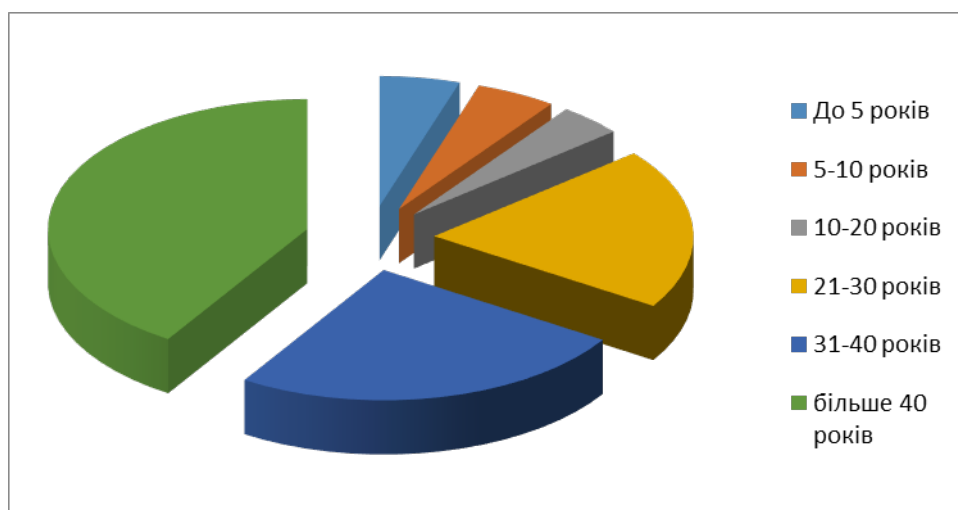


Рисунок 3 – Розподіл буксирного флоту України за віком

Таким чином, найбільша кількість буксирів країни морально та технічно застарілі, не відповідають сучасним нормам по втратам пального та екологічним вимогам, та не можуть бути конкурентоспроможними з сучасними буксирами.

В портах України найбільшого розповсюдження отримали буксири з кормовим розташуванням рушіїв та точкою прикладання буксирного зусилля в районі мідельшпангоуту [4,5]. До них відносять:

- одно та двогвинтові буксири з гвинтами фіксованого та регульованого кроку у нерухомих та поворотних насадках (conventional). Керування такими буксирами здійснюється за допомогою балансирних рулів, розташованих за насадками;

- буксири з кормовими гаинто-рульовими колонками.

До цієї групи належать Azimuth Stern Drive (ASD) буксири, які на додаток до буксирного пристрою з буксирною лебідкою, розташованою поблизу міделя, мають і носовий буксирний пристрій з потужною носовою буксирною лебідкою.

Конвенційні буксири суттєво програють у керованості ASD буксирам, які мають можливість не змінюючи позиції відносно судна, яке вони супроводжують, здійснювати рух комплексу судно- буксир у будь-якому напрямку. Конвенційні буксири значно дешевші та більш розповсюджені.

Враховуючи суттєве збільшення вантажопотоку з ціллю покращення ефективності працюючих портів , необхідно визначити найбільш відповідні буксири за типом, розмірами та потужністю, а також їх необхідну кількість. Розміри буксирів, які працюють в портах країни, мають довжину від 22 до 34 метрів, потужність головного двигуна до 5000 кВт та максимальну тягу на гаку 80 тонн. Залежність тяги на гаку BP від потужності N_e , яка була отримана за результатами обробки статистичних даних для ASD буксирів, побудованих за останні 15 років, зображена на рисунку 4.

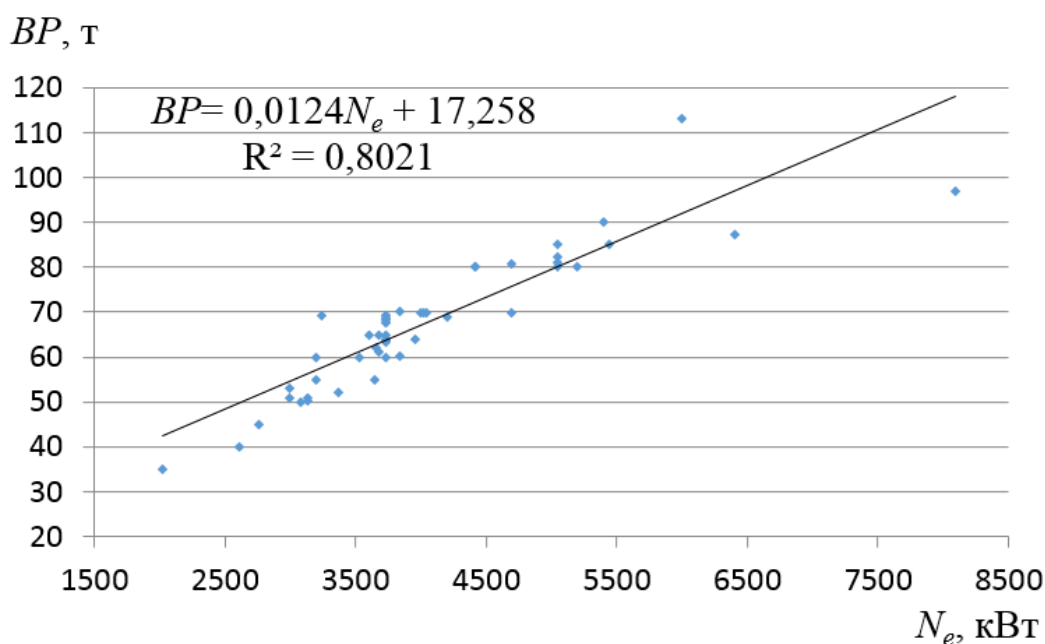


Рисунок 4 – Залежність тяги на гаку BP від потужності головного двигуна N_e

Основними факторами, які впливають на сумарну величину потрібної тяги буксиру, є розмір судна, що супроводжується, аеродинамічні навантаження на його надводну частину, гідродинамічні сили, які діють на занурену у воду частину і інерційні сили, викликані зміною швидкості судна при його переміщеннях [4,5]. Вітрові навантаження розраховуються в залежності від швидкості вітру, площі парусності та коефіцієнту аеродинамічного опору. Площа парусності судна визначається за кресленнями загального розташування. Коефіцієнт аеродинамічного опору знаходять за даними обробки результатів продувок моделей в аеродинамічних трубах з різними кутами між напрямом дії вітру та напрямом руху судна. Розрахунковим приймається положення судна з кутом 90 градусів до напрямку вітру [5].

Хвильове навантаження визначається з умови того, що для регулярного хвилювання енергія, яка передається судну з боку вітрових хвиль прямопропорційна квадрату амплітуди хвилі. Гідродинамічні сили в'язкісної природи розраховуються в залежності від швидкості руху при швартуванні, проекції зануреної частини корпусу на ДП та гідродинамічного коефіцієнту опору. Інерційне навантаження визначається для положення судна, яке рухається лагом зі змінною

швидкістю. Виникаючі при цьому масові та гідродинамічні інерційні сили визначаються величиною водотоннажності та коефіцієнтом приєднаних мас μ_{22} , який розраховується за допомогою суднової документації. Результуюче значення зусилля, яке визначає потрібну тягу буксиру в залежності від дедвейту, отримують сумою значень розглянутих складових.

У відомостях про мінімальну кількість та потужність буксирів для швартовних операцій суден у морському порту “Обов’язкових постанов морського порту Ізмаїл” [8] вимагається, щоб усі судна, які мають довжину більше 50 метрів, під час швартовних операцій використовували щонайменше один буксир, за винятком суден завдовжки до 100 м, які використовують підрулюючий пристрій. Додаткову кількість буксирів, залежно від погодних умов, визначає капітан судна, які замовляє самостійно або через морського лоцмана. Швартування судна лагом здійснюється з умови сили вітру до 10 м/с, судна у баласті і судна, які мають на борту не більше, ніж 20% вантажу від дедвейту, перешвартовуються, розкантовуються за умови сили вітру до 15 м/с.

Суднопотік визначається за певний відрізок часу. Розподіл суднопотоку по порту Ізмаїл за першу половину травня 2023 року [9] наведено на рисунку 5.

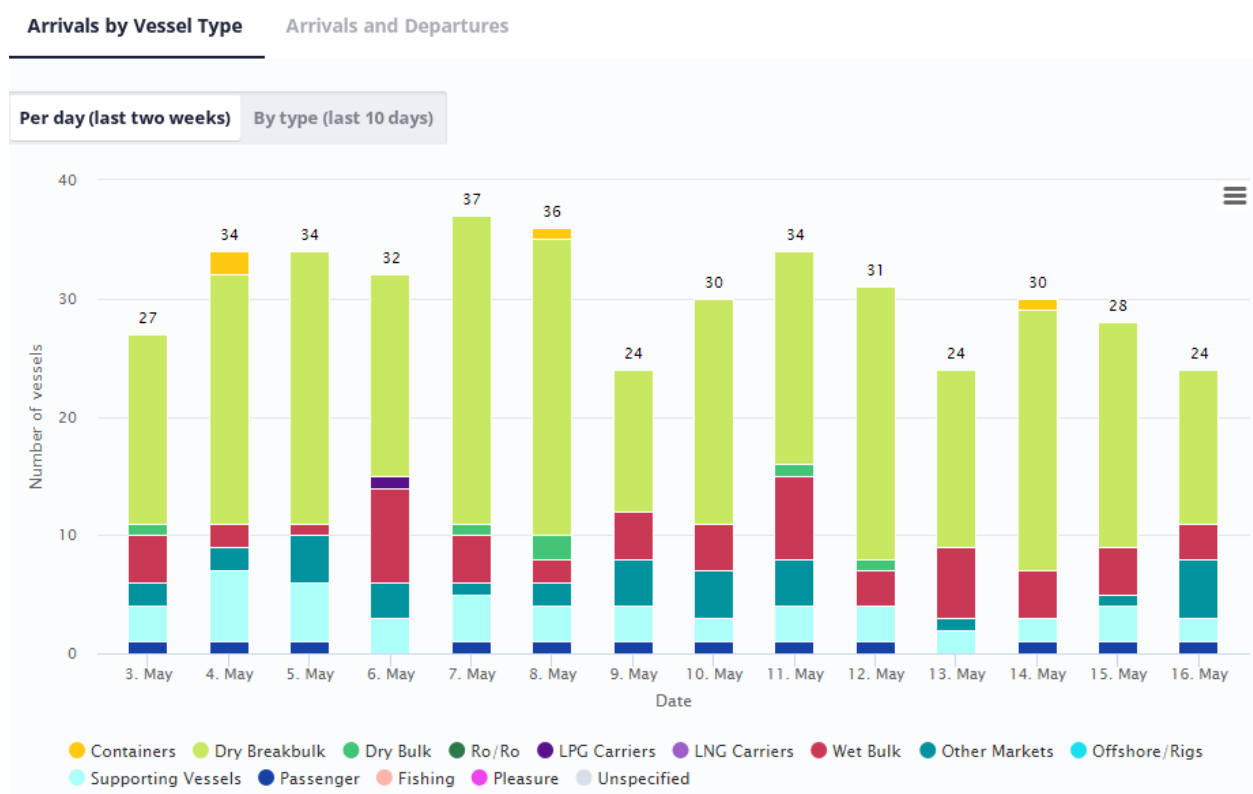


Рисунок 5 – Розподіл суднозаходу по типу та кількості суден за першу половину травня 2023 року

Аналіз дедвейту суден, які у перші місяці 2023 року заходили до порту Ізмаїл, показує, що найбільша кількість з них має значення дедвейту від 2500 до 7000 тонн, але є окремі випадки заходу суден з дедвейтом від 13000 до 19000 тонн. Розрахунки зусиль, необхідних для виконання швартування – відшвартування суден такої дедвейтної групи з урахування розмірів, стану завантаження та обмежень “Обов’язкових постанов по порту Ізмаїл”, вимагає значення необхідної тяги буксирів 25 тонн. Таку тягу має лише один буксир, всі інші мають меншу потужність, тому для виконання швартування необхідно залучати додаткову

кількість. Збільшення дедвейту суден вимагає більш потужних, сучасних буксирів, які можуть підняти швидкість обробки суден та дає можливість отримання більш ефективної роботи порту і отримання більшого прибутку.

Висновки: В роботі розглянуто стан портів України після початку війни. Блокування більшості морських портів призвело до суттєвого збільшення вантажних потоків та об'ємів перевалки через Дунайські порти - Рені, Ізмаїл та Усть – Дунайськ. Завдяки проведеним заходам, порт Ізмаїл збільшив об'єм перевалки в 3 рази та дедвейт суден в 1,5-2 рази. Це потребує зміни складу застарілого буксирного флоту для нових умов роботи. Визначення необхідного типу, потужності та тягового зусилля нових буксирів, які повинні стати більш ефективними та конкурентоспроможними, можна визначити за наведеною схемою.

REFERENCES

- [1] Статистика. Державна служба статистики України. [Електронний ресурс]. URL: <http://www.ukrstat.gov.ua>.
- [2] Статистичний збірник «Транспорт і зв'язок України 2018». За ред. І.Петренко, відпов. за випуск О. Мислінський. К.: ДССУ, 2019. 154 с. Режим доступу: http://www.ukrstat.gov.ua/druk/publicat/kat_u/2019/zb/08/zb_tr2018pdf.pdf.
- [3] Петренко О.І. Сучасний стан та перспективи розвитку морських вантажних перевезень в Україні. *Review of transport economics and management*, 2020, №3(19). С.126-136
- [4] Бондаренко А. В., Некрасов В. А., Ястреба А. П. Расчетные и нормативные методы повышения эффективности буксирного обеспечения морских портов Украины. *Вісник Одеського національного морського університету*. Одеса, 2015. №3. С. 42-57.
- [5] Определение необходимого количества и мощности существующих портовых буксиров для обслуживания ГП «МТП «Южный» и терминалов, которые находятся в акватории Малого Аджалыкского лимана. Отчет о НИР, промежуточный. – Николаев: НУК, 2014. – 69 с.
- [6] Ястреба А.П. Основные зависимости характеристик корпуса эскортных буксиров. Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації та ремонту суден, морських технічних засобів та споруд: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю (Миколаїв, 20-21 травня 2020 р). Миколаїв: НУК, 2020 р. С. 85-89.
- [7] Буксирный рынок Украины: модернизация неизбежна. (2017). *Порты Украины*, (3), 37–39.
- [8] Обов'язкові постанови по порту Ізмаїл. Державне підприємство “Адміністрація морських портів України”, 2016 р.
- [9] <https://www.marinetraffic.com/ais/details/ports>.

Yastreba Oleksii.

Water Transport of Ukraine under the Conditions of port blokages and the effect of change in cargo flows on the characteristics of port tug

Annotation. An analysis of the current state of water transport in Ukraine in the conditions of port blockades was carried out, statistical data on the results of cargo traffic were provided sea and river ports for 2022 and the beginning of 2023 compared to the prewar period. Data on changes in cargo flows through the Danube ports are presented. According to the statistical data of port tugs built over the last 15 years, the dependence of their characteristics and the need to change the composition of the tug fleet are given.

Keywords: cargo flow; water transport; port tug.

ABOUT TRANSPORT VESSEL HELICOPTER PLATFORMS CONSTRUCTION

¹CaiZiqing, postgraduate; ²Borys N. Mykhaylov, PhD, associate professor

^{1,2}Admiral Makarov National University of Shipbuilding

¹zcaiz27623@gmail.com, ORCID: 0000-0003-0010-4523;

²borys.mykhailov@nuos.edu.ua, ORCID: 0000-0002-9087-9906

Annotation. *The use of helicopter technology in water transport leads to a significant increase in the safety of its participants and to the expansion of the capabilities of transport vessels for cargo and other operations. It is very important to create the recommendations for helicopter platform construction parameters (including architecture, spacing, element thicknesses, spans) on the base of regular computer calculations and standards .*

Keywords: *ship; helicopter platform, construction*

Purpose—is to improve the helicopter platform construction.

Results. There were presented the helicopter platform strength computer calculation results and formula to evaluate the weight economy for perforated platform plates.

THE MAIN MATERIAL

The indisputable advantages of using helicopter technology have led to the fact that almost all large drilling platforms have helipads, and for mega yachts their design has become a practical standard. That is a fact that due to additions of convention «SOLAS -74» now all the Ro-Ro vessels need to have a helicopter platform. The main parameters of helicopters that are used in China are presented in table 1[1].

Table 1. The main helicopter parameters

Helicopter Type	Maximum Weight (kg)	Minimum Weight (kg)	Height (m)	Maximum Length(D) (m)	Number of wheels	Platform Area (m ²)	Rotor disc Area (m ²)	Rotor Diameter (m)
Z-5	7600	5121kg	4.4m	20m	3 wheels	314 m ²	295	21
Z-19	4500	2,350	4.01	12m	3 wheels	114	111.79	11.93
Z-11WB	2200	1120	3.14	13m	Landing gear	133	89.7	10.69
AC310	930	505	2.65	9.40m	Landing gear	69.5	52.5	8.18
EC-120	1680	895	3.4	11.52	Landing gear	104	78.54	10
AC301	2200	1250	3.14	13	Landing gear	133	147.12	13.69
MD520N	1157	493	2.7	9.8	Landing gear	75.4	54	8.3

EC135	2632	1180	3.51	12.16	Landing gear	116	81.7	10.2
MD500	1610	896	2.71	8.6	Landing gear	58	50.6	8.03

According to the possible helicopter loads the platforms should have a classification certificate with a certain classification symbol. For example for helicopters with maximum weight not more then 2 tons, from 2 to 6 tons, from 6 to 10 tons and more than 10 tons.

The platform location is defined by FATO (final approach and take-off area) and TLOF (touchdown and lift-off area) requirements and can be installed in aft, bow, middle part or on the top of superstructure[2].. The last one is nearly free and it is possible to use it as a helicopter platform for nearly all kind of vessels without stability limitation if all structures here (for radar, aerals, lights and others) will be constructed with a height not more than a helicopter rotor height with a certain gap or an additional transverse or longitudinal consoles for them can be used. It is required also to reinforce such a platforms by additional pillars, girders and sometimes to increase a platform thickness or to limit a possible helicopter weight.

For calculation example there was taken a superstructure with a breadth 14 metres, length 12 and hight 10 metres (4 tires 2.5 metres each) with outside plate thickness 6 mm, internal bulkheads 3mm and helicopter platform (wheelhouse top) 7 mm. The spacing of deck beams 100x10 mm was 500 mm. Three carlings 100x10/250x5 were located in Center plane and 3000 mm from it both sides. Betwin them the longitudinal girders 100x10 mm were installed and 6 pillars 120x5 mm in the web girders crossing were installed too but only for wheelhouse.

A load 98.1 kn was located 5000 mm from Center plane (one wheel load) in a cross point area (300x200 mm tyre print) of deck beam and deck longitudinal. A superstructure model with helicopter platform (without platform plating) is shown in fig.1.

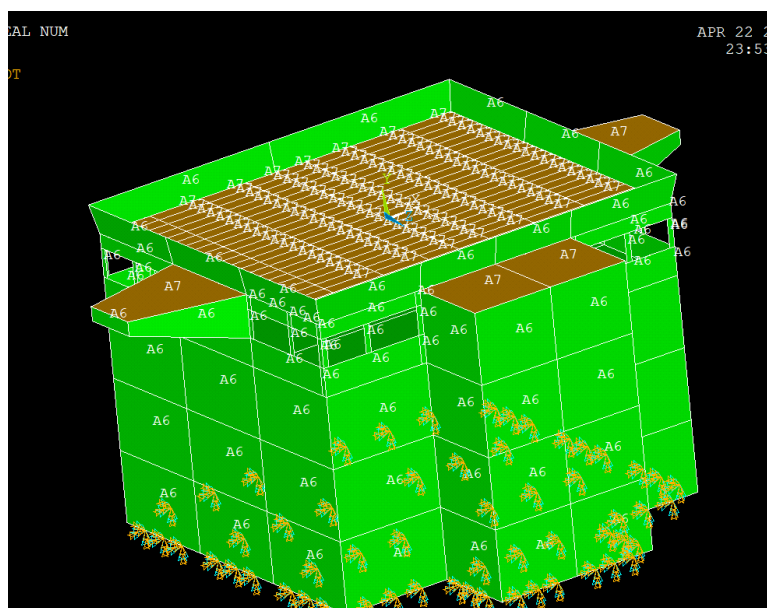


Figure 1 - A superstructure model with helicopter platform (without platform plating)

In fig. 2 there is shown the stress distribution in deck longitudinal and deck beam in a load area.

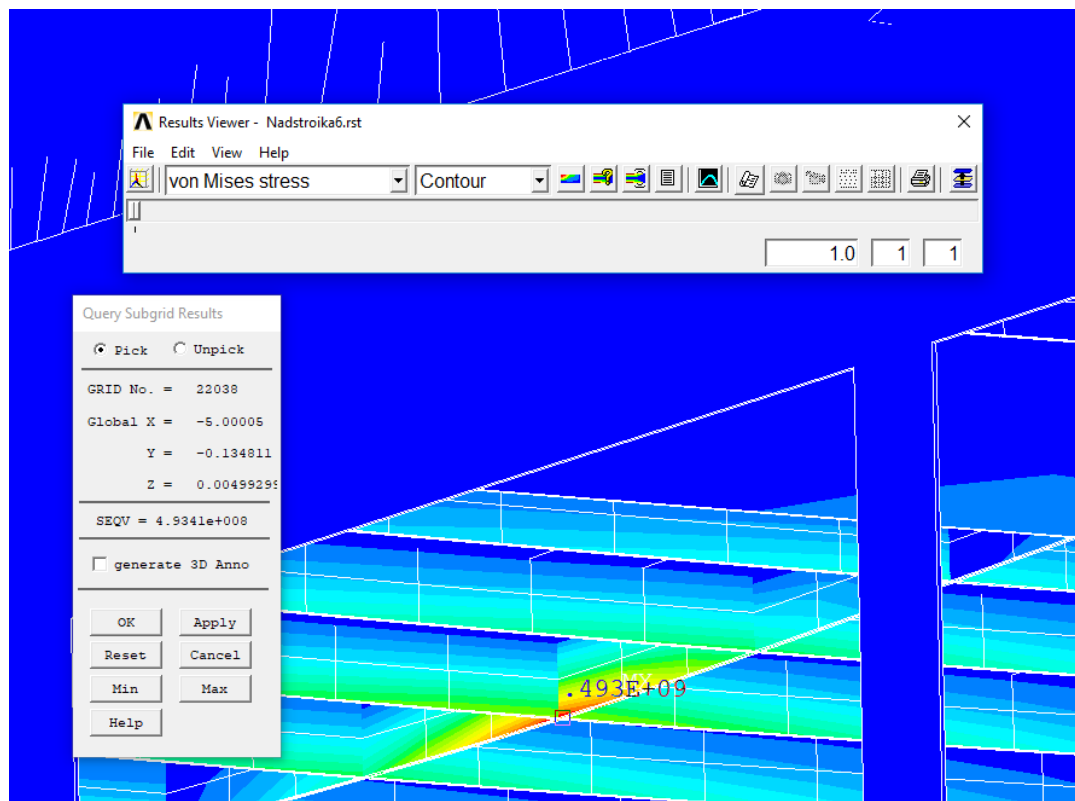


Figure 2 - The stress distribution in deck longitudinal

The calculation results (if the maximum stress in platform plates is 100%) will be for deck longitudinal 355%, for pillar 13.9% and for deck beam 79.1%. So the architecture [3] in this example should be improved significantly. The best way is to take more powerful deck longitudinals or to add the flanges to existing ones.

For constructions like this one with a large local loads it is better to avoid a flat girders and recommended a bulb ones, T and angle bars, frame girders with flanges and even channel bars in order to improve a neutral axis position for every support girder to increase section modulus with a minimum addition construction material.

Another method to improve the neutral axis position for platform construction elements is to use a perforated plates when the platform watertightness is not required. Except it the friction coefficient for platform when helicopter take off and landing will be increased and weight economy M for plates will be:

$$M = 0.785 S n d^2 s p \text{ (ton)}$$

Where S – is a platform area, m^2 ; n – is a number of perforated holes per square metre; d – perforated hole diameter, m ; s – plates thickness, m ; p – specific gravity of construction material, t/m^3

Today there is possible to investigate the existing vessels hatch covers and upper deck location (for bulk carriers, oil tankers and others) to use them for helicopter technologies for sure taking in to account FATO and TLOF requirements.

Conclusion. Due to results analysis it was confirmed the ability of platforms with a typical vessel construction principles to use a helicopter technology and ways to minimize the weight of construction.

There was underlined a necessity to certify all helicopter decks, platforms and even transport vessels hatch covers in accordance with there maximum possible load (helicopter weight) when FATO and TLOF requirements are satisfied.

REFERENCES

- [1] Baidu Encyclopedia, aircraft manufacturers provide data (2017). <https://baike.baidu.com/item/%E7%9B%B4-8/659676>
- [2] Михайлов, Б.М., Луценко А.А., Джан Дси (2018). Об использовании надстроек транспортных судов для вертолётных площадок. Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації та ремонту морських технічних засобів інженерних споруд: матеріали Межд. науч.-техн. конф. 23-24 травня, 2018. Миколаїв, НУК.
- [3] Wu Yongxiang, Chi Hongming (2019) Study on the scheme of offshore operation and maintenance helicopter platform. Ship engineering. 9.1.

Цай Цичін, Б.М. Михайлов

О конструкции вертолётных платформ транспортных судов

***Анотація.** Використання вертолётної технології на водному транспорті веде до значного підвищення безпеки його учасників та розширення можливостей транспортних суден для вантажних та інших операцій.*

Дуже важливо створити рекомендації для параметрів конструкції вертолётних платформ (включаючи архітектуру, шпациї, товщини елементів, прольоти) на основі комп'ютерних розрахунків та стандартів.

Ключові слова: судно; вертолётна платформа; конструкція;

УДК 629.5.01

АНАЛІЗ ПРОЕКТІВ СУЧАСНИХ ФРЕГАТІВ

Кротов О. І., кандидат технічних наук, доцент ¹; Воробець О. Я., аспірант ²;

Вихопень М.В., ³студент групи 5112М

^{1,2,3}Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

^{1,2,3}м. Миколаїв, Україна

¹ORCID:: <http://orcid.org/0000-0001-8813-238X>; ²oleksvo231280@gmail.com;

³whitenick727@gmail.com

***Анотація.** Проведено аналіз основних положень розробки проектів кораблів підкласу фрегат військово-морських сил (ВМС) провідних морських держав. Розглянуто сучасний підхід при створенні і реалізації сучасного проекту фрегату як базової платформи, оснащеної за вимогами замовників відповідно до їх потреб.*

Проаналізовано проекти сучасних фрегатів ВМС США, Великобританії, Німеччини, Індонезії, їх тактико-технічні елементи, склад видів озброєння і обладнання.

Ключові слова: кораблі підкласу фрегат, базова платформа, проект фрегата, види озброєння, тактико-технічні елементи.

Фрегати (ФР) як підклас кораблів військово-морських сил (ВМС) провідних морських держав є найпоширенішими кораблями, а у складі ВМС інших держав їм відводиться роль основного бойового корабля. У зв'язку з цим у наш час достатньо чітко виділяються дві групи ФР: фрегати стандартною водотоннажністю 4 – 5 тис. тон і більше, націлені на дію у складі авіаносних та амфібійних груп, крупних конвоїв в океанських умовах, а також фрегати водотоннажністю 2 – 4 тис. т, основним призначення яких є одиночна патрульна служба [1].

Кораблі аналізованих класів об'єднані загальними завданнями, що виконуються в ході бойових операцій: протиповітряної (ППО), протиракетної (ПРО), протичовнової (ПЛО) та протимінної (ПМО) оборони, а також завданнями ударів по берегових цілях тощо.

Склад озброєння і обладнання цих кораблів може варіюватися у широкому діапазоні, виходячи з поставлених перед ними задач. Йдеться про наявність базової платформи, яка може бути оснащена за вимогою замовника, виходячи з його потреб. При цьому компоновка сучасного ФР дозволяє розширювати або нарощувати його можливості при вирішенні тих або інших задач на протязі терміну служби. Одним із шляхів забезпечення вирішення додаткових задач, які виникають перед ФР, є концепція застосування обладнання у модульному виконанні [1,2].

Основними проектантами і будівельниками сучасних ФР водотоннажністю до 6000 т, перспективних кораблів прибережної зони (КПЗ) водотоннажністю понад 2500 т (класифікуються останнім часом США як ФР) виступають США, Франція, Німеччина, Великобританія, Іспанія та Нідерланди. Як правило, ФР будувалися насамперед для власних ВМС, а потім на експорт, причому на заводах як замовника, так і проектанта [2].

Фрегати ВМС США

Сучасні ФР США будуються підсеріями по двох проектах кораблів: однокорпусний сталевий корабель типу Freedom за проектом групи фірм, очолюваних Lockheed Martin, і алюмінієвий тримаран Independence за проектом групи фірм під керівництвом General Dynamics.

Концепція корабля LCS передбачає створення базового модуля, що включає корпус, механічні та електричні системи, а також змінних модулів корисного навантаження, що встановлюються залежно від поставленого перед кораблем завдання: ПЛО, ПМО, боротьби з надводними цілями (терористи, морські пірати, контрабанда, доставка наркотиків)).

Фрегат "Freedom LCS1" – дослідний корабель, створений по концепції "бойовий корабель прибережної зони" (Littoral Combat Ship). Тактичні групи LCS здатні забезпечувати значні переваги ВМС США в прибережному районі і доступ туди експедиційних сил, а також вирішення інших задач оборони [2].

Варіант LCS1 фірми Lockheed Martin являє собою однокорпусний напівглісуючий корабель зі сталевим корпусом і алюмінієвою надбудовою (рис. 1).

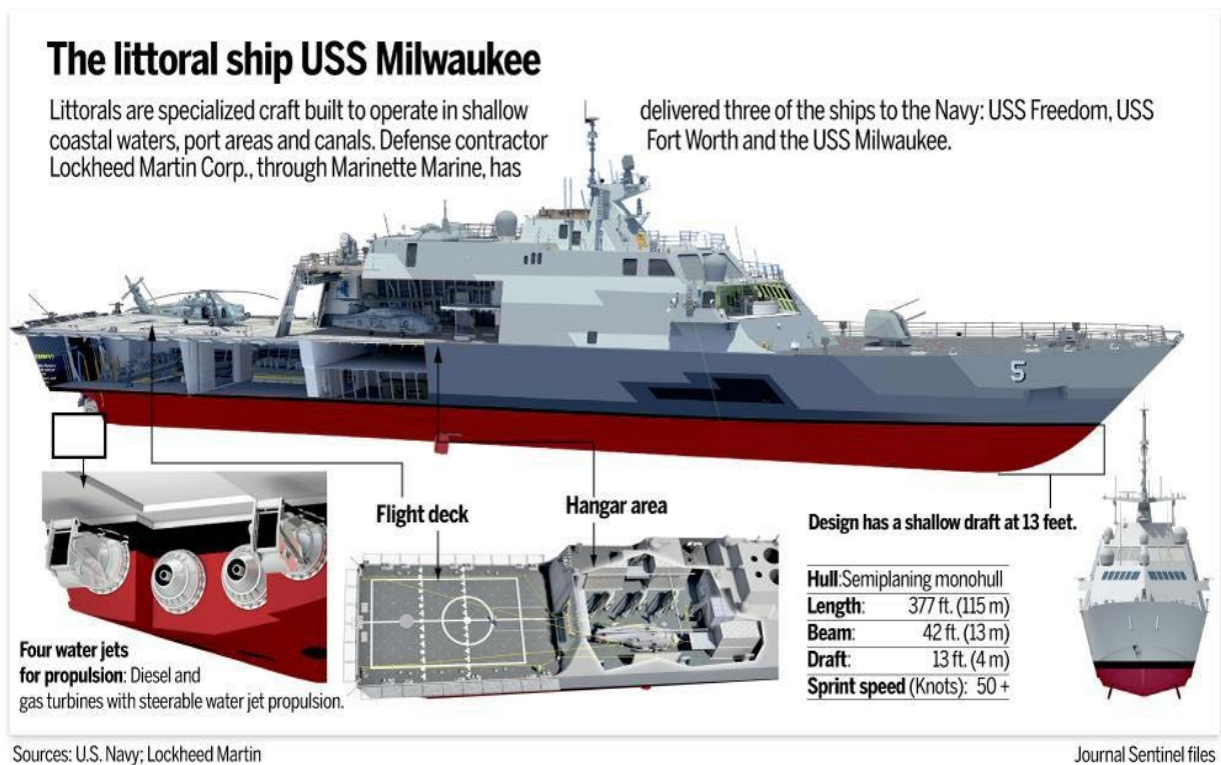


Рисунок 1 – Фрегат "Freedom LCS1".

Варіант LCS2 компанії Austal USA – тримаран з великими внутрішніми об'ємами порівняно з LCS1, його корпус і надбудова виконані з алюмінієвих сплавів (рис.2).

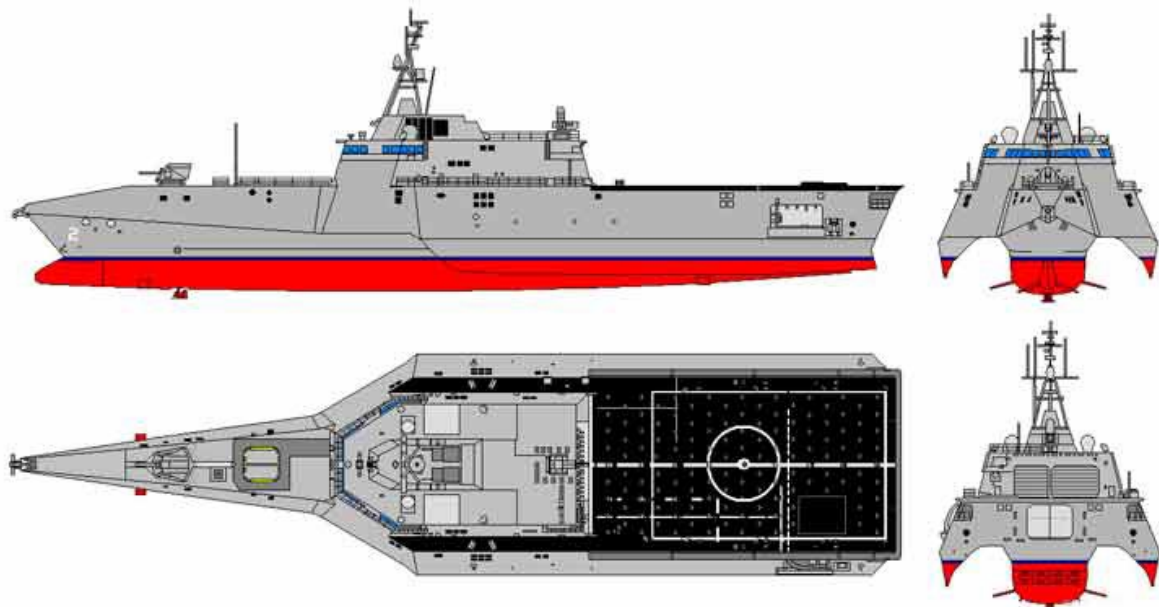


Рисунок 2 – Загальний вигляд тримарана LCS2.

Конструкційний захист на обох кораблях носить локальний характер, корпус, надбудова та елементи озброєння виконані по технології "стелс", забезпечений також захист від зброї масового ураження.

Фрегати ВМС Великобританії

ВМС Великобританії продовжують роботу щодо реалізації проекту нового ФР типу 26 GCS (Global Combat Ship). Існуючими планами передбачається будівництво серії з 13

кораблів. Початок будівництва – 2015 р. Введення в дію головного ФР здійснено у 2021 р. Кораблі будувалися у двох варіантах — вісім ФР ПЛО та п'ять багатоцільових. Передбачалося широке застосування принципу модульності систем озброєння [2].

На відміну від КПЗ LCS, нові ФР матимуть розвинені бойові можливості, які дозволять їм діяти в найскладніших умовах при відображенні сучасних та перспективних загроз. Вони несуть 127 мм артилерійську установку (АУ), вертикальну пускову установку (ВПУ) для зенітно-ракетного комплексу (ЗРК) «Sea Ceptor», протикорабельні ракети (ПКР), системи оборони ближнього рубежу «Phalanx» [2].

Основна відмінність від традиційних проектів – наявність великої злітно-посадкової палуби, яка є ключовим фактором для розміщення обладнання, що дозволяє виконувати додаткові завдання – підтримку сил спеціальних операцій (ССО), охорону акваторій та морських рубежів, ПМО. У центральній частині корабля безпосередньо перед ангаром можуть бути розміщені стандартні контейнери, човни, безекіпажні засоби та запаси. ФР ПЛО оснащені гідро – акустичними станціями змінної глибини занурення.

Фрегати ВМС Німеччини

Після 2016 р. до складу ВМС увійшов головний ФР нового покоління типу F 125 «Baden-Wuerttemberg». Це перший корабель ВМС Німеччини, спеціально спроектований та оснащений озброєнням для підтримки тривалих міжнародних операцій з управління кризами низької та середньої інтенсивності [2].

Фрегат спроектований із розрахунку, що експлуатаційний цикл між капітальними ремонтами становитиме п'ять років. Він зможе перебувати у районах бойового використання до двох років без великих регламентних робіт, які вимагають повернення до місця базування.

Для полегшення проблеми тривалого відриву від баз передбачається (при зниженій удвічі порівняно з попереднім проектом чисельності особового складу) використовувати для кожного корабля два екіпажі по 100 осіб, окрім 20 осіб авіагрупи, з регулярною ротацією їх кожні чотири місяці.

На борту ФР встановлено інтегровану комплексну систему управління технічними засобами, до складу якої також входять система контролю бойових пошкоджень та бортовий тренажер.

Основною зброєю ФР є АУ Oto Melara калібру 127-мм, здатна вести стрільбу керованими боєприпасами збільшеної дальності «Vulcano», забезпечувати поразку берегових об'єктів та вогневу підтримку сухопутних військ на дальності понад 100 км. Замість гідравлічних силових приводів АУ використовуються електромеханічні. Компанія Oto Melara була обрана також як постачальник засобів захисту ФР F 125 від асиметричних засобів нападу. Кораблі несуть по п'ять турельних установок з 12,7-мм кулеметами типу «Nitrole», які мають дистанційне керування та збільшений кут нахилу для захисту від засобів нападу, що знаходяться на малих відстанях від корпусу корабля [2].

Фрегат обладнаний інфрачервоною системою кругового огляду та навігації, призначеної для раннього автоматичного виявлення асиметричних засобів нападу, таких як підрозділи ССО, терористи чи пірати, що наближаються з боку моря, берега чи повітря. Зображення від усіх датчиків цієї системи синтезуються для створення єдиного панорамного зображення обстановки навколо корабля.

Завдяки високій швидкості оновлення даних система здатна своєчасно виявляти високошвидкісні маневруючі цілі. У ході проведених випробувань болометричного датчика

першого покоління дальності виявлення склали: плавця – 300 – 400 м, надувного човна – 1000 – 2000 м, невеликого літака типу "Pilatus" – 2000 – 3000 м [2] .

Фрегати ВМС Індонезії [2]

Першими замовниками фрегатів модульної конструкції (SIGMA — Ship Integrated Geometrical Modularity Approach), спроектованих для експорту фірмою Damen Schelde Naval Shipbuilding (Нідерланди), стали ВМС Індонезії.

Різноманітність конструктивного виконання забезпечується набором модулів довжиною 7,2 м з водонепроникними перебірками та дверима різної ширини. Це визначає розміри корабля, який може мати довжину 150 м і ширину 15 м при водотоннажності в діапазоні до 2000 т.

Принципові особливості проекту: забезпечення «гнучкого» компонування для виконання вимог замовника та можливості подальшої модернізації корабля у процесі служби; використання стандартизованих комплектуючих та технологій будівництва; забезпечення широкого діапазону розмірів та широкого набору зброї; скорочення тривалості розробки проекту та будівництва корабля.

Новий ФР є найбільшим із усіх коли-небудь побудованих кораблів цього проекту. Нідерландська фірма як генеральний підрядник здійснює складання ФР та його випробування спільно з фірмою PT PAL в Індонезії. Кожен ФР збирається із шести основних модулів. Для головного корабля модулі виготовлятимуться на верфі Vissingen фірми Damen Schelde Naval Shipbuilding, а також румунської верфі фірми Damen Shipyard Galati. Носова і кормова кінцеві частини корпусу корабля, а також блоки надбудови виготовлялися фірмою PT PAL в Індонезії.

На нових ФР встановлено вдосконалений варіант АСБУ TACTICOS фірми Thales, що забезпечує роботу 35-мм АУ, системи оборони ближнього рубежу Millenium, пошукова РЛС SMART-S Mk 2 та ВПУ на 12 ЗУР.

Верфь Damen Schelde Naval Shipbuilding розробила концепцію розміщення корабельного модульного корисного навантаження у спеціальному, призначеному тільки для цих цілей кормовому відсіку кораблів модульної конструкції SIGMA. Таке конструктивне рішення дозволяє без постановки корабля у док виконувати через апарель монтаж змінних модулів, легко переобладнаючи фрегат для вирішення завдань ПЛО, ПМО, мінних постановок, забезпечення дій СЗГ, надання гуманітарної допомоги.

Висновки.

1. Розглянуто основні положення розробки проектів сучасних кораблів ВМС підкласу фрегат.

2. Описано сучасний підхід при створенні і реалізації проекту фрегату як базової платформи, з урахуванням потреб замовників. Проаналізовано проекти сучасних фрегатів ВМС США, Великобританії, Німеччини, Індонезії,.

3. . Проаналізовано особливості проектів сучасних фрегатів ВМС США, Великобританії, Німеччини, Індонезії,.

REFERENCES

[1] The World's Warship. Directory. 4th edition/ Series of Weapons of World pocket reference books. Edited by N. Novichkova. Moscow. STATUS Co Ltd. 2013 – 440 p.

[2] Sagaidakov F.R., Chernetsova N.A., Guryanov S.K. Frigates and corvetes: current state and development prospects. Shipbuilding. 6·2015 (823). 18 p.

Krotov Oleksandr, Vorobets Oleksandr, Vyhopen Mykola.

Analysis of modern frigate projects

Annotation. *An analysis of the main provisions for the development of projects of ships of the frigate subclass of the naval forces (Navy) of the leading maritime states was carried out. A modern approach to the creation and implementation of a modern project of a frigate as a basic platform, equipped according to the requirements of customers and according to their needs, is considered. The projects of modern frigates of the Navy of the United States, Great Britain, Germany, and Indonesia, their tactical and technical elements, the composition of types of weapons and equipment were analyzed.*

Keywords: *ships of the frigate subclass, basic platform, frigate project, types of weapons, tactical and technical elements.*

УДК 629.5.01

СТАТИСТИЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ЕЛЕМЕНТІВ І ХАРАКТЕРИСТИК ФРЕГАТІВ

Кротов О. І., кандидат технічних наук, доцент ¹; Воробець О. Я., аспірант ²;

Вихопень М.В., ³студент групи 5112М

^{1,2,3}Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

^{1,2,3}м. Миколаїв, Україна

¹ORCID:: <http://orcid.org/0000-0001-8813-238X>; ²oleksvo231280@gmail.com;

³whitenick727@gmail.com

Анотація. *На основі аналізу основних елементів і характеристик фрегатів проведена статистична обробка їх даних і отримані аналітичні залежності для визначення головних розмірів, їх співвідношень і водотоннажності. Отримані формули дають можливість провести проектні розрахунки на початковій стадії розробки проекту.*

Ключові слова: *фрегат, головні розміри, водотоннажність, стадії розробки проекту, озброєння, боєзапас, команда з постачанням, запаси пального.*

Останніми роками дослідження з розробки методичного забезпечення початкових стадій проектування фрегатів практично не велися, тому метою досліджень цієї роботи є внесення відповідного вкладу до створення методики початкового визначення елементів і характеристик кораблів цього класу, яка базується на статистичних залежностях.

Для цього на основі довідників, періодичних видань і електронного ресурсу було проведено аналіз основних елементів і характеристик фрегатів і їх статистична обробка.

Розглядалися дві групи фрегатів: фрегати повною водотоннажністю 4 – 5 тис. т і більше і фрегати водотоннажністю 2 – 4 тис. т, які призначені, в основному, для одиночної патрульної служби. Для кораблів другої групи характерним є те, що вони є близькими за

своїми відносними значеннями як головних розмірів і характеристик, так і озброєння, маси боезапасу, мас складових навантаження тощо. Тому результати статистичної обробки даних цих кораблів можна більш надійно використовувати для початкових розрахунків.

В процесі розробки проектів кораблів проектувальникам потрібні сучасні статистичні дані по них, які б дозволили визначити у першому наближенні головні розміри, їх відношення, коефіцієнт повноти водотоннажності та водотоннажність.

В табл. 1. наведені результати аналізу зазначених даних по фрегатах другої групи [1].

Таблиця 1

№ з/п	Назва	$\Delta_{\text{повн, т}}$	$L_{\text{max, м}}$	$L_{\text{пп, м}}$	$B, \text{ м}$	$d, \text{ м}$	$L_{\text{пп}}/B$	B/d	$l=L_{\text{пп}}/V^{1/3}$	C_b
1	Anging	2250	111,7	103,8	12,1	3,50	8,58	3,46	8,01	0,499
2	Floreal	2900	103	93,5	14,0	4,30	6,68	3,26	6,63	0,503
3	Zeffiro	3100	122,7	110,0	14,8	3,72	7,43	3,98	7,63	0,499
4	Maestrale	3200	123,0	110,7	12,9	4,40	8,58	2,93	7,59	0,497
5	Formidable	3300	114,0	104,00	14,8	4,10	6,89	3,70	6,93	0,510
6	Vasco da Gama	3300	115,5	104,2	14,8	4,20	7,04	3,52	7,08	0,497
7	Karel Doorman	3320	122,0	110,0	14,4	4,10	7,64	3,51	7,45	0,499
8	Hydra	3350	117,0	105,0	14,8	4,22	7,09	3,52	7,09	0,501
9	Barbados	3400	116,7	104,0	14,8	4,31	7,03	3,43	6,99	0,500
10	Менжинский	3545	123,0	111,0	14,2	4,42	7,82	3,21	7,36	0,496
11	Anzac	3600	118,0	108,6	14,8	4,35	7,34	3,40	7,16	0,502
12	Te Mana	3600	118,0	109,4	15,0	4,25	7,29	3,53	7,22	0,504
13	La Fayette	3700	124,0	111,0	15,0	4,40	7,40	3,41	7,26	0,493
14	Amatola	3700	121,0	110,0	15,2	4,30	7,24	3,53	7,19	0,502
15	Oliver Hazard	3700	136,0	119,5	14,7	4,10	8,13	3,59	7,81	0,501
16	Kang Ding	3900	124,2	110,3	15,4	4,50	7,16	3,42	7,08	0,498
17	Maanshan	4000	134,0	120,1	15,5	4,22	7,75	3,69	7,65	0,499
18	Talwar	4000	124,8	113,8	15,2	4,50	7,49	3,38	7,25	0,501

Отримані наступні формули для наближеного визначення головних розмірів фрегатів одиночної патрульної служби:

– довжини між перпендикулярами $L_{\text{пп}} = f(\Delta_{\text{повн}})$

$$L_{\text{пп}} = 1,67 \cdot \Delta_{\text{повн}}^{0,5122}; \quad (1)$$

– ширини $B = f(\Delta_{\text{повн}})$

$$B = 0,001 \cdot \Delta_{\text{повн}} + 11,4; \quad (2)$$

– осадки $d = f(\Delta_{\text{повн}})$

$$d = 0,23 \cdot \Delta_{\text{повн}}^{0,3572}; \quad (3)$$

В результаті проведеного аналізу було встановлено, що відношення висоти борту до осадки фрегатів змінюється в межах $D/d = 2,25 - 2,65$. Для наближеного оцінювання цього відношення можна скористатися наступною статистичною залежністю [2]

$$D/d = 0,126 \cdot L^{0,645}, \quad (4)$$

де L – довжина між перпендикулярами.

Як видно з табл.1, відношення ширини до осадки змінюється в діапазоні $B/d = 3,2 - 3,7$ при характерних значеннях від 3,4 до 3,5. Відношення довжини до ширини фрегата – $L/B = 7,0 - 8,0$, за виключенням кораблів з меншою шириною (поз. 1 і 4 таблиці).

Відносна довжина

$$l = \frac{L}{\sqrt[3]{V}},$$

де V – об'ємна водотоннажність, м^3 , змінюється в діапазоні від 7 до 8 при характерних значеннях 7,2 – 7,6.

Значення коефіцієнта загальної повноти C_b кораблів цього класу знаходяться у межах $C_b = 0,49 - 0,51$ (табл. 1). Відхилення в більшу сторону ($C_b = 0,52 - 0,53$) відмічаються у фрегатів більших розмірів.

Водотоннажність першого наближення фрегата може бути визначена по заданій сумі наступних мас: озброєння, боєзапасу, команди з постачанням, запасів пального, яку можна назвати як і в роботі [2] «продедвейтом» $P_{\text{пдв}}$, та значенню коефіцієнта $K_{\text{пдв}}$. Цей коефіцієнт являє собою відношення суми зазначених мас до водотоннажності, значення якого для заданого типу корабля може бути отримано апроксимацією у вигляді $K_{\text{пдв}} = f(\Delta, Fr_{\Delta})$.

Нижче наводиться послідовність визначення водотоннажності фрегата через коефіцієнт $K_{\text{пдв}}$ і його головних розмірів [2].

1. У завданні фіксується призначення корабля, перелік його озброєння, дальність і район плавання, автономність і швидкість ходу (іноді й інші особливості – тип енергоустановки, матеріал корпусу і надбудови, тип рушіїв тощо).

2. По довідковим даним складають базу даних про масо – габаритні характеристики озброєння і радіоелектронного обладнання і підраховують масу озброєння і боєзапасу корабля.

3. По групі кораблів заданого класу апроксимують чисельність особового складу в залежності від водотоннажності і потужності головних механізмів $n_{\text{ек}} = f(\Delta, N)$, а також значення потужності дизель – генераторів.

4. Статистично оцінюють залежність значення питомої потужності від відносної швидкості $N/\Delta = f(Fr)$ або від відносної швидкості і відношення L/B $N/\Delta = f(Fr_{\Delta}, L/B)$ а також прямі питомі енергетичні витрати $n = (N/\Delta)/v_s$ у функції від (Fr_{Δ}, l, Δ) .

5. В цій же групі кораблів розраховують суму мас озброєння, боєзапасу, команди з постачанням і запасів пального кожного з них і визначають $K_{\text{пдв}} = f(\Delta, Fr_{\Delta})$.

6. Визначають водотоннажність проекту першого наближення $\Delta_1 = P_{\text{пдв}}/K_{\text{пдв}}$.

7. За допомогою отриманих статистичних формул (1) – (4) і значення коефіцієнта загальної повноти C_b визначаються головні розміри фрегата у першому наближенні L_1, B_1, d_1 і D_1

Висновки

1. Проведена статистична обробка даних фрегатів і отримані аналітичні залежності для визначення головних розмірів, їх співвідношень і коефіцієнта загальної повноти.

2. Розглянуто послідовність визначення водотоннажності фрегата і його основних елементів.

REFERENCES

- [1] The Wordl's Warship. Directory. 4th edition/ Series of Weapons of Word pocket reference books. Edited by N. Novichkov. Moscov. STATUS Co Ltd. 2013 – 440 p.
- [2] Вашедченко А.Н. Краткий курс проектирования судов и кораблей. Учебное пособие. Николаев, 2016, 182.с. (Електронний ресурс).

Krotov Oleksandr, Vorobets Oleksandr, Vyhopen Mykola.

Statistical dependences for calculating elements and characteristics of frigates.

Annotation. *Based on the analysis of the main elements and characteristics of frigates, statistical processing of their data was carried out and analytical dependencies were obtained to determine the main dimensions, their ratios and displacement. The resulting formulas make it possible to carry out design calculations at the initial stage of project development.*

Keywords: *frigate, main dimensions, displacement, stages of project development, weapons, ammunition, supply team, fuel reserves.*

УДК 629.5

ШВИДКІСНЕ ПАСАЖИРСЬКЕ СУДНО З АУТРИГЕРАМИ НА МАРШРУТІ ОДЕСА - СТАМБУЛ

¹Морозов К. О., провідний фахівець ННЦМС; ²Морозов О. О.
викладач КІТ та ІГ

^{1,2}Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
^{1,2}м. Миколаїв, Україна

¹kostiantyn.morozov@nuos.edu.ua; ²oleksii.morozov@nuos.edu.ua

Анотація. *Морське сполучення Одеса – Стамбул як нова майбутня перспектива швидкісних пасажирських перевезень, має важливе значення у налагодженні торгово-політичних стосунків між Україною та Туреччиною. Також дає можливість у розвитку туристичної галузі цих двох країн.*

Враховуючи попередній досвід швидкісних морських пасажирських перевезень з порту Одеса, швидкість має важливе значення. Перспективним швидкісним пасажирським судном для маршруту Одеса – Стамбул є судно з аутригерами(САР). Особливість такого типу судна в тому що, воно є однокорпусним судном з великим співвідношенням L/B для зменшення хвильового опору, та аутригерами для більшої остійності.

Ключові слова: *швидкісне морське сполучення ; розвиток туризму; логістичні морські перспективи; судно з аутригерами.*

Постановка проблеми. З початку 60-х років минулого століття на півдні України почався інтенсивний розвиток швидкісних суден, призначених для пасажирських перевезень на морських лініях у чорноморського регіоні. Це відбулося завдяки інтенсивному розвитку туристичної інфраструктури півдня України та Криму.

Основний портом в усі напрямки проходження пасажирських суден було місто Одеса. На той момент це місто – порт найбільшим на півдні України, а також має модернізовану портову інфраструктуру.

З початку 70-х и до кінця 90-х років швидкісні пасажирські лінії з порту Одеса обслуговувались судами на підводних крилах. К середині 2000-х років зважаючи на економічні умови України на той час, практично всі судна на підводних крилах були виведені з експлуатації та продані іншим країнам, це було обумовлено тим, що в експлуатації ці судна були дотаційними.

У 2008 році була спроба поновити швидкісні морські перевезення. Проект нового морського сполучення, активно почала лобіювати Туреччина. Було обрано маршрут Ялта – Синоп, який обслуговував швидкісний катамаран «Кримська стріла». Але через проблему з наповнюваністю катамарана пасажирами, використання цього швидкісного катамарану було припинено. Власник нарікав на те, що на його компанію було покладено обов'язок забезпечити 150 – 200 пасажирів на один рейс, він з цим не впорався и к останньому рейсу вийшов на кількісний рівень у 130 – 150 пасажирів.

Тому морське сполучення Одеса – Стамбул як нова майбутня перспектива швидкісних пасажирських перевезень, має важливе значення у налагодженні торгово-політичних стосунків між Україною та Туреччиною. Також дає можливість у розвитку туристичної галузі цих двох країн.

Враховуючи попередній досвід швидкісних морських пасажирських перевезень з порту Одеса, швидкість має важливе значення. Завдяки високій швидкості, час перебування пасажирів може бути зменшено до 8 годин, що дозволить відмовитись від обладнання пасажирських кают. Це зменшить водотоннажність та відповідно вартість побудови судна.

Основна частина. Починаючи з кінця 60-их початку 70-х років ХХ століття на півдні України почався інтенсивний розвиток пасажирських перевезень на морських лініях у чорноморського регіоні. Це було прямо пов'язане з інтенсивним розвитком туристичної інфраструктури на півдні України та кримського узбережжя а також недостатньо розвинутими, наземними пасажирськими перевезеннями. До того ж водний транспорт вважався найбільш економічним, але все ж поступався за швидкістю руху наземного. Тому стала необхідність у застосуванні на морських напрямках пасажирських швидкохідних суден.

Основний відправною точкою в усі напрямки проходження пасажирських суден був порт Одеса. Це найбільшим місто — порт на півдні України вже має відповідну портову інфраструктуру.[1]

В 1969 року було відкрито морське пасажирське сполучення Одеса — Херсон протяжністю 150 км. Для обслуговування цього пасажирського напрямку почали використовувати швидкісні судна на підводних крилах (СПК). Спочатку лінія Одеса — Херсон працювала з двома відправленнями в день - в 8 і 15 годин. [1] З Одеси ходили СПК проекту 342М «Комета» [2, с. 271-297]. К середині 80-х СПК «Комета» експлуатувалася практично на всіх лініях ближньої і малої міжміської протяжності, котрі пов'язували Одесу з іншими містами і населеними пунктами морським шляхом. Також була відкрита міжміська лінія середньої протяжності Одеса — Євпаторія.[1] Слід зазначити що на кримському напрямку крім СПК «Комета» також були залучені СПК проекту 10390 «Колхіда», які поступово стали замінювати «Комети».

В літку 1987 року на лінії Ялта — Одеса був залучений пасажирський газотурбохід на підводних крилах проекту 12352 «Циклон», який проходив тоді випробування на Чорному морі [2, с. 271-297].

Важливим фактором при застосуванні пасажирських суден на підводних крилах на цих напрямках стала швидкість. Рейси виконувалися таким чином, щоб досягти кінцевого пункту до настання ночі, малий період перебування пасажирів під час їх подорожі виключало обладнання пасажирських салонів каютами [2, с. 271-297].

В табл. 1 наведено перелік суден на підводних крилах що експлуатувалися на пасажирських лініях від порту Одеса до Херсону та на кримському напрямку.

Таблиця 1 - СПК що експлуатувалися на пасажирських лініях півдня України

Проект СПК, рік початку експлуатації.	342М «Комета» 1962	10390 «Колхіда» 1981	12352 «Циклон» 1987
Водотоннажність повна, т	59,5	68,0	137,1
Довжина, м	35,1	34,5	44,2
Ширина, м	11,0	10,3	12,6
Осадка, м На плаву На крилах	3,2 1,4	3,5 1,9	4,3 2,4
Швидкість експлуатаційна, вуз (км/ч)	30 (55-57)	35 (60)	37 (70)
Автономність плавання, км	600	400	480
Екіпаж, чол.	5	5	5
Пасажиромісткість, чол.	120	120	250

К середині 90-х років через погіршення економічної ситуації кількість морських пасажирських перевезень суднами на підводних крилах поступово почала зменшуватись. Це було обумовлено тим, що з розвитком автомобільних пасажирських сполучень на півдні України, на той момент масова експлуатація СПК перестала бути актуальною, до того ж ці пасажирські судна були дуже дорогими в обслуговуванні. Поступово до середині 200-х практично всі СПК були виведені з експлуатації та продані в інші країни.

У 2008 році турецькою туристичною компанією Sinore Tours було ініційоване відкриття морського швидкісного сполучення Ялта – Синоп протяжністю 296 кілометрів.[3]

На цей маршрут був залучений швидкісний катамаран проекту W 4100S «Кримська стріла», який до цього використовувала на своїх маршрутах ВАТ "Кримський центр розвідку туризму". Це пасажирське судно було побудовано на судноверфі Westamarin м. Мандал у

Норвегії з 1990 по 1995 рік, а у 2004 році пройшло капітальну реконструкцію, в таблиці 2 представлені основні характеристики катамарана «Кримська стріла» [4 с. 213-214].

Таблиця 2 - Основні характеристики катамарана «Кримська стріла»

Проект СПК, рік початку експлуатації.	W 4100S 1990
Водотоннажність повна, т	156
Довжина, м	41,5
Ширина, м	10,30
Осадка, м	1,7
Швидкість експлуатаційна, вуз (км/ч)	35 (65)
Автономність плавання, км	640
Екіпаж, чол.	11
Пасажиромісткість, чол.	298

Варто зазначити, що «Кримська стріла» при швидкості 35 вузлів, дозволяла проходити відстань між Ялтою та Синопом за 5 – 6 годин, тобто, скорочувало шлях між пунктами призначення в 4 – 5 разів у порівнянні зі звичайним водотонажним пасажирським судном на цьому маршруті.

Планувалося, що катамаран буде виконувати рейси два рази на тиждень упродовж всього літнього сезону. Вартість квитка на в один бік становила 90 доларів, в обидва кінця – 160 доларів.

У перший рейс катамаран вийшов маючи лише 1/5 від повної пасажиромісткості і до закриття проекту, скоротний катамаран «Кримська стріла» виконав всього шість рейсів.

За словами одного з власників турецького туристичного підприємства Sinore Tours, маршрут Ялта – Синоп був не прибутковим через проблему з наповнюваністю пасажирями.

Власник нарікав на те, що на його компанію було покладено обов'язок забезпечити 150 – 200 пасажирів за один рейс, але він з цим не впорався і к останньому рейсу вийшов на кількісний рівень лише у 130 – 150 пасажирів.

Оскільки перевезення подібної кількості пасажирів було нерентабельним, використання катамарану було недоцільним через це судно було знято з маршруту.[3]

Питання о відновленні швидкісного морського пасажирського сполучення постійно підіймається на зустрічах представників урядів Туреччини та України.

Досвід експлуатації катамарана «Кримська стріла»[3], показав що швидкісне пасажирське судно на маршруті Одеса – Стамбул, повинно мати швидкість більше 35 вузлів, для того, щоб пройти маршрут менш ніж за 8 годин.

Це дозволить не облаштовувати пасажирський салон каютами та відповідно зменшить вартість побудови та експлуатації судна.

Також слід зазначити про недоліки пасажирського катамарана відкритого моря, до яких відносять удари у з'єднувальну мостову конструкцію при ході на хвилюванні, збільшена маса металевго корпусу, складність проектування, будівництва та ремонту [5].

Тому у якості швидкісного пасажирського судна для маршруту Одеса – Стамбул було розглянуто САР.

Даний тип судна має переваги як пасажирського швидкісного однокорпусного судна так і катамарану [6].

У якості прикладу майбутнього пасажирського судна з аутригерами наведено проект 150' Trimaran Passenger Ferry. Основні дані тримарана наведені в таблиці 3 [7].

Як бачимо рис 1 по компоновці це класичне судно з аутригерами, яке має головний центральний корпус та компенсуючі поплавки (аутригери).

По компоновці розташування пасажирських місць судна з аутригерами проекту 150' рис 2 нагадує салон середньомагістрального аеробуса.

Таблиця 3 - Основні дані проекту 150' Trimaran Passenger Ferry

Назва проекту	150' Trimaran Passenger Ferry
Водотоннажність повна, т	29,2
Довжина, м	45,6
Ширина, м	17,74
Осадка, м	0,46
Швидкість експлуатаційна, вуз (км/ч)	40 (74)
Пасажиромісткість, чол.	149



Рисунок 1 - Пасажирське судно з аутригерами проекту 150' Trimaran Passenger Ferry

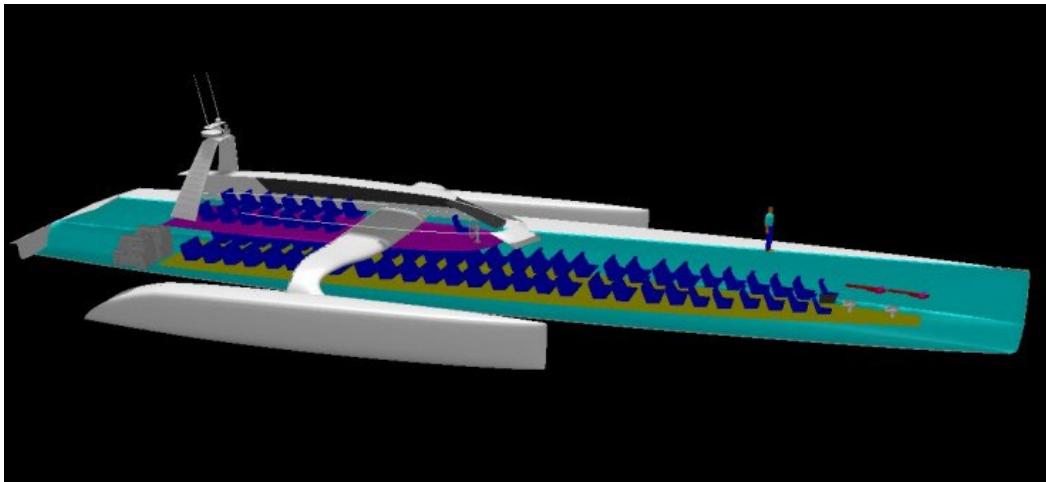


Рисунок 2 - Розташування пасажирських місць в салоні судна з аутригерами проекту 150' Trimaran Passenger Ferry

Висновки

1. Пасажирське сполучення Одеса – Стамбул є перспективним для розвитку морських швидкісних пасажирських перевезень. Це сприятиме туризму та розвитку взаємовідносин в сфері бізнесу між Україною та Туреччиною.
2. Особливості схеми САР дозволяють зменшити хвильовий опір за рахунок перерозподілення водотоннажності між центральним корпусом та аутригерами.
3. Пасажирське судно з аутригерами залучене на маршруті Одеса – Стамбул при експлуатаційній швидкості 44 вузли доставлятиме пасажирів з Одеси до Стамбулу за 8 годин, що дозволяє не обладнувати каюти для пасажирів як на водотоннажних поромках.

REFERENCES

- [1] Моряк Украины (2013). Из Одессы – на подводных крыльях? URL: <https://moryakukrainy.livejournal.com/1080731.html>
- [2] Иконников, В.В., Масалик, А. И. (1987). Особенности проектирования и конструкции судов на подводных крыльях. — Ленинград: Судостроение. 320 с.
- [3] Бойченко, Р. (2011) Центр транспортних стратегій. Турки хотят в Ялту. URL: <https://cfts.org.ua/articles/40166>
- [4] Техничко – економические характеристики судов морского флота СССР(1991). РД 31.03.01-90. 245 с.
- [5] Слободян, С.О., Морозов, О.О. (2022). Визначення пасажирського судна для маршруту «Очаків – Кінбурнська коса». Збірник наукових праць НУК, №1, С.12 – 18.
- [6] Дубровский, В.А. (1978). Многокорпусные суда Ленинград: Судостроение. 304 с
- [7] Kurt Hughes Sailing Designs. 150' Trimaran Passenger Ferry. URL: http://www.multihulldesigns.com/designs_other/150trimaranferry.htm

Kostyantyn O. Morozov, Oleksii O. Morozov

High-speed passenger vessel with outriggers on the Odesa - Istanbul sea line

Annotation. Sea line Odesa - Istanbul as a new future prospect of high-speed passenger transportation, is of great importance in the establishment of trade and political relations between Ukraine and Turkey. It also provides an opportunity for the development of the tourism industry of these two countries.

Given the previous experience of high-speed sea passenger transportation from the port of Odesa, speed is important. A promising high-speed passenger ship for the Odesa - Istanbul route is a ship with outriggers (SAR). The peculiarity of this type of vessel is that it is a monohull vessel with a large L/B ratio to reduce wave resistance, and outriggers for good stability.

Key words: *high-speed sea transportation; development of tourism; logistic maritime prospects; vessels with outriggers.*

УДК 629.5

ВИЗНАЧЕННЯ ГОЛОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ І ХАРАКТЕРИСТИК РЯТУВАЛЬНИХ СУДЕН

Астахова Аліна Олегівна

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

Україна, Миколаїв

alina.astakhova@nuos.edu.ua

Анотація. *Зібрано статистичні дані по рятувальних суднах. Отримано аналітичні залежності для визначення на початкових стадіях розробки проєкту головних розмірів і їх співвідношень.*

Ключові слова: *рятувальне судно, вибір головних розмірів.*

Згідно звіту "Стан безпеки судноплавства та аварійності із суднами на морському та внутрішньому водному транспорті в Україні (у тому числі і за її межами, але із українськими суднами), включаючи маломірні (малі) судна, за 2022 рік з наростаючим підсумком" державної служби «Морського і внутрішнього водного транспорту та судноплавства України», протягом 2022 року на суднах морського і внутрішнього водного транспорту України, у тому числі з маломірними (малими) суднами, сталося 22 аварійні події, в яких 2 особи загинули. За аналогічний період 2021 року на морському і внутрішньому водному транспорті України, у тому числі з маломірними (малими) суднами, сталося 55 аварійних подій, в яких 5 осіб загинули та 7 осіб отримали травм. [1]

Таким чином, загальна кількість аварійних подій, що сталися протягом 2022 року, у порівнянні з 2021 роком, зменшилась на 33 аварійні події (- 60 %). Слід зазначити, що значне зниження аварійності із суднами на морському та внутрішньому водному транспорті пов'язане також із тимчасовим припиненням судноплавства у територіальному морі та на внутрішніх водних шляхах України через військову агресію російської федерації проти України. Починаючи з 24 лютого 2022 року, фактично розпочалась блокада морських портів на південному узбережжі України. Повноцінно працювали та продовжують працювати та збільшувати вантажопереробку тільки три морські порти у гирлі Дунаю – Ізмаїльський, Ренійський та Усть-Дунайський. Зазначене вплинуло на стан аварійності на морському та внутрішньому водному транспорті України. Слід зазначити, що з 22 аварійних подій, що виникли на водному транспорті в Україні (у тому числі і за її межами, але із українськими суднами), 5 включаючи маломірні (малі) судна, за 2022 рік, 13 з них трапились у Дунайському регіоні. При цьому дві з цих подій трапились з українськими суднами на річці Дунай за межами України. Підсумовуючи можна зробити висновок, що не зважаючи на загальне зменшення аварійності протягом 2022 року, у порівнянні з 2021 роком – кількість

аварійних подій, що трапились у Дунайському регіоні, а саме на річці Дунай, значно збільшилась – з 4 подій, що трапились у 2021 році, до 13 аварійних подій у 2022 році.

Основними причинами аварійних подій на морському та річковому транспорті, які сталися протягом 2022 року, є:

1) організаційні причини – 7 випадків (32%) (неналежна організація несення вахтової служби на ходовому містку для забезпечення безаварійного плавання судна, порушення вимог відповідних Правил плавання, Обов’язкових постанов по морських портах та Правил судноплавства, а також порушення правил техніки безпеки та охорони праці, тоді як у 2021 році – 24 випадки (43%);

2) технічні причини – 5 випадків (23%) (неналежна організація виконання правил технічного обслуговування рульового та якірного пристрою судна, а також експлуатації головних двигунів, зокрема відсутність контролю за станом паливних і масляних фільтрів та їх вчасною заміною відповідно до плану технічного обслуговування або раніше через незадовільний (засмічений) стан паливних та масляних фільтрів, використання), проти 17 випадків (31%) протягом 2021 року;

3) навігаційні причини – 10 випадків (45%) (потрапляння на міліну, здійснення навалу на інші судна, що стоять на якорі та біля причалу), проти 12 випадків (22%) протягом 2021 року;

Розподіл аварійних подій за 2022 рік за місцем їх виникнення складається таким чином, що: 27 % від загальної кількості аварійних подій сталося у морських районах (у відкритому морі, акваторії морських портів, каналів, якірних стоянок тощо), проти 53 % протягом 2021 року; 73 % від загальної кількості аварійних подій сталися на річкових внутрішніх водних шляхах та на річці Дунай, проти 47 % протягом 2021 року [1].

Єдиним українським цивільним спеціалізованим судном, яке постійно перебуває у пошуково-рятувальній готовності є рятувальний буксир «Сапфір» проекту 1454 тип «Наполегливий», який належить казенному підприємству «Морська пошукова – рятувальна служба». Окрім рятувального буксиру КП МПРС має 8 пошуково – рятувальних катери. Ще одне багатофункціональне пошуково – рятувальне судно «Олександр Охрименко» проект 2262, тип «Светломор» входить до суден допоміжного флоту ВМС України [2].

У зв’язку з цим актуальною є задача проведення досліджень питань в області концептуального проектування аварійно-рятувальних суден, метою яких є створення методики вибору основних елементів і характеристик суден цього типу.

В таблиці 1 представлені основні тактико – технічні характеристики деяких універсальних рятувальних суден.

Таблиця 1 – Основні тактико – технічні характеристики деяких універсальних рятувальних суден

Характеристика	SAR 45 (2003 р. Німеччина)	SNR- RATSHIP (2008 р. Туреччина)	SAR 3000 (2012 р. Польща)	ESVAGT DON (2000 р. Норвегія)	Hermann M. (2003 р. Німеччина)
Водотоннажність повна, т	400	2400	-	-	400

Довжина L , м	46	68,2	36,9	56,40	46
Ширина B , м	10,6	14,2	8,1	14,60	10,6
Осадка T , м	2,8	6,5	2,51	6	2,8
Швидкість ходу, вуз	25,0	18,0	24,0	-	25
Дальність плавання, миль	2200	4000	-	1000	240
Екіпаж, осіб.	14	100	24	32	14
Потужність, кВт	3x2040 1x2720	2x3500	2x1440, 1x2040	2x2400	6800

На рис. 1 наводяться залежності ширини B і осадки d від довжини L . Зі збільшенням довжини осадка суден відносно зменшується, незважаючи на підвищені вимоги до їх морехідності. Це пояснюється необхідністю обмеження осадки з метою більш близького підходу до аварійних суден на міліні. Але до обмеження осадки рятувальних суден, особливо універсальних і рятувальних буксирів, слід відноситися обережно, оскільки недостатня осадка погіршує морехідні якості, зменшує вітростійкість, а в штормових умовах знижує тягові характеристики судна [3].

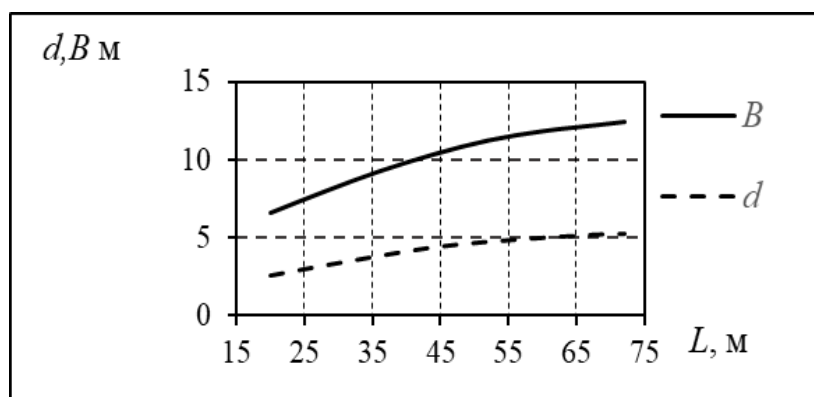


Рисунок 1 - Головні розміри рятувальних суден

Отримані на основі графіків рис. 1 апроксимаційні залежності мають наступний вигляд:

$$B = -0,0016 \cdot L^2 + 0,2638 \cdot L + 1,9404;$$

$$d = -0,0008 \cdot L^2 + 0,1261 \cdot L + 0,3846;$$

Як видно з графіків, криві B і d не паралельні; зі збільшенням довжини судна відношення B/d не змінюється; середні значення $B/d = 2,2-2,5$. Висота борту і співвідношення L/D і D/d характеризують повздовжню міцність, морехідність, остійність і ефективність використання потужності судна. Існує думка, що висота надводного борту повинна складати не менше 0,1 ширини судна. Відношення D/d зберігається в середньому рівним 1,05-1,6 [3]

Аналізуючи основні характеристики існуючих рятувальних суден, слід зазначити, що розміри суден та їх співвідношення суттєво залежать від потужності енергетичної установки, яка визначається їх призначенням.

На рис. 2 наводиться осереднена крива залежності довжини рятувального судна L від потужності енергетичної установки N_e (к. с.), яка прагне до верхньої межі L/N_e (особливо для суден з великими значеннями N_e) з-за вибраних статистичних даних по суднам з підвищеною комплектацією екіпажу.

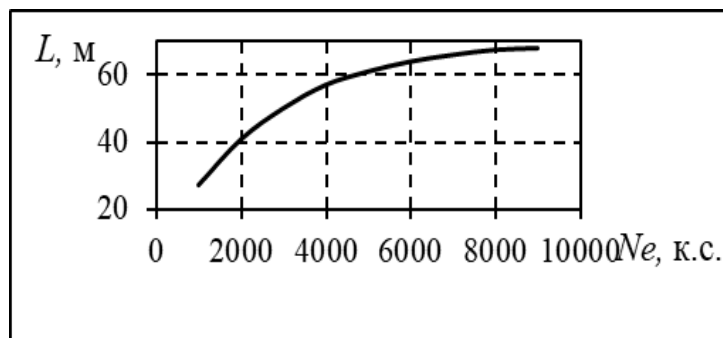


Рисунок 2 - Залежність довжини рятувального судна від потужності їх енергетичної установки

Отримана апроксимацією формула довжини рятувального судна від потужності енергетичної установки має вигляд:

$$L = -9E-07 \cdot N_e^2 + 0,0132 \cdot N_e + 16,445.$$

Висновок. Проведено аналіз статистичних даних рятувальних суден і отримані аналітичні залежності для визначення на початкових стадіях розробки проекту головних розмірів і їх відношень.

REFERENCES

- [1] Звіт "Стан безпеки судноплавства та аварійності із суднами на морському та внутрішньому водному транспорті в Україні (у тому числі і за її межами, але із українськими суднами), включаючи маломірні (малі) судна, за 2022 рік з наростаючим підсумком". Державна служба «Морського і внутрішнього водного транспорту та судноплавства України». (2022). <https://marad.gov.ua/ua/diyalnist/stan-avarijnosti-ta-bezpeki-sudnoplavstva-na-vodnomu-transporti>
- [2] Рятувальне судно «Санфір» повернулось в Україну. *military*. (2022, April 12). <https://mil.in.ua/uk/news/ryatuvalne-sudno-sapfir-povernulos-v-ukrayinu/>
- [3] Бондаренко, О. В., Кротов, О. І., & Миронов, О. Г. (2020). Особливості проектування рятувальних і пожежних суден (Vol. 120). Миколаїв, НУК.

Astakhova A.

Determination the main elements and characteristics of rescue vessels

Annotation. Collected statistical data of rescue vessels. Analytical views were obtained to determine the main dimensions and their ratio at the initial stages of project development.

Keywords: rescue vessel, choice of main dimensions.

НЕОБХІДНІСТЬ РОЗВИТКУ НАУКИ ПРИ ДЕРЖАВОТВОРЕННІ В ПОЄДНАННІ З РОЗВИТКОМ ФЛОТУ, ЯК НЕВІД'ЄМНИХ СКЛАДОВИХ БЕЗПЕКИ ТА НЕЗАЛЕЖНОСТІ

Литвинов Віктор Вікторович, учасник бойових дій, студент 5-го курсу
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Миколаїв, Україна

lytvynov.viktor.v@gmail.com

Анотація. Піднято питання потреби розвитку українського флоту, зокрема криголамного, спеціалізованого, дослідницького, технічного, в взаємодії з науками. Приведені приклади успішного використання наукових досягнень в цих галузях. Заклик розуміння розбудови флоту військового (на тлі сьогодення), наукового, технічного і розуміння їх зв'язку.

Ключові слова: флот; наука; кораблебудування.

Україна за часи відродження незалежності майже ніколи не ставила на флот, на будь який, ні військовий, ні торговельний, ні науковий, ні спеціальний, які між собою добре пов'язані морським вузлом, ми завжди відносилися до флоту, як допоміжної сили, вважаючи це або "дорогим задоволенням", або чимось другорядним.

Але між тим, всіма великими провідними державами всі визначні битви, війни ведуться саме за водні ресурси, водні артерії, протоки, виходи до Світового океану, між тим, всього загального економічного товарообігу на планеті Земля на "плечі" міжнародного флоту припадає до 90!

Між тим ціна такого ставлення була завжди зависока - втрата незалежності. Так було за козацьких часів, так було під час визвольних війн, так при новітній поки що історії. Так, флотилії були, були навіть досить успішні походи козаків на Стамбул, успішні бої українських човнів – часк, проти турецьких галер, але саме акцент на побудову потужного флоту ніхто не робив, вважаючи, що було того достатньо.

Так не було за часів Русі і саме тоді ми мали велику сильну державу, бо мабуть наші предки добре розуміли, що водні артерії треба берегти, втримувати і поширювати свій вплив. Саме тоді в нас був на той час досить потужний флот, ми контролювали шлях із «Варяг в Греки», мали вихід час від часу на Балтику, ми вже контролювали Боспор (Керченську протоку), пробивали шлях на Каспій по Волзі, намагалися закріпитися на гирлі Дунаю, штурмували Константинополь/Стамбул. Саме тоді Чорне море називалося Руським.

Занепад нашої древньої держави відбувся саме тоді, коли ми в війнах між собою почали втрачати вплив на річкових артеріях, морських протоках, зупиняли продовження впливу і розширення на цих напрямках, "водна" військова сила і економіка послаблювалася, відповідно послаблювалась і суходільна військова складова, як результат – сьогодення.

В давні часи це розуміли греки, араби, китайці, в середні часи досить добре це зрозуміли вікінги, потім, португальці, іспанці, англійці, японці. Ви скажете, що це морські держави, але в сьогоденні часи це розуміють чехи (не досить морська держава), угорці, корейці - в них досить розвинуте судно-кораблебудування.

Автором доклада неодноразово піднімалися питання безпеки на морі, розвитку наукового флоту, військового, торговельного, які автор знає не з книжок.

Так, ще давно у Маріуполі, до війни (до 2014 року) я цікавився льодовою проводкою у морі, навіть був на практиці на криголамі «Капітан Белоусов», а потім дуже розумів в модернізації, оновленні спеціального флоту в таких іноді серйозних умовах.



Рисунок 1 - Буксир льодового класу «Капітан Маркін» на Азові

Навчаючись в інституті в Одесі (а потім Маріуполі), піднімав питання передачі частини виходу до Дунаю в районі Джурджулешти на обмін 7 км траси Одеса-Рені, який досі офіційно не звершений, але відповіді також, як і траси, досі немає, а це зараз не тільки економічна складова, а й безпекова.

Коли стало питання придбання Україною науково-дослідницького криголаму «James Clark Ross», то мені до його придбання вдалося трохи більше дізнатися, зокрема зі спілкування з директором «Національного наукового антарктичного центру» Євгеном Диким і не тільки, вдалося тоді провести досить цікаву роботу по тому, як взагалі і що робиться в цьому напрямку, як від передачі окрім криголаму ще й науково-дослідницького судна «Belgica», так і ремонту наших суден. [1]



Рисунок 2 – Фото зроблене ЗПК Валентиничем з криголаму Капітан Белоусов (для розуміння іноді важкої навігаційної обстановки на тому ж Азовському морі)

Питання розбудови флоту, науки, безпекової складовою також піднімалися неодноразово в патріотичних колах. Так зокрема 12 жовтня 2021 року (до повномасштабного вторгнення) в м. Києві була проведена конференція з морської безпеки «Азов – 2021», яка була ініційована громадськими експертними установами (громадськими організаціями) «Інститут національного розвитку», директором якої був модератор конференції Микола «Крук» Кравченко, «Центр глобалістики «Стратегія ХХІ»», «Український інститут морського права і безпеки». [2] На конференції були присутні представники як громадських організацій, так і представники військово-морських сил. Були підняті питання москитного флоту, питання небезпечних зон і можливих розвитків подій, як бачимо не даремно. Нажаль Микола у 2022 році загинув на війні, а ось питання залишилися відкриті...

Навчаючись на магістратурі «Національного університету кораблебудування», дивлячись які є спеціалісти, іноді відвідуючи музей кораблебудування, не дивлячись ні на що, я впевнений, що все в наших руках, так, я цілком розумію, що труднощів багато, але вони для того і є, щоб їх долати і я прекрасно знаю, що Україна країна не біля моря, Україна морська держава, повинна бути заради безпеки і процвітання.

Висновок. Ми потроху, дуже повільно, але почали піднімати питання науки, флоту, розвитку, безпеки. Ми – це ентузіасти, народ. Посилання доповіді просте – треба змінюватися, треба змінювати, розуміти зв'язок безпеки, науки, благополуччя, в даному випадку ми бачимо наскільки це пов'язано і з флотом, як торговельним, науковим, так і військовим зокрема, який зараз як ніколи потребує сильного флоту. Реалії говорять, що треба розуміти, будувати, перемагати!

REFERENCES

- [1] Віктор Азов. (2021, September 14). Криголам «Капітан Білоусов», наука і флот. ГОВОРИ! <https://vilneslovo.com/kryholam-kapitan-bilousov-nauka-i-flot/?fbclid=IwAR0Eb0Z2Il6ndTxxEtf0hZydAfqzQE3RfSny7ikQbRtv9N3xUx7SP5qouhA>
- [2] ЦЕНЗОР.НЕТ. (2021). Конференція з морської безпеки “АЗОВ – 2021” НАЖИВО. Retrieved from https://www.youtube.com/watch?v=3_0-Fz5dOyo.

Lytvynov Viktor Viktorovich

The need for the development of science during state creation in combination with the development of the navy as integrated components of security and independence

Annotation. The issue of the need for the development of the Ukrainian fleet, in particular icebreaker, specialized, research, technical, in cooperation with sciences, was raised. Examples of successful use of scientific achievements in these fields are given. A call for an understanding of the development of the military (against the background of today), scientific, technical and understanding of their connection.

Keywords: fleet; science; shipbuilding.

Секція № 3. КОНСТРУЮВАННЯ, МІЦНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ СУДЕН, МОРСЬКИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ І ІНЖЕНЕРНИХ СПОРУД

SECTION № 3. CONSTUCTION, STRENGTH AND RELIABILITY OF SHIPS, MARINE FACILITIES AND ENGINEERING STRUCTURES

УДК 629.5.015.4

УРАХУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ БАЛОК КОРПУСУ СУДЕН ПРИ ВИЗНАЧЕННІ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗГИНАННЯ

Коростильов Л. І. д.т.н.¹, проф, Дядюра Є. Ю. завідувач лабораторії²
кафедри будівельної механіки та конструкції корпусу корабля Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова;
Україна, м. Миколаїв;

¹ leontyy.korostilyov@nuos.edu.ua , ² yevgen.diadiura@nuos.edu.ua

Анотація. Виконано аналіз залежностей плоского напруженого стану щодо впливу перерізуючої сили та стискуючих волокна напружень на кривизну осі балок-стінок при їх згинанні. Показано, що оцінка характеру розподілу дотичних напружень та визначення кінематичних параметрів згинання для різних конструктивних схем балок суднових конструкцій потребує введення додаткових гіпотез.

Ключові слова: плоский напружений стан; балка-стінка; перерізуюча сила; дотичні напруження; кінематичні параметри згинання.

Вступ. При визначенні кінематичних параметрів згинання балок (прогинів, кутів повороту поперечних перерізів) широко використовують розрахункові залежності, які отримані на базі гіпотез елементарної технічної теорії згинання. Проте, для балок суднових корпусних конструкцій, які мають значну висоту стінок у порівнянні з довжиною, згадана технічна теорія не враховує наявності при згинанні дотичних напружень в поперечних перерізах [1; 2]. До того ж практика конструювань показує, що в стінках балок можливі вирізи, які мають як центральне розташування, так і забезпечують прохід систем взаємно перпендикулярного напрямку.

Значні по висоті стінок центральні вирізи вносять суттєву нерівномірність в розподіл дотичних напружень і навіть «розривають їх неперервності» [2]. З метою забезпечення виконання умов стійкості стінкам по їх висоті в площині поперечних і повздовжніх шпаций, як правило, встановлюють підкріплюючі ребра, які також впливають на характер розподілу дотичних напружень в перерізах балки. Вказані особливості в конструкції балок суднового корпусу необхідно враховувати певним чином в розрахункових формулах для визначення кінематичних параметрів при їх згинанні.

Метою цього дослідження є необхідність проаналізувати на прикладі балки-стінки вплив перерізуючої сили і стискуючих волокна напружень при згинанні балки на кривизну її осі.

Основна частина. Як показав професор Тимошенко С.П. на прикладі використання залежностей плоского напруженого стану до згинання балки-стілки одиничної товщини при рівномірному навантаженні q (рис. 1, а, б), вплив перерізуючої сили N може бути значним на кривизну осі балки, а відповідно, і на прогин [3; 4]. До того ж нерівномірність дотичних напружень по висоті стінки-балки призводить до депланації плоского поперечного перерізу [4; 5], як це зображено на (рис. 2) при згинанні консольної балки-стілки.

В згаданих роботах показано, що кривизна зігнутої осі балки непропорційна згинальному моменту M_y в поперечному перерізі. Цей результат про вплив перерізуючої сили N на кривизну осі балки-стілки був отриманий ще в кінці XIX століття Грасгофом и Ренкіним.

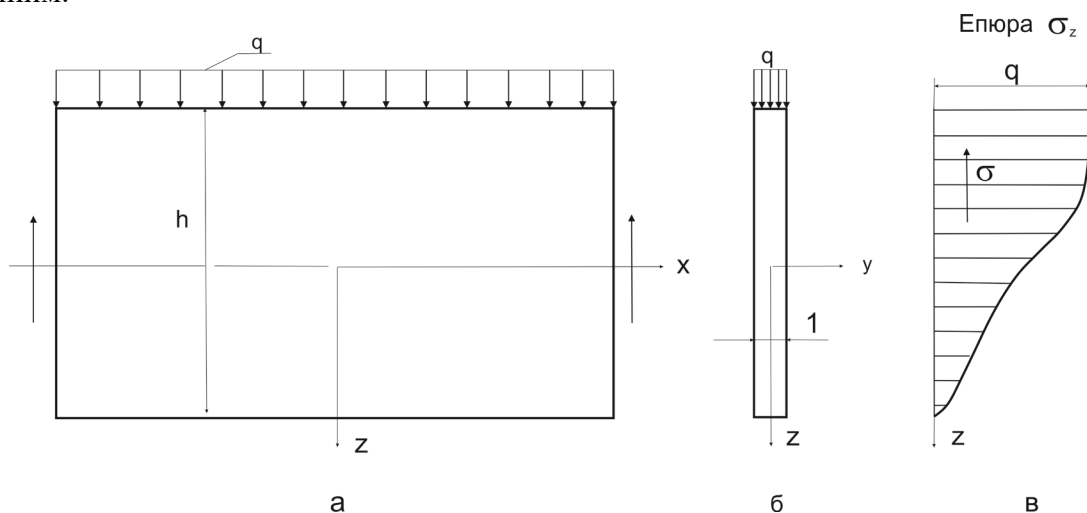


Рисунок 1 – Балка-стілка в умовах згинання.

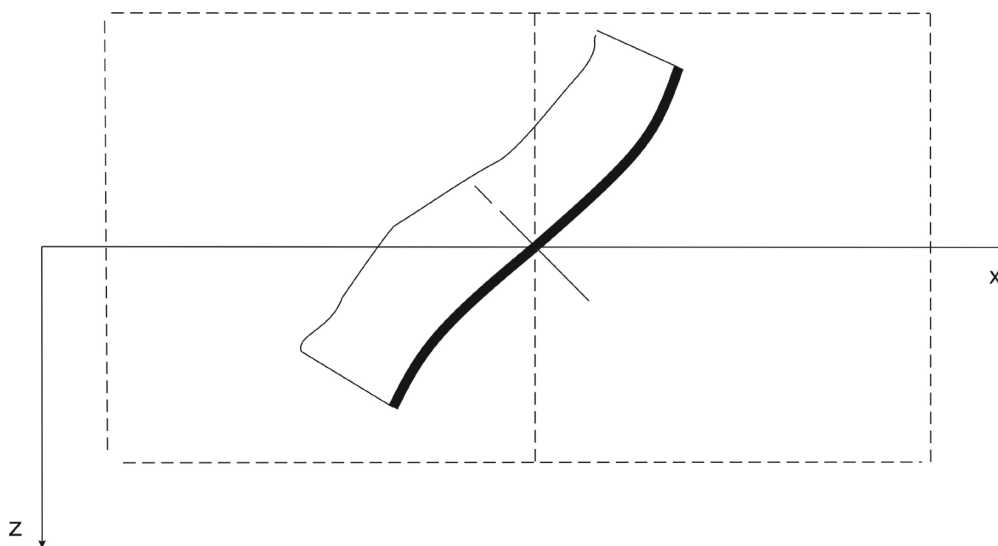


Рисунок 2 – Депланація поперечного перерізу балки-стілки.

Маючи на увазі, що положення осі балки-стілки визначається координатою $z = 0$ (рис. 1, а, б), то на основі виразу для переміщення $w(x)$ було отримано формулу для кривизни d^2w/dx^2 , в якій чітко виділяється поправочний член до кривизни, яка пропорційна

згинальному моменту M_y і використовується в технічній теорії згинання балок $M_y = EI(x)(d^2w/dx^2)$, де $EI(x)$ – жорсткість балки при згинанні.

Для балки-стілки, представленої на (рис. 1, а, б) цей поправочний член виявився рівним

$$\frac{qh^2}{4EI} \left(\frac{4}{5} + \frac{\mu}{2} \right),$$

де μ – коефіцієнт Пуассона.

Проте треба мати на увазі, що ця поправка може бути спричинена не тільки перерізуючою силою N . Вона, вочевидь, має також залежати від стискуючих напружень σ_z (рис. 1, в). Ці напруження, як і дотичні τ_{xz} , нерівномірно розподіляються по висоті стінки. Деформація розширення ε_x в напрямку повздовжньої осі x під дією цих напружень σ_z зменшується від верхніх волокон до нижніх, що спричиняє протилежну кривизну осі балки-стілки випуклістю вверху. Тому поправочний до кривизни осі балки член спричинений не тільки перерізуючою силою N , а і стискуючим напруженням σ_z по висоті стінки.

Для реальних балок суднових перекриттів, які мають приєднанні пояски настилу, або один з поясів є вільним, вплив напружень σ_z необхідно встановлювати особисто, враховуючи те, що ці пояски можуть мати різні геометричні характеристики [6]. Проте, нерівномірність розподілу дотичних напружень τ_{xz} внаслідок наявності вирізів, підкріплюючих стінку елементів та інших причин значно ускладнює задачу оцінки впливу перерізуючої сили N на кінематичні параметри згинання балок. Це вимагатиме введення спеціальних додаткових гіпотез для різних конструктивних варіантів балок.

Висновки. Виконаний аналіз теоретичних розрахунків вимагає виконання експериментальної перевірки на моделях з використанням спеціального обладнання та матеріалів, маючих мали пружні властивості.

Ці дослідження заплановано реалізувати в механічній лабораторії кафедри на запатентованій в 2021 році експериментальній установці з використанням органічного скла для моделей балок.

REFERENCES

- [1] Коростильов, Л.І., Дядюра, Є.Ю. *Особенности учета влияния деформаций сдвига на кинематические параметры изгиба балок судовых конструкций*. Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. Миколаїв: НУК імені адмірала Макарова, 2019, 129-132.
- [2] Коростильов, Л.І., Дядюра, Є.Ю., Литвиненко Д.Ю. *Про особенности распределения касательных напряжений по высоте стенки балки с вырезом при ее изгибе*. Матеріали XII міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв: НУК імені адмірала Макарова, 2021, 80-83.
- [3] Тимошенко, С.П. *Теория упругости*. Ленинград; Москва: ОНТИ, 1937. 452с.
- [4] Тимошенко, С.П., Гудьер, Дж. *Теория упругости*. Москва: Наука, 1975. 576с.
- [5] Тимошенко С.П. *Курс теории упругости*. Киев: Наукова думка, 1972. 508с.
- [6] Коростильов, Л.І., Дядюра, Є.Ю. *Про нерівномірність розподілу дотичних напружень в стінках балок судових конструкцій*. Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. Миколаїв: НУК імені адмірала Макарова, 2021, 112-116.

Korostylyov L., Diadiura Ye.

Taking into account the structures features of ship hull beams when determining the kinematic parameters of bending.

Annotation. The analysis of the dependences of flat stress state on the effect shear force and compressive stresses on the fibers on the curvature of web plates axis during their bending. It is shown that the assessment of the nature of the distribution of shear stresses and the determination of the kinematic parameters of bending for different structural schemes of beams of ship structures requires the introduction of additional hypotheses.

Keywords: flat stress state; web plate; shear force; shear stresses; kinematic parameters of bending.

УДК 629.5.015.4:539.431

**АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ПІДХОДІВ ЩОДО РОЗВ'ЯЗКУ ПРОБЛЕМИ
ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ СУДЕН ТА ЇХ ВЕРИФІКАЦІЯ**

¹Коростильов Л.І., д.т.н, проф., ²Литвиненко Д.Ю., к.т.н, ³Золотар О.В., аспірант

^{1,2,3}Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,

^{1,2,3}Україна, Миколаїв

leontyy.korostilyov@nuos.edu.ua , dmytro.lytvynenko@nuos.edu.ua ,

zolotar.olena.valeriivna@gmail.com

Анотація. Виконано аналіз проблеми втомної міцності конструкцій корпусів суден та існуючих підходів щодо вирішення цієї проблеми. Розглянуто методи і висвітлено причини недостатньо точної оцінки втомної міцності. Наведено переваги та недоліки основних розрахункових методів.

Ключові слова: втомна міцність; втомне руйнування; циклічне навантаження; прогнозування руйнування; зварне з'єднання; розрахунок втоми; метод скінченних елементів

Вступ. Порушення втомної міцності є однією із значущих причин аварій суден та вимушених ремонтів, які варто уникати для ефективної експлуатації.

Проблема втоми конструктивних вузлів корпусів суден інтенсивно вивчається для оцінки конструкцій, що піддаються різним і складним режимам навантаження. Точне прогнозування втомних пошкоджень конструктивних компонентів все ще залишається великою проблемою через ряд невизначеностей, пов'язаних із геометрією вузлів, середніми напруженнями циклу та багатовісністю навантаження. Розроблено ряд методів прогнозування втомного ресурсу конструктивних компонентів суден при різних умовах навантаження.

Метою цього дослідження є аналіз проблеми втомної міцності конструкцій корпусів суден та основних методів її розв'язку, верифікація результатів застосування цих методів шляхом порівняння їх із еспериментальними даними.

Основна частина. Суднові конструкції під час експлуатації завжди піддаються навантаженням, які змінюються з часом. Ці навантаження включають наступні категорії: статичні; хвильові; ударні навантаження; вібраційні; квазістатичні; залишкові напруження.

Такі динамічні навантаження викликають різного роду циклічні навантаження з низькою або високою амплітудою напружень на локальному та глобальному рівні у суднах. Тому процес накопичення втомного пошкодження (прогресуюче локалізоване структурне

пошкодження) призводить до появи тріщин у конструкціях, що піддаються циклічному навантаженню. Якщо тріщина досягає свого критичного розміру, конструкція може раптово вийти з ладу через втому, якщо процес розтріскування не буде виявлено та не усунено. Таким чином, втомне руйнування та довговічність є одним з критерієм проектування конструкцій суден. Механізм втоми є складним процесом і досі не повністю вивчений.

За даними Hansen and Winterstein [1] втомне руйнування відбувається в чотири фази, а саме: 1) зародження тріщин; 2) структурно залежне поширення тріщин; 3) поширення тріщин; 4) конструкція вийшла з ладу.

На втомну міцність конструкції в основному впливають [2] кількість циклів і амплітуда навантаження, які є результатом циклічного підрахунку історії навантаження. На втомну міцність конструкцій також значно впливає ефект концентрації напружень. Взаємозв'язок між дані цислом циклів навантаження та амплітудою описують кривою Велера (Woehler) [3], див. рисунок 1.

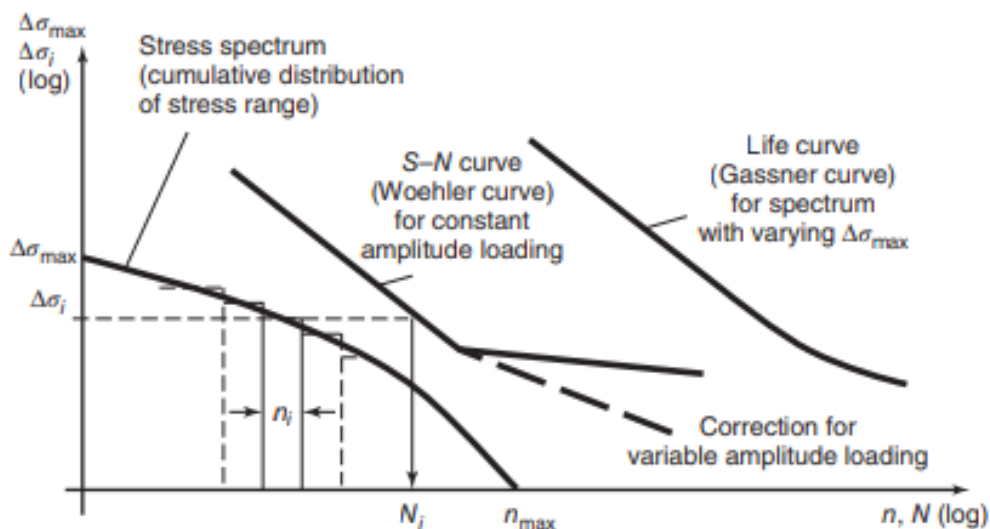


Рисунок 1 – Крива Велера

Підходи механіки руйнування можуть бути використані для прогнозування втомного ресурсу зварних конструктивних вузлів морських споруд [4].

Сьогодні втома зварних з'єднань широко досліджена і розроблені численні підходи для її оцінки. Досить інформативний огляд про втому зварних з'єднань надав Фріке [5, 6].

У літературних джерелах представлено значну кількість методів визначення втомної міцності зварних конструктивних вузлів, які є наступними

- метод номінального напруження [7, 8];
- методи конструктивних напружень [9] та деформацій [10-12];
- локальні підходи (метод коефіцієнту інтенсивності напружень [13, 14], деформаційний метод [15, 16] та методи пікових напружень [17, 18]);
- методи, що базуються на механіці руйнування (метод поширення тріщини [19, 20]);
- енергетичні методи [21, 22],
- методи критичної відстані [23–26];
- теплові методи [26–31].

Метод напруження в гарячій точці та метод напруження фіктивного закруглення концентратора напружень є двома найбільш прийнятними для аналізу втоми конструкцій судна. Напруження в місці переходу від основного металу до металу шва зварних швів визначається як напруження в гарячій точці, яке є фіктивним напруженням, визначеними на базі екстраполяції напружень до точки ймовірної появи втомої тріщини.

На сьогоднішній день дослідники витрачають багато часу, щоб удосконалити різні методи оцінки втомої міцності матеріалів та конструкцій. Для визначення напружень в конструкціях корпусу судна, в аналізі втоми використовуються три типи скінченно-елементних моделей: 1) глобальна скінченно-елементна модель; 2) дрібносіткова скінченно-елементна модель; модель осередку концентрації напружень.

На основі експериментальних та аналітичних результатів дослідники [32] прагнуть розробити більш точні методики оцінки втомої міцності та скорити витрати часу, пов'язані із проектуванням з умови забезпечення втомої міцності суднокорпусних конструкцій і конструкцій морських споруд.

Циклічні навантаження, які сприймає матеріал, спричиняють зародження тріщини та її розвиток до кінцевого руйнування. Процес втоми матеріалу поділяється на фазу зародження тріщини та фазу її розвитку.

У роботі [34] виконано дослідження впливу дефектів зварних конструкцій на напруження в гарячих точках. Вони отримали формулювання для різних початкових недоліків і продемонстрували процедуру розрахунку втомого пошкодження, включаючи недоліки.

В роботі [35] розраховано довговічність конструкцій судна за допомогою спектрального підходу та рекомендовано, як вибрати конкретні параметри та змодельовати середовище випадкових хвиль у спектральному підході. Автори встановили, що хоча метод конструктивних напружень простий у використанні, його слабкість полягає в тому, що він не враховує розподіл напружень в поперечному перерізі пластини в місці концентрації.

У статті [36] запропоновано простий метод оцінки розподілу напружень в концентраторі.

В роботах [37, 38] виконано порівняльний аналіз різних методів оцінки втомої міцності зварних конструкцій та виконано порівняння розрахункових методів із результатами втомних випробувань.

Відповідно до норм одного з класифікаційних товариств [39] розрахунок на втому зварних конструкцій корпусу судна в основному базується на методі номінального напруження або напруження в гарячій точці.

Не зважаючи на те, метод номінального напруження є розповсюдженим в багатьох галузях промисловості, він не може забезпечити достатньої точності розрахунків. Крім того, не завжди можливо визначити номінальні напруження у складних конструкціях судна та виконати коректно типізацію осередків концентрації напружень.

Розрахунок втоми на основі напруження в гарячій точці базується на визначенні напружень у місці переходу від основного металу до металу шва з використанням лінійної або квадратичної екстраполяції. Цей метод має труднощі з визначенням правильного значення напруження у глобальних моделях, моделях середнього розміру та детальних моделях конструкцій судна. Результати розрахунків за цим методом також відрізняються залежно від

типу комерційних пакетів для скінченно-елементного аналізу, що застосовується, через різні способи інтерполяції напружень від точок інтегрування.

У зв'язку з недосконалістю зазначених раніше методів дослідники працюють над гібридними методами.

Висновки. Втомне руйнування конструкцій корпусів суден можна очікувати протягом терміну експлуатації і тому інструменти та методи для прогнозування їх втомного руйнування є важливими для забезпечення надійності експлуатації суден.

Сучасне розуміння феномену втоми матеріалів недостатнє для точної оцінки циклічного ресурсу суднокорпусних конструкцій. Тому, на практиці застосовують експериментально-розрахункові методи, що в більшості випадків дозволяють отримати занижені результати прогнозування ресурсу конструкцій, із запасом в безпечний бік.

Лабораторні випробування на втому є тривалими та коштовними, через це їх застосування обмежене на практиці.

REFERENCES

- [1] Hansen, P.F., Winterstein, S.R. (1995). Fatigue Damage in the Side Shells of Ships. *Marine Structures* 8, 631–655.
- [2] DNV GL (October 2015). Fatigue assessment of ship structures: DNVGL-CG-0129.
- [3] Wolfgang Fricke. (2017). Fatigue and Fracture of Ship Structures. Hamburg University of Technology (TUHH), Hamburg, Germany.
- [4] International Institute of Welding (IIW). (1996). Recommendations on Fatigue of Welded Components, Abington Publishing, Cambridge.
- [5] Fricke., W. (2012). IIW Recommendations for the Fatigue Assessment of Welded Structures by Notch Stress Analysis, Woodhead Publishing, Cambridge.
- [6] Fricke, W., Petershagen, H., and Paetzold, H. (1997 and 1998). Fatigue Strength of Ship Structures—Part 1: Basic Principles; Part 2: Examples, GL-Technology 1/97 and 1/1998, Germanischer Lloyd, Hamburg.
- [7] Hobbacher, A. (2008). Recommendations for fatigue design of welded joints and components; International Institute of Welding: Paris, France.
- [8] Radaj, D.; Sonsino, C.M.; Fricke, W. (2009). Recent Developments in Local Concepts of Fatigue Assessment of Welded Joints. *Int. J. Fatigue*.
- [9] Radaj, D.; Sonsino, C.M.; Fricke, W. (2009). Recent Developments in Local Concepts of Fatigue Assessment of Welded Joints. *Int. J. Fatigue*, 31, 2–11. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2008.05.019>.
- [10] Dong, P.; Pei, X.; Xing, S.; Kim, M.H. (2014). A Structural Strain Method for Low-Cycle Fatigue Evaluation of Welded Components. *Int. J. Press. Vessel. Pip.*, 119, 39–51.
- [11] Pei, X.; Dong, P. (2019). An Analytically Formulated Structural Strain Method for Fatigue Evaluation of Welded Components Incorporating Nonlinear Hardening Effects. *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 42, 239–255.
- [12] Han, Q.; Wang, P.; Lu, Y. (2021). Path-dependent Multiaxial Fatigue Prediction of Welded Joints Using Structural Strain Method. *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 44, 2800–2826.
- [13] Lazzarin, P.; Tovo, R. (1998). A Notch Intensity Factor Approach to the Stress Analysis of Welds. *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 21, 1089–1103.

- [14] Atzori, B.; Lazzarin, P.; Meneghetti, G.; Ricotta, M. (2009). Fatigue Design of Complex Welded Structures. *Int. J. Fatigue*, 31, 59–69.
- [15] Saiprasertkit, K. (2014). Fatigue Strength Assessment of Load-Carrying Cruciform Joints in Low- and High-Cycle Fatigue Region Based on Effective Notch Strain Concept. *Weld. World*, 58, 455–467.
- [16] Saiprasertkit, K.; Hanji, T.; Miki, C. (2012). Local Strain Estimation Method for Low- and High-Cycle Fatigue Strength Evaluation. *Int. J. Fatigue*, 40, 1–6.
- [17] Meneghetti, G.; Lazzarin, P. (2007). Significance of the Elastic Peak Stress Evaluated by FE Analyses at the Point of Singularity of Sharp V-Notched Components. *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 30, 95–106.
- [18] Meneghetti, G.; Guzzella, C. (2014). The Peak Stress Method to Estimate the Mode I Notch Stress Intensity Factor in Welded Joints Using Three-Dimensional Finite Element Models. *Eng. Fract. Mech.*, 115, 154–171.
- [19] Chapetti, M.D.; Jaureguizar, L.F. (2012). Fatigue Behavior Prediction of Welded Joints by Using an Integrated Fracture Mechanics Approach. *Int. J. Fatigue*, 43, 43–53.
- [20] Zerbst, U.; Madia, M. (2015). Fracture Mechanics Based Assessment of the Fatigue Strength: Approach for the Determination of the Initial Crack Size. *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, 38, 1066–1075.
- [21] Lazzarin, P.; Zambardi, R. (2001). A Finite-Volume-Energy Based Approach to Predict the Static and Fatigue Behavior of Components with Sharp V-Shaped Notches. *Int. J. Fract.*, 112, 275–298.
- [22] Livieri, P.; Lazzarin, P. (2005). Fatigue Strength of Steel and Aluminium Welded Joints Based on Generalised Stress Intensity Factors and Local Strain Energy Values. *Int. J. Fract.*, 133, 247–276.
- [23] Taylor, D.; Barrett, N.; Lucano, G. (2002). Some New Methods for Predicting Fatigue in Welded Joints. *Int. J. Fatigue*, 24, 509–518.
- [24] Taylor, D. (2007). *The Theory of Critical Distances: A New Perspective in Fracture Mechanics*; Elsevier: Amsterdam, The Netherlands,; ISBN 9780080554723.
- [25] Crupi, G.; Crupi, V.; Guglielmino, E.; Taylor, D. (2005). Fatigue Assessment of Welded Joints Using Critical Distance and Other Methods. *Eng. Fail. Anal.*, 12, 129–142.
- [26] Crupi, V.; Guglielmino, E.; Risitano, A.; Taylor, D. (2007). Different Methods for Fatigue Assessment of T Welded Joints Used in Ship Structures. *J. Ship Res.*, 51, 150–159.
- [27] Fan, J.L.; Guo, X.L.; Wu, C.W.; Zhao, Y.G. (2011). Research on Fatigue Behavior Evaluation and Fatigue Fracture Mechanisms of Cruciform Welded Joints. *Mater. Sci. Eng. A*, 528, 8417–8427.
- [28] Williams, P.; Liakat, M.; Khonsari, M.M.; Kabir, O.M. (2013). A Thermographic Method for Remaining Fatigue Life Prediction of Welded Joints. *Mater. Des.*, 51, 916–923.
- [29] Wang, X.G.; Crupi, V.; Jiang, C.; Guglielmino, E. (2015). Quantitative Thermographic Methodology for Fatigue Life Assessment in a Multiscale Energy Dissipation Framework. *Int. J. Fatigue*, 81, 249–256.
- [30] Wei, W.; Li, C.; Sun, Y.; Xu, H.; Yang, X. (2021). Investigation of the Self-Heating of Q460 Butt Joints and an S-N Curve Modeling Method Based on Infrared Thermographic Data for High-Cycle Fatigue. *Metals*, 11, 232.

- [31] Palumbo, D.; Galietti, U. (2014). Characterisation of Steel Welded Joints by Infrared Thermographic Methods. Quant. InfraRed Thermogr. J., 11, 29–42.
- [32] Aprianur Fajri, Aditya Rio Prabowo, and Nurul Muhayat. (2022). Assessment of ship structure under fatigue loading: FE benchmarking and extended performance analysis. Department of Mechanical Engineering, Universitas Sebelas Maret, Ir. Sutami Street 36A, Surakarta, Central Java 57126, Indonesia, 163-186.
- [33] Ahmet Tasdemir, Serkan Nohut, (2012). Fatigue analysis of ship structures with hinged deck design by finite element method. A case study: Fatigue analysis of the primary supporting members of 4900 PCTC. 1-12.
- [34] [K. Chakarov](#), [Y. Garbatov](#), [C. Soares](#), (2008). Fatigue analysis of ship deck structure accounting for imperfections.
- [35] [Yingguang Wang](#). (Published 1 February 2010). Spectral fatigue analysis of a ship structural detail – A practical case study. Physics. International Journal of Fatigue.
- [36] [K. Gotoh](#), [Y. Nagata](#), [M. Toyosada](#), (2006). A simple estimation method of the stress distribution normal to cross section at weld toe in non-load carrying welded joints.
- [37] W. Fricke, A. Kahl, (2005). Comparison of different structural stress approaches for fatigue assessment of welded ship structures.
- [38] W. Fricke, H. Paetzold, (2010). Full-scale fatigue tests of ship structures to validate the S–N approaches for fatigue strength assessment.
- [39] Indian Register of Shipping, (2021). Guidelines on Fatigue Design Assessment of Ship Structures.

Leontyy Korostilyov, Dmytro Lytvynenko, Olena Zolotar

Analysis of existing approaches to solving the problem of fatigue strength of vessels and their verification

Annotation. *The analysis of the problem of fatigue strength of ship hull structures and existing approaches to solving this problem is carried out. The methods are considered and the reasons for the insufficiently accurate assessment of fatigue strength are highlighted. Disadvantages and advantages of the main calculation methods are presented.*

Keywords: *fatigue strength; fatigue destruction; cyclic load; prediction of destruction; welded joint; calculation of fatigue; finite element method.*

УДК 629.5

**STUDY OF INFLUENCE OF THE THICKNESS IN THE STRESS RAISER
OF THE SHIP STRUCTURE ASSEMBLY IN PLASTIC STAGE**

Sokov Valerii. M., senior lecturer of the Department of Structural Mechanics and Ship
Construction

Admiral Makarov National University of Shipbuilding

Nikolaev, Ukraine

valera.sokov@gmail.com

Annotation. *There are presented investigations of influence of thickness for static and cyclic elastic-plastic strains in the stress raiser of a web for the typical ship beam-web with*

bend of axis without a free flange. The material is ideally elastic-plastic. It was proved and confirmed that this problem can't be considered to be plane, but there is transition from plane deformation to plane stress state as plastic zone grows under monotonic increase of external load.

Keywords: plasticity, elastic-plastic deformation, ideally elastic-plastic body.

Introduction. In ship hull constructions there are beams with bend of axis without a free flange, which may be attached to the top curvilinear/broken edge (fig. 1).

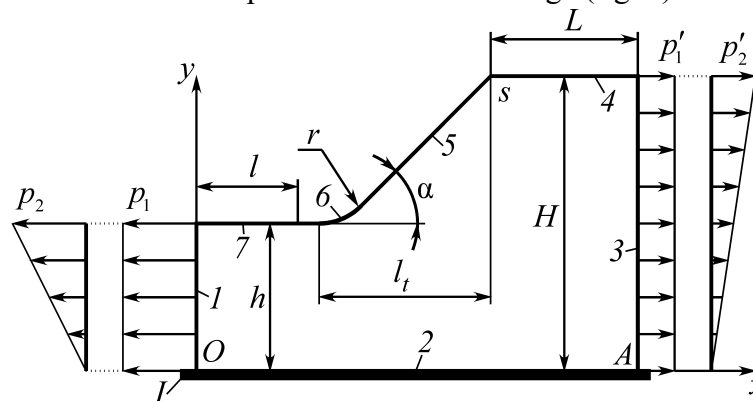


Figure 1. General view of a beam with break of web without a free flange

Such beams are affected by the axial loading p_1 , caused by common bending of a ship hull and bending loadings p_2 , caused by local deformation of grillage. Results of previous investigations are presented in [1, 2, 3]. In [1, 2] there are discussed elastic-plastic deformations of this beam-web (fig. 1) under static load and appropriate relations are offered depending on geometry and magnitude of external load. In [3] the dependencies for cyclic elastic-plastic strains in the stress raiser are presented on basis of relations published in [1, 2]. But in [1, 2, 3] and other publications there are no discussions about influence of thickness s of plate of the investigated assembly (fig. 1). Serial calculations in [2] were provided for relative thickness $s = h/20$. Such thickness provide mostly plane stress state relatively plastic zone under moderate external load. But further investigations showed complex influence of the thickness s for a magnitude of elastic-plastic strains (both static and cyclic). Thus elastic-plastic behavior in the stress raiser 6 under cyclic loading applied to edge 1 (fig. 1) is interesting. Overview of publications showed that this problem is not investigated systematically.

In this work there is offered some overview in investigation of influence of thickness s for elastic-plastic strains under cyclic symmetric external loading $p = p_1$.

Main part. The calculations with aim to ascertain the influence of the thickness s for the range of elastic-plastic strains were produced with the use of the program that realize the finite element method (FEM) developed by the author using the programming language C++. There was applied plastic flow model in the frame of FEM for ideal elastic-plastic material. The particulars of the model were explained in [1, 2]. Soft cyclic loading was realized.

On the fig. 2, 3 there are presented typical graphs which show dynamic of change of s (relative s/h) under different parameters. Results shown on the figures 2, 3 were obtained for the web with parameters: $H/h = 1,6$; $r/h = 0,05$; $\alpha = 45^\circ$; material of the web is steel "CT3" with yield limit $\sigma_s = 235$ MPa and modulus of elasticity $E = 2 \cdot 10^{11}$ MPa. On the figures 2, 3 ε_i is the range of

equivalent elastic-plastic strains (on Mises) obtained in the stress raiser 6 (fig. 1) under cyclic symmetrical load of p_1 .

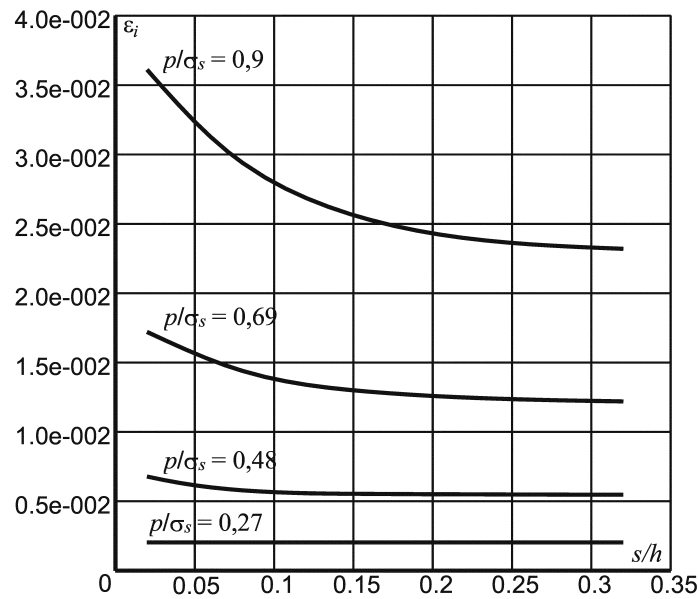


Figure 2 – The influence of the relative thickness s/h for the range of cyclic elastic-plastic strains ϵ_i for different levels of the external cyclic loading p/σ_s

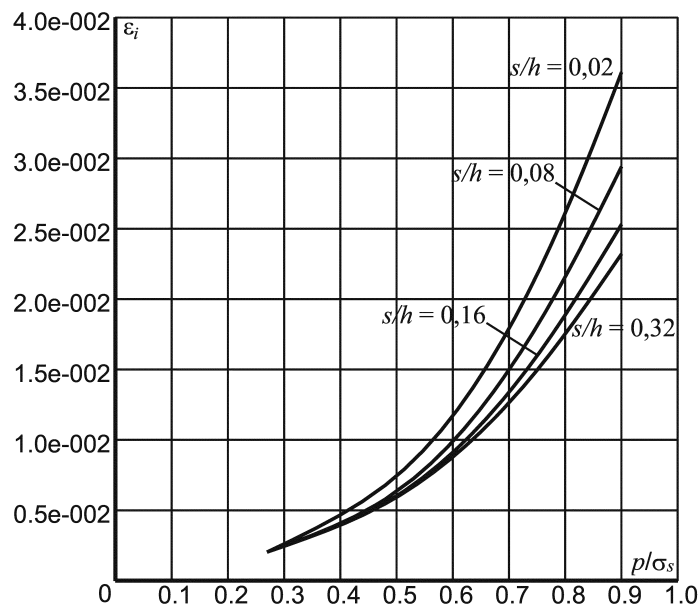


Figure 3 – The influence of the external cyclic loading p/σ_s for the range of cyclic elastic-plastic strains ϵ_i for different relative thickness s/h

Analyzing graphs on the figures 2 and 3 it is possible to tell next. It was clarified that the influence of the thickness s for elastic-plastic strains ϵ_i grows as relative load p/σ_s (where σ_s – yield limit) increases. Successive decreasing of s cause increasing of range of elastic-plastic strains ϵ_i for the same value of fixed load p/σ_s . For the extremal load $p/\sigma_s = 0.9$ successive decreasing of the thickness s from $s/h = 0.32$ to $s/h = 0.02$ (in 16 times) cause enlarging of the range ϵ_i on 50 ÷ 60% (in about 1.5 ÷ 1.6 times). For the thickness $s/h = 0.02$ the increasing of the load p/σ_s from 0.27 to 0.9 (i.e. in three times) cause enlarge of elastic-plastic strains ϵ_i in almost 17÷20 times (fig. 2). But for the thickness $s/h = 0.32$ (i.e. in 16 times more than for the first thickness) the same change of

external load cause enlarge of elastic-plastic strains ε_i in only about 10 times. Successive increasing of s/h mitigates the influence of load p/σ_s for the range ε_i . The upper bound of the thickness s/h or s , when it don't affect for the elastic-plastic strains ε_i depends on parameters H/h , r/h , α and p/σ_s . Thus all these parameters are mutually connected with each other. For too thick web, when there is no influence of the s/h the magnitudes of ε_i are the least from all possible, which cause underestimation. Application of plane 2D problem for elastic-plastic calculations causes overestimation in determination of ε_i . Moreover plane problem doesn't consider all the components of the stress and strain tensors.

One of particulars of the parameter s is that it doesn't influence for elastic strain-stress state (SSS) but affect for the elastic-plastic SSS. The thickness s doesn't affect for the value of the elastic/theoretical stress factor at notch δ (fig. 1).

In [4] experimental study of plastic zones in plates with cracks showed that form of plastic zones in process of its growth under successive increasing external load depends on a plate thickness. Stress raisers like δ on the fig. 1 can be considered as zero length cracks. The direction of initial propagation of such "zero" cracks is perpendicular to an edge in point where maximum elastic stresses act. At initial growth of plastic zone at notch/crack, when characteristic sizes of plastic zone are less than plate thickness, the process of elastic-plastic deformation is 3D volumetric. For this case plastic zone expands along crack. But when the sizes of plastic zone are commensurate with web thickness there is change of the mechanism of development of plastic zone. There is plane stress state relatively plastic zone. Thus in [4] it was concluded that there is transition from plain *deformation/strain* state to plane *stress* state in development of plastic zones. There are indirect proofs that stabilization of influence of thickness s for elastic-plastic strains ε_i is connected with above described process. The less thickness s the faster/earlier transition from plane *strain* (volumetric) state to plane *stress* state takes place. For example for the thickness $s/h = 0,32$ and for the load $p/\sigma_s = 0,27$ (fig. 1) there is no influence of the s/h for magnitude of ε_i , because the sizes of plastic zone (not showed here) are always less that the thickness s/h , that's why there is no transition from plane *strain* (volumetric) state to plane *stress* state. But ship hull structures are mostly thin-walled, so the influence of s/h for the development/growth of plastic zones and for cyclic elastic-plastic strains ε_i has to be taken into account. Direct consideration of s/h will cause huge enlarging of laboriousness of serial calculations. Thus there is unsolved problem of searching of the ways how to consider the influence of s/h on ε_i .

Conclusions. It was clarified that the thickness of web s influence for elastic-plastic state in the stress raiser δ (fig. 1). Decreasing of the thickness s/h cause increasing of magnitude of elastic-plastic (cyclic and static) strains ε_i for the same fixed level of the external load. The influence of the thickness s for elastic-plastic strains ε_i grows as external load p increases. Increasing of s/h mitigates the influence of load p/σ_s for the range ε_i .

REFERENCES

- [1]. Соков В. М. (2021). Пружно-пластичні деформації в осередку концентрації напружень балки-стілки зі зломом осі. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали XII міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 30 вересня-01 жовтня 2021 р.). Миколаїв : НУК, 2021. С. 86 – 89.

- [2]. Соков В.М. (2021). Пружно-пластичне деформування стінки балки зі зломом кромки. Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки. Одеса: «Гельветика», 2021. Том 32 (71) № 4. С. 13–23.
- [3]. Sokov V.M. (2022). Cyclic elastic-plastic deformation in the stress raiser of the beam-web with bend of edges. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 27–28 жовтня 2022 р.). Миколаїв : НУК, 2022. С. 75 – 77.
- [4]. Партон В.З., Морозов Е.М. (1985). Механика упругопластического разрушения. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1985. 504 с.

Соков Валерій Миколайович

Вивчення впливу товщини в концентраторі напружень суднового конструктивного вузла в пластичній стадії

Анотація. Представлено дослідження впливу товщини на статичні та циклічні пружно-пластичні деформації в концентраторі напружень стінки типової суднової балки-стінки зі зломом осі без вільного фланця. Матеріал балки ідеально пружно-пластичний. Було доведено та підтверджено що ця задача не може бути плоскою, але має місце переходу від плоскої деформації до плоского напруженого стану по мірі росту пластичної зони при дії монотонно зростаючого зовнішнього навантаження.

Ключові слова: пластичність, пружно-пластичні деформації, ідеально пружно-пластичне тіло.

УДК 629.5.015.4:539.431

**ДОСЛІДЖЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ КОНСТРУКТИВНОГО ВУЗЛА
СУХОВАНТАЖНОГО СУДНА, З ВРАХУВАННЯМ ПРОСТОРОВОГО
ДЕФОРУВАННЯ ВІДСІКУ**

Литвиненко Д. Ю., к.т.н.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Україна, Миколаїв

dmytro.lytvynenko@nuos.edu.ua

Анотація. Розроблено 3-вимірну каркасну модель відсіку судна-суховантажника та відповідну стресневу скінченно-елементну модель. Виконано розрахунок навантажень на вісік із експлуатаційною забезпеченістю. Виконано оцінку втомної міцності вузла перетину конструкцій борту та подвійного дна суховантажного судна із врахуванням просторового деформування відсіку. Виконано розрахунок того ж вузла на втому з використанням ізольованої 2-вимірної моделі перекриття. Проведено порівняльний аналіз результатів.

Ключові слова: втомна міцність; довговічність; конструктивний вузол; 3-вимірний каркасна модель; скінченно-елементний аналіз

Вступ. Вузол перетину конструкцій борту та подвійного дна може бути критичною областю з точки зору утворення втомних тріщин, як це показано у роботі [1] для судна-

траулера. У випадку судна-універсального суховантажника цей конструктивний вузол зазнає лише місцевих навантажень від дії заборотної води на бортове перекриття. При цьому на згин шпангоутів має також вплив згинання днищового перекриття, через їх спільну роботу у складі судових рам. Врахувати цей вплив можливо лише на базі 3-вимірних моделей відсіку корпусу судна. Така модель може бути розроблена на базі балкових, оболонкових або 3-вимірних скінченних елементів. Отже, представляє інтерес дослідження доцільності застосування складних та трудомістких 3-вимірних скінченно-елементних моделей відсіків для оцінки втомної довговічності вузлів у порівнянні із більш простими ізольованими моделями перекриттів.

Крім того, враховуючи, що експлуатаційні навантаження на борт та днище змінюються за довжиною судна, як зазначено у нормах міцності морських суден [2], можливо дослідити як змінюється довговічність зазначеного раніше вузла за довжиною судна.

Метою цього дослідження є порівняльний аналіз застосування просторової скінченно-елементної моделі відсіку та двовимірної моделі перекриття для розрахунку довговічності суднокорпусного вузла суховантажного судна.

Основна частина. Схема універсального суховантажного судна ($L_{pp} = 139$ м), вузол якого досліджувався, представлена на рис. 1.

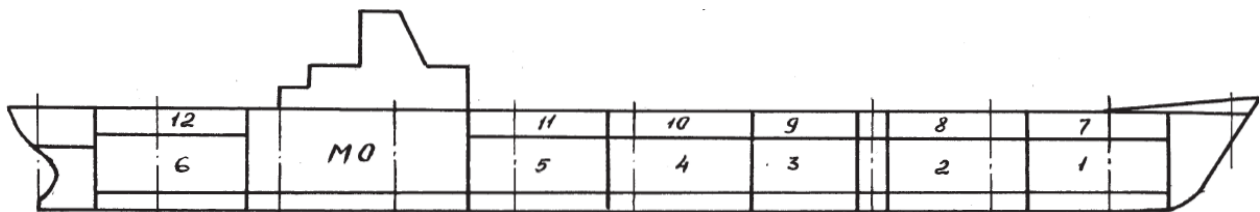


Рисунок 1 - Схема повзжовжнього перерізу універсального суховантажника

Тривимірна скінченно-елементна модель відсіку судна представлена на рис. 2. Модель розроблено з використанням балкових елементів, наявність кривини шпангоуту не враховувалась для спрощення.

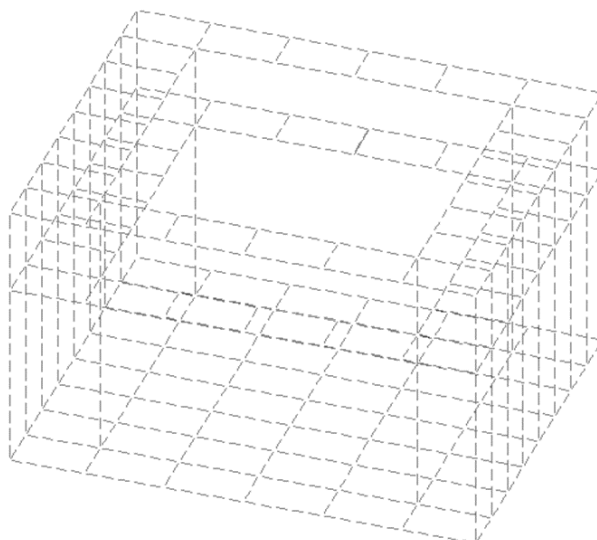


Рисунок 2 - Скінченно-елементна модель відсіку

Втомне пошкодження вузла визначалось відповідно до [3-6].

Розрахунки на втому також виконувались на базі ізолюваної від корпусу моделі бортового перекриття, модель якого представлена на рис. 3 із навантаженням для розрахункового стану “судно у повному вантажі”.



Рисунок 3 - Скінчено-елементна модель бортового перекриття із прикладеним навантаженням

Результати розрахунків втомної міцності представлені в табл. 1. для випадків використання при розрахунках 3-вимірної моделі відсіку та ізолюваної моделі бортового перекриття. На базі зазначених моделей визначались розмахи номінальних напружень із експлуатаційною забезпеченістю від згину перекриття, що діють на вузол. Розмах напружень від згину балки у трюмі між подвійним дном та нижньою палубою визначались на базі скінченно-елементної моделі балки із відповідним перерізом. Далі на базі розмахів номінальних напружень від згину перекриття та балки визначались розмахи еквівалентних напружень $\Delta\sigma_p^\Sigma$ із експлуатаційною забезпеченістю, що діють на вузол, який досліджується.

При розрахунках на втому враховувались два основних розрахункових стани: “судно у повному вантажі” та “судно в баласті”.

Умовою міцності відповідно до [6] є $D \leq 1$, де D – сумарна величина кумулятивного втомного пошкодження вузла за лінійною гіпотезою, яка визначалась передбачаючи розрахунковий термін експлуатації судна $T = 24$ роки. Ефект корозії на довговічність при цьому не враховувався через те, що розрахунки виконувались з метою порівняння результатів, а не для перевірки міцності реальної конструкції.

Відстань відсіку від носового перпендикуляру становить 34,75 м.

Таблиця 1 - Результати розрахунку на втому конструктивного вузла перетину конструкцій борту та подвійного дна

Модель, що застосувалась для визначення розмаху напружень від згину перекриття	Розрахункова величина	РС “судно у повному вантажі”	РС “судно в баласті”
3-вимірна балкова модель перекриття	Розмах еквівалентних напружень $\Delta\sigma_p^\Sigma$, МПа	55,01	83,45
	Сумарне втомне пошкодження вузла D	0,071	
	Розмах еквівалентних напружень $\Delta\sigma_p^\Sigma$, МПа	82,13	91,93
	Сумарне втомне пошкодження вузла D	0,229	

Висновки.

1. Із отриманих результатів розрахунку на втому вузла перетину конструкцій борту та подвійного дна випливає, що різниця у значенні втомного пошкодження за розрахунковий термін служби судна становить 3 рази. Таким чином спрощений розрахунок розмаху напружень від згину перекриття із використанням його ізольованої моделі або розрахунків за методами класичної будівельної механіки корабля дозволяє отримати результати із значним запасом в бік заниження втомної міцності.

2. Для остаточних висновків щодо прийнятності того чи іншого підходу до визначення величини розмаху еквівалентних номінальних напружень із експлуатаційною забезпеченістю потрібно дослідити більше вузлів судна, що розглядається. Також доцільно розглянути різне положення відсіку за довжиною судна.

3. Крім балкових моделей відсіку та перекриттів доцільно розглянути модель відсіку та перекриття, побудовані із застосування пластинчастої ідеалізації або змішаної, балково-пластинчастої.

REFERENCES

- [1] Korostylov, L., Lytvynenko, D., Sharun, H., Davydov, I. (2021). Improvement of construction of trawler's hull based on condition of fatigue strength providing. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (7 (112)), 50–59. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239159>
- [2] Нормы прочности морских судов. Ленинград: Регистр СССР, 1991.
- [3] IACS. (July 1999). Fatigue assessment of ship structures (Recommendation No. 56).
- [4] DNV GL (October 2015). *Fatigue assessment of ship structures: DNVGL-CG-0129*.
- [5] Hobbacher A. (Ed.). (2016). *Recommendations for fatigue design of welded joints and components* (IIW document IIW-2259-15 ex XIII-2460-13/XV-1440-13). Springer International Publishing.
- [6] Литвиненко, Д. Ю. (2017). Методики розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів при нерегулярному навантаженні на базі експериментально-теоретичного методу. *Вісник Одеського національного морського університету*, 4 (53), 110–125.

Dmytro Lytvynenko

Research of structural joint durability for dry cargo ship with accounting of three-dimensional deformations of cargo hold

Annotation. The three-dimensional line model of the cargo hold of the dry-cargo ship and corresponding beam finite element model have been developed. Determination of cargo hold loads with moderate exceeding probability level is performed. The fatigue strength assessment of the side and double bottom structural joint of the dry cargo ship is performed with accounting of three-dimensional deformations of the cargo hold. Fatigue strength assessment of the same joint is performed on the base of two-dimensional model of the grillage. The comparative analysis of results is performed.

Keywords: fatigue strength; durability; structural joint; three-dimensional line model; finite element analysis

ОПТИМАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ ВИРОБНИЦТВА СФЕРОПЛАСТИКІВ МЕТОДОМ ВАКУУМНОЇ ІНФУЗІЇ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ

¹Бурдун Є. Т., кандидат технічних наук, професор; ²Копійка С. В., кандидат технічних наук, доцент; ³Петрюк О. В., асистент кафедри

^{1,2,3}Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

^{1,2,3} м. Миколаїв, Україна

¹evgeniy.burdun@nuos.edu.ua; ²sergii.kopiika@nuos.edu.ua; ³olha.petriuk@nuos.edu.ua

Анотація. Експериментально встановлені оптимальні режими вертикальних вібрацій технологічної форми для виготовлення сферопластиків методом вакуумної інфузії, встановлені переваги цього способу стосовно виробництва матеріалів у лопатевих та шнекових змішувачах, обґрунтовані режими просочування у вакуумі.

Ключові слова: вакуумна інфузія, просочування у вакуумі, сферопластик, блок плавучості, синтактна піна.

Вступна частина. Методи виробництва сферопластиків з використанням технологій лопатевих або шнекових змішувачів ведуть до виникнення мікро- та макропоруватості матеріалу, що є причиною появи суттєвої концентрації напружень під час експлуатації сферопластиків у якості блоків плавучості підводної техніки. Виникає необхідність усунення цього недоліку.

Мета роботи. Експериментально встановити та обґрунтувати основні параметри технологічного режиму виробництва сферопластиків методом вакуумної інфузії та визначити їхній вплив на масогабаритні характеристики блоків плавучості та зміну (підвищення) експлуатаційних властивостей.

Основна частина. Вибір оптимального діапазону частот вертикальних вібрацій формуючого технологічного оснащення заповненої скляними мікросферами (типу МСО-А9 гр. Б2) для виробництва сферопластика (syntactic foams) методом вакуумної інжекції (просочування зв'язуючого у вакуумі [1]) є важливим як з позиції розмірів та форми блоків додаткової плавучості для підводних технічних засобів, так і для проектування безпосередньо конструкцій технологічного оснащення жорстко закріпленого на столі вібростенду. Техпроцес формування заготовки блоку плавучості заданої конструкції складається з двох стадій: попереднє утримування мікросфер з частотою вертикальних вібрацій f (Гц) та наступне просочення пакету мікросфер у формі з використанням вертикальних вібрацій з частотою f_1 (Гц) для забезпечення рівномірного руху фронту рідкого зв'язуючого по усьому поперечному перерізу формотвірного оснащення.

Вихідні характеристики скляних мікросфер: густина питома $\rho = 341 \text{ кг/м}^3$, насипна $\rho_n = 290 \text{ кг/м}^3$, розподілення по діаметрам $d = 5 \dots 150 \text{ мм}$, мода розподілення $d_m = 30 \text{ мм}$.

Опис експерименту. Форми для випробувань: сосуди трубчатого та прямокутного перерізу площею 1, 10, 100, 900 см^2 та висотою 500 мм. Мікросфери засипались у форму,

фіксувався довільний (первинний) рівень насипаних мікросфер. При заданій частоті вібрацій по утрамбовуванню мікросфер $f = 4...2200$ Гц фіксувався час τ (хв.) до досягнення мінімального рівня утрамбовування. Цей час необхідно знати для визначення максимальної товщини (висоти) майбутнього блоку сферопластику.

В діапазонах частот $f \geq 0...40$ Гц та $f < 2000$ Гц реєструвалось максимальне утрамбовування при різних значеннях $\tau = 3...12$ хв. Мінімальний час утрамбовування $\tau_{\min} = 3...4$ хв відповідало частотному діапазону $f = 40...100$ Гц.

На стадії просочування зв'язуючим зразки сферопластика типу ЕДС-7А виготовлялись у квадратній герметичній формі $300 \times 300 \times 300$ мм на основі зв'язуючого: смола ЕД-20, активований розріджувач ЕТФ-10, отверджувач Л19. Температура зв'язуючого та прогрітого пакету скляних мікросфер $(60 \pm 2) ^\circ\text{C}$. Лопатевий змішувач зв'язуючого мав можливість створення збиткового тиску (напору повітря) до 600 кПа над поверхнею рідини. [2]

Жорстке (для уникнення резонансних явищ) герметичне формуюче технологічне оснащення кріпилось на столі динамічного вібростенда В-200 (забезпечував частоту вібрацій при просочуванні f_l).

Режими вакуумної ежекції та результати замірів представлені у таблиці, де позначено:

h (мм) – висота підйому зв'язуючого (просочування за 60 хв);

Δh (мм) – максимальна різниця висот просочування (нерівномірність руху фронту зв'язуючого);

P_v (кПа) – рівень розрядження у формі;

P_n (кПа) – збитковий тиск у змішувачі;

σ (МПа) – границя міцності при гідростатичному стисканні

$w \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^2} \right)$ – поверхневе водопоглинання сферопластику при тиску $72 \pm 1,5$ МПа протягом t (год).

Зразки сферопластику 1-12 (таблиця) отримані при температурі $T = 62 \pm 2 ^\circ\text{C}$ при атмосферному тиску $P_n = 100$ кПа на поверхню зв'язуючого.

Стабільна мінімальна нерівномірність руху фронту зв'язуючого при просоченні 3,3...4% отримана на частотах $f = f_l = 50$ Гц.

Абсолютне значення висоти $h = 50...70$ мм за відсутності збиткового тиску $P_n = 100$ кПа = const у змішувачі дозволяє виробляти тонкі пластини із сферопластику. Для збільшення товщини пластини необхідно:

- або зменшити в'язкість зв'язуючого, наприклад, нагріванням, що є неможливим для зв'язуючого ЕДС-7А;

- або обрати зв'язуюче горячого затвердіння з підвищеною величиною його модуля пружності.

Таблиця 1 - Технологічні параметри процесу виробництва сферопластику та його фізико-механічні властивості

Номер прикладу								Фізико-механічні властивості сферопластику							
	тиск, кПа		частота, Гц		висота, мм		Рівень нерівномірності просочення	ρ , кг/м ³	σ_2 , МПа	Поверхнєве водопоглинання, w, кг/м ²					
	P_n	P_n	f_1	f_2	h	Δh				t = 50	t = 100	t = 500	t = 1000	t = 1500	t = 2000
1	5	100	40	40	64	2,5	3,9	636	116	0,0487	0,0707	0,0911	0,120	0,177	0,233
2	5	100	40	30	55	12	21,8	635	115	0,0479	0,0697	0,0915	0,118	0,175	0,235
3	5	100	40	2000	72	2,1	2,9	639	119	0,0476	0,0705	0,0923	0,112	0,169	0,228
4	5	100	40	2200	57	9,0	15,7	638	114	0,0495	0,0720	0,0937	0,131	0,182	0,238
5	5	100	30	40	68	4,7	6,9	634 671	107 127	0,0383 0,0581	0,0547 0,0865	0,0727 0,113	0,0973 0,149	0,138 0,149	0,187 0,288
6	5	100	2200	40	66	2,2	3,3	634	115	0,0483	0,0699	0,0905	0,118	0,171	0,229
7	5	100	2200	40	67	5,1	7,6	638 665	106 125	0,0375 0,0563	0,0567 0,0874	0,0722 0,113	0,0998 0,147	0,142 0,212	0,176 0,298
8	0,5	100	50	50	72	2,4	3,3	629	102	0,0533	0,0840	0,109	0,155	-	-
9	1	100	50	50	72	2,5	3,5	638	120	0,0477	0,0707	0,0913	0,114	-	-
10	40	100	50	50	58	2,4	4,1	635	119	0,0469	0,0713	0,0909	0,118	-	-
11	50	100	50	50	51	2,0	3,9	636	117	0,0482	0,0722	0,0918	0,122	-	-
12	60	100	50	50	42	1,8	4,3	632	108	0,0509	0,0807	0,103	0,152	-	-

На графіці наведена залежність висоту просочення зв'язуючого в композиції смола УП-238+УП614, отверджувач «ДіаметХ» при виробництві циліндричних дисків діаметром 800 мм та висотою до 300 мм.

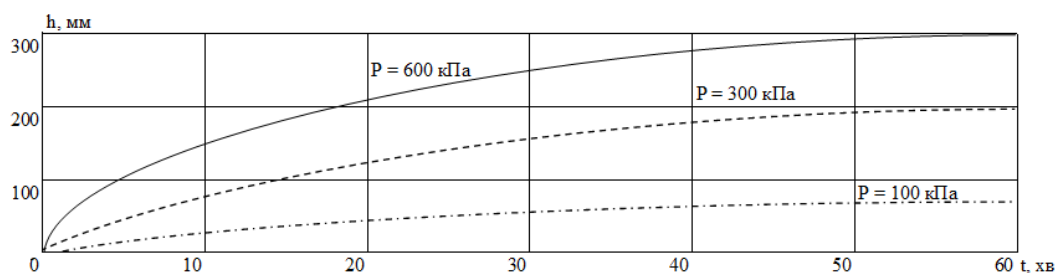


Рисунок 1 - Залежність висоти блока сферопластику на основі зв'язуючого горячого затвердіння та мікросфер МСО-А9 гр Б2 ($T = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$) від часу просочування ($f = f_1 = 50\text{ Гц}$)

При затвердінні блоків плавучості висотою $h > 250\text{ мм}$ виникла проблема подолання довільної екзотермічної реакції зв'язуючого. На розглянутому зв'язуючому був отриманий сферопластик з границею міцності при гідростатичному стисканні 130...140 МПа при густині 635 кг/м³. Збільшення міцності сферопластика ЕДС-7А, отриманого у змішувачах, пояснюється двома чинниками: фактичною відсутністю поруватості (відсутність концентраторів напруження) та за рахунок зростання модуля пружності, що гармонізувало структуру сферопластика з позицій рівності модулів об'ємного стискання мікросфер та матеріалу сферопластику. [3]

Висновки.

1. Ефективний діапазон частот попереднього утрамбовування скляних мікросфер $f = 40\text{...}2200\text{ Гц}$ є широким. Його обмежує ймовірність появи резонансних явищ для технологічного оснащення на етапах утрамбовування та наступного просочування, а також необхідність утримувати рух фронту зв'язуючого про просоченні в горизонтальній площині, що веде до порушення площинності верхньої поверхні блоків плавучості.
2. Рекомендована частота вібрацій $f = f_1 = 40\text{...}100\text{ Гц}$.
3. Для виготовлення блоків плавучості з висотою більше 50...70 мм необхідно використовувати збитковий тиск над зв'язуючим у змішувачі або зменшувати в'язкість

зв'язуючого за рахунок підвищення його температури або використання рідкоплинні склади горячого твердіння.

4. Метод вакуумної інфузії знижує поруватість сферопластика, що дозволяє усунути концентрацію напружень при гідростатичному стисканні та збільшити його міцність, отже, зменшити водопоглинання на тих самих глибинах експлуатації.

REFERENCES

- [1] Strong A. Brent. Fundamentals of Composite Manufacturing: Materials, Methods and Application. — Dearborn, Michigan, USA: Society of Manufacturing Engineers, 2008. — 683 p.
- [2] Берлин А. А., Шутов В. А. Упрочненные газонаполненные пластмассы. — М.: Химия, 1980. — 222 с.
- [3] А. С. № 1766053

Burdun E., Kopyika S., Petriuk O.

Optimal parameters of production of spheroplastics method of vacuum infusion and its effects on operational properties

Annotation. The optimal modes of vertical vibrations of the technological mold for the production of spheroplastics by the vacuum infusion method were experimentally established, the advantages of this method in relation to the production of materials in blade and screw mixers were established, and the modes of infiltration in a vacuum were substantiated.

Key words: vacuum infusion, vacuum infiltration, spheroplastic, buoyancy block, syntactic foam

УДК 628.5:539.37.276

ОЦІНКА РОЗПОВСЮДЖЕННЯ ЕНЕРГІЇ ВІБРАЦІЙ ВІД ГВИНТІВ В ПАЛУБНИХ ПЛАСТИНАХ ПО ДОВЖИНІ СУДНА

Бурдун Є. Т., кандидат технічних наук, професор¹; Білоус Р. Ю. аспірант²

^{1,2}Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

^{1,2} м. Миколаїв, Україна

¹evgeniy.burdun@nuos.edu.ua; ²roman.bilous89@gmail.com

Анотація. На основі типової моделі офшорного судна-постачальника виконаної методом скінчених елементів розроблені рекомендації щодо прогнозування розповсюдження рівнів вібрацій від гвинтів в палубних пластинах між головними балками набору по довжині судна.

Ключові слова. Метод скінчених елементів, рівні вібрацій, палубні пластини, динамічний аналіз, концептуальний дизайн.

Вступна частина. Надмірні вібрації негативно впливають на комфорт пасажирів та екіпажу. Також вони можуть спричинити втому металу локальних корпусних конструкцій або несправність механізмів і обладнання. Тому передбачення вібрацій на ранніх етапах проектування суден дає більш ширші можливості для оптимізації конструкцій і мінімізує суттєві виправлення на більш пізніх етапах.

Мета роботи. Метою цього дослідження є розрахунок тиску від гвинтів на кормову частину судна та оцінка розповсюдження енергії вібрацій по його довжині. Ця інформація є важливою на стадії концептуального проектування, коли вибираються розміри приміщень, положення основних конструктивних елементів, розміри балок основного набору.

Основна частина. Визначення тиску від гвинтів на кормову частину судна є найважливішою частиною динамічного аналізу методом скінчених елементів і прогнозування рівнів вібрацій у жилих приміщеннях. По суті воно можливе трьома методами – розрахунок на основі емпіричних формул, використання передових теоретичних методів і програмного забезпечення, експериментальні вимірювання.

В цьому дослідженні використовується найбільш відомий метод Холдена, який оснований на аналізі вимірювань проведених на 72 суднах [1]. Він запропонував формули основані на регресивному аналізі для визначення некавітаційного і кавітаційного тиску:

$$P_0 = \frac{(ND)^2}{70} \frac{1}{Z^{1.5}} \left(\frac{K_0}{d/R} \right), N/m^2 \quad (1)$$

$$P_c = \frac{(ND)^2}{160} \frac{V_s(W_{Tmax} - W_e)}{\sqrt{(h_a + 10.4)}} \left(\frac{K_c}{d/R} \right), N/m^2 \quad (2)$$

де

N -	Частота обертів гвинта,	[1/хв]
D -	Діаметр гвинта,	[м]
R -	Радіус гвинта,	[м]
V_s -	Швидкість судна,	[м/с]
Z -	Кількість лопатей,	[-]
d -	Відстань від $r/R = 0.9$ до поверхні зануреного корпусу, коли лопать знаходиться у верхньому положенні,	[м]
W_{Tmax} -	Максимальне значення коефіцієнту попутного потоку по Тейлору,	[-]
W_e -	Усереднене значення коефіцієнту попутного потоку по Тейлору,	[-]
h_a -	Глибина занурення лінії валу,	[м]

Сумарний тиск визначається як векторна сума кавітаційного і некавітаційного тисків:

$$P_z = \sqrt{P_0^2 + P_c^2} \quad (3)$$

Максимальний вертикальний тиск розрахований по формулі (3) дорівнює 2760 Па.

Згідно формули (3) розраховується максимальне значення тиску, але його амплітуда знижується в радіальному напрямку від точки, яка знаходиться вертикально над центром

гвинта, див. [2]. В даному дослідженні використовується спрощена лінеарізована залежність амплітуди тиску у вигляді конічної поверхні.

Повнорозмірна модель судна виконана методом скінчених елементів (див. Рис.1) включає в себе ряд спрощень, так як на стадії концептуального проектування ряд параметрів може бути невідомий, а надмірна деталізація призведе до зниження продуктивності розрахунків при зміні основних параметрів:

- Балки вторинного набору включені в матрицю жорсткості пластин, [3];
- Локальні фундаменти, вирізи, нерегулярні конструкції, що не мають впливу на глобальну міцність судна, видаляються з моделі;
- Розподілення ваги по палубам є рівномірним і здебільшого ґрунтується на статистичних даних і рекомендаціях з правил класифікаційних спілок, [4];
- Залишковий небаланс ваги прикладається до зовнішньої обшивки.

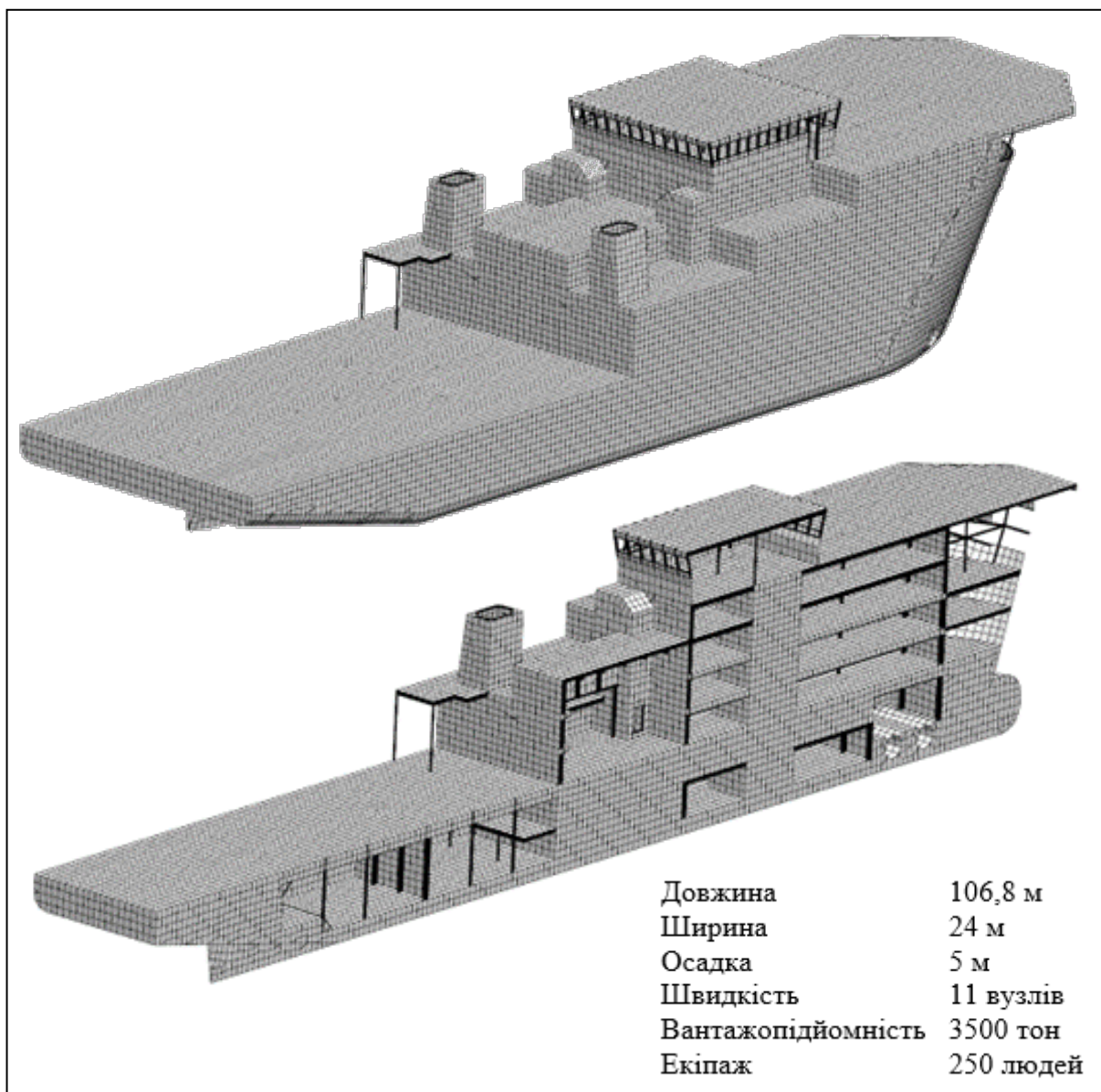


Рисунок 1 - Модель офшорного судна-постачальника виконана методом скінчених елементів

Дослідження рівнів вібрацій проводилося на перетині головної палуби з зовнішньою обшивкою і поперечними рамними шпангоутами кожні 2,4 м (див. Рис. 2). Розглядалися два найбільш критичні варіанти роботи гвинтів, коли тиск від їхньої роботи діє у фазі (максимальна вертикальна сила) і у протифазі (максимальний крутильний момент). Подвійна частота обертання гвинтів не розглядалася, так як це дослідження має на меті показати методологію оцінки рівнів вібрацій, а не кількісний аналіз окремо взятого судна.

Згідно зі стандартом ISO 20283, [5] регламентуються рівні віброшвидкостей в залежності від локації приміщення та його призначення.

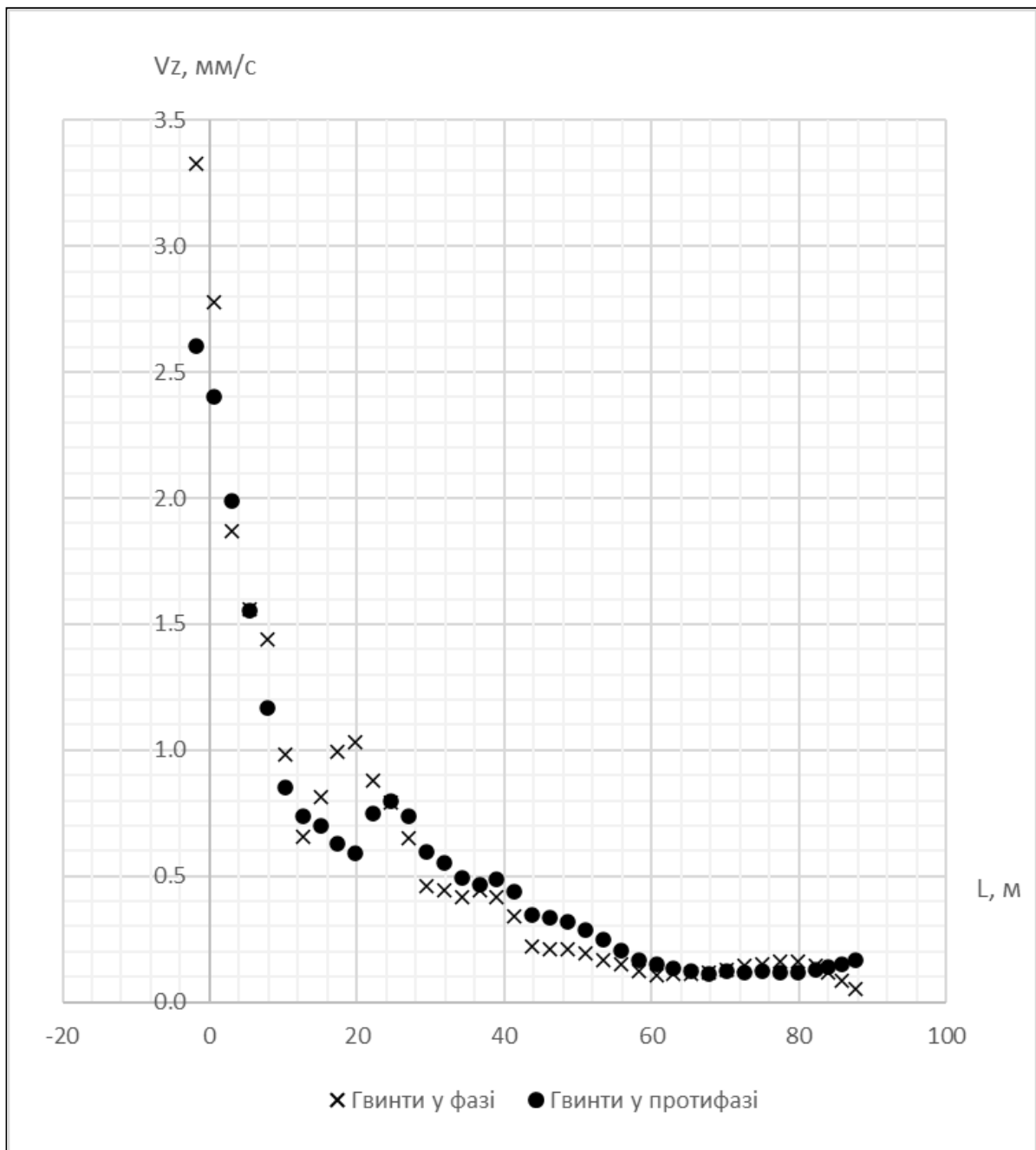


Рисунок 2 – Залежність вертикальної віброшвидкості від довжини судна на перетині головної палуби і зовнішньої обшивки

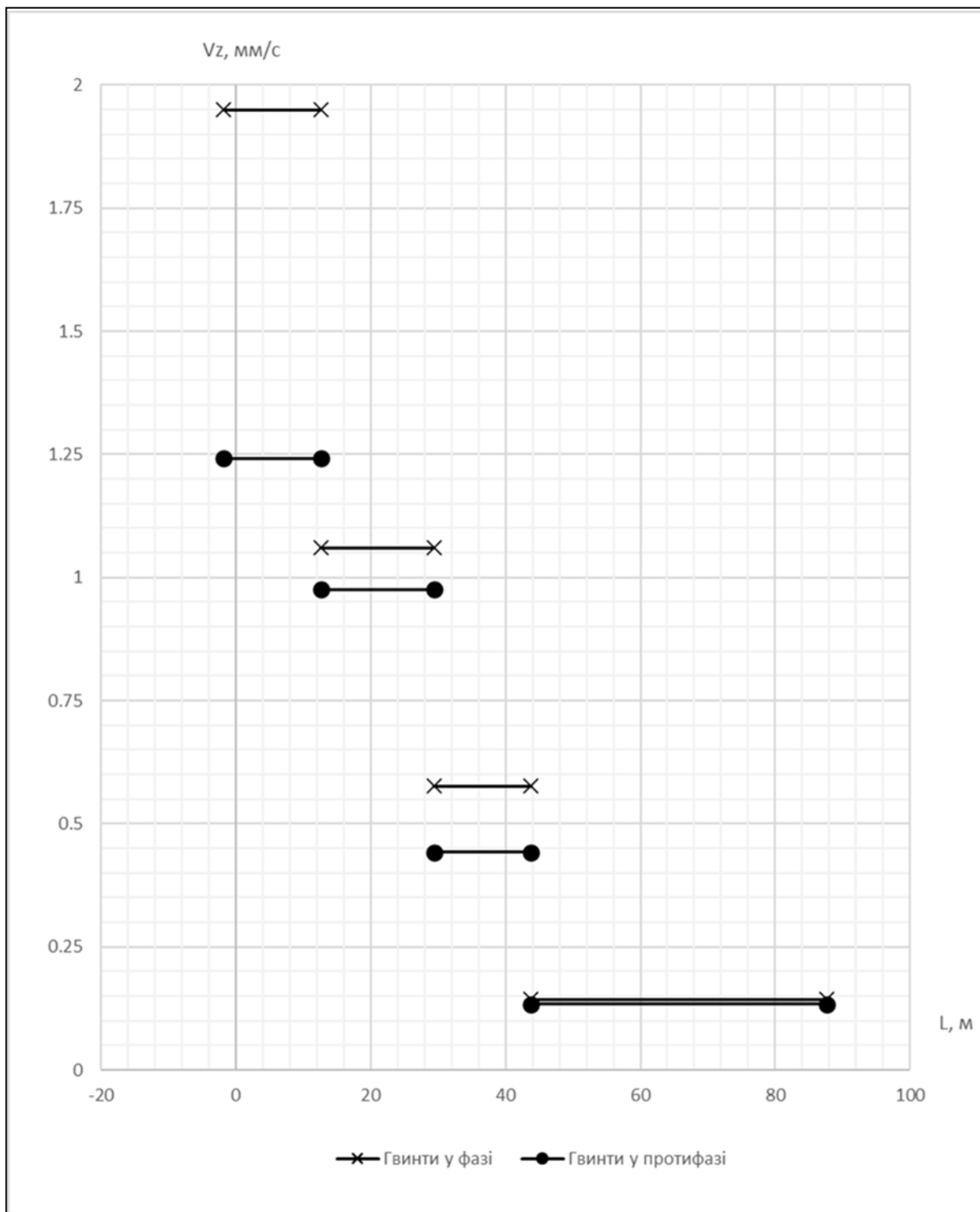


Рисунок 3 – Усереднені значення вертикальної віброшвидкості між переборками по головній палубі

Висновки

- Стадія концептуального дизайну судна потребує водночас простих і надійних рішень щодо оцінки збудження палубних пластин від пульсуючого тиску діючого на кормову частину судна від роботи гвинтів. Методика Холдена з його розрахунку основана на статистиці зібраний з повномасштабних вимірювань на 72 суднах і включає стандартне відхилення в 30 відсотків, що вважається прийнятним.

- Найбільші рівні вібрацій спостерігаються в приміщенні між транцем і першою водонепроникною переборкою, тому його віброізоляція відіграватиме важливе значення у розповсюдженні вібрацій далі в носову частину судна.

- Усереднені значення віброшвидкостей на головній палубі показали, що водонепроникна переборка як основний конструктивний елемент судна є надійним віброізолятором і може знижувати рівні вібрацій приблизно у 2 рази. Це приводить до іншого висновку, що на початкових етапах проектування можна створити спрощену модель тільки кормової частини, відпрацювати можливі модифікації щодо зниження рівнів вібрацій в цьому приміщенні і потім спрогнозувати рівні вібрацій далі по судну на основі гіперболічної залежності з Рис. 2.

REFERENCES

- [1] Holden K.O., Fagerjord O., Frostad R. Early Design-Stage Approach to Reducing Hull Surface Forces Due to Propeller Cavitation. SNAME Transactions, Vol. 88, 1980.
- [2] Zambon A., Moro L., Biot M. Vibration analysis of super-yachts: Validation of the Holden Method and estimation of the structural damping. Marine Structures, Volume 75, 2021.
- [3] Nemeth, M. P. A Treatise on Equivalent-Plate Stiffnesses for Stiffened Laminated-Composite Plates and Plate-Like Lattices. NASA/TP-2011-216882.
- [4] Lloyd's Register. Guidance Notes General Overview of Ship Structural Vibration Problems, September 2015.
- [5] ISO 20283-5:2016(en) Mechanical vibration — Measurement of vibration on ships — Part 5: Guidelines for measurement, evaluation and reporting of vibration with regard to habitability on passenger and merchant ships

Burdun E. T., Bilous R. U.

Estimation of vibration energy from propellers in large deck panels along vessel's length.

Annotation. The recommendations are developed for the estimation of vertical vibrations in large deck panels due to pulse pressures from propellers based on typical finite element model of offshore vessel

Keywords. Finite element method, vibration levels, large deck panels, dynamic analysis, concept design

УДК 628.5

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ СФЕРИЧНОЇ КЕРАМІЧНОЇ ОБОЛОНКИ В МАСИВІ СФЕРОПЛАСТИКА МЕТОДОМ СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Гейко С.П. к.т.н доцент¹; Довженко А.В., студентка²

^{1,2}Національний Університет суднобудування

^{1,2}Миколаїв, Україна

¹geykosp@gmail.com; ²aleksandradozhenko12@gmail.com

Анотація. Отримано закономірності розподілу компонент напружено-деформованого стану в системі керамічна сферична оболонка- масив сферопластик, що можуть бути застосовані при проектуванні блоків плавучості глибоководних технічних засобів.

Ключові слова: керамічна сфера, сферопластик, блок плавучості.

Об'єкт досліджень – блоки плавучості для глибоководних засобів освоєння океану. Введення у склад масиву сферопластика тонкостінних керамічних оболонок дозволяє значно покращити показники плавучості та здешевити їх. Тема досліджувалась аналітичними методами [1,2] та вони ускладнені і мають низьку точність при розташуванні оболонок близько до поверхні.

Мета даної роботи – дослідити напружено-деформований сферичної керамічної оболонки в масиві сферопластика, в залежності від товщини оболонки та відстані від сфери до поверхні сферопластика.

Для відтворення властивостей сферопластика з керамічними оболонками обрана наступна фізична модель:

- масив сферопластику – куб з розмірами 300х300 мм;
- порожниста керамічна сфера – суцільна сферична оболонка з технічної кераміки, діаметром 100 мм.

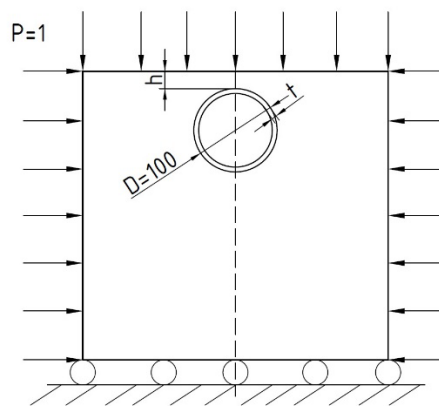


Рисунок 1 - Розрахункова модель сферичної оболонки в масиві.

Обрані наступні параметри та діапазони варіювання факторів: товщина керамічної оболонки з діапазоном 0,25 – 1,5 мм та відстань від оболонки до поверхні сферопластика з діапазоном 0,1 – 20 мм.

Діапазони фізичних та механічних властивостей матеріалів надані в таблиці 1.

Таблиця 1. Фізико-механічні властивості компонентів блока плавучості.

Характеристика	Фарфор	Сферопластик
Густина $\rho, \frac{\text{кг}}{\text{см}^3}$	2400	600-800
Міцність на стискання $\sigma_T, \text{МПа}$	400-600	60-80
Модуль пружності $E, \text{ГПа}$	60-70	6-8

Дослідження напружено-деформованого стану проводиться за допомогою методу скінченних елементів, для побудови моделі та розрахунків використовується студентська версія програмного забезпечення ANSYS. Оскільки передбачається використання сферопластику зануреним у воду, тобто в умовах гідростатичного тиску, модель рівномірно навантажена одиничним тиском $P = 1$ з усіх боків куба.

Нижче на рисунках 2-6 наводяться графіки залежності компонент напружено-деформованого стану від глибини залягання сфери та товщини її стінки.

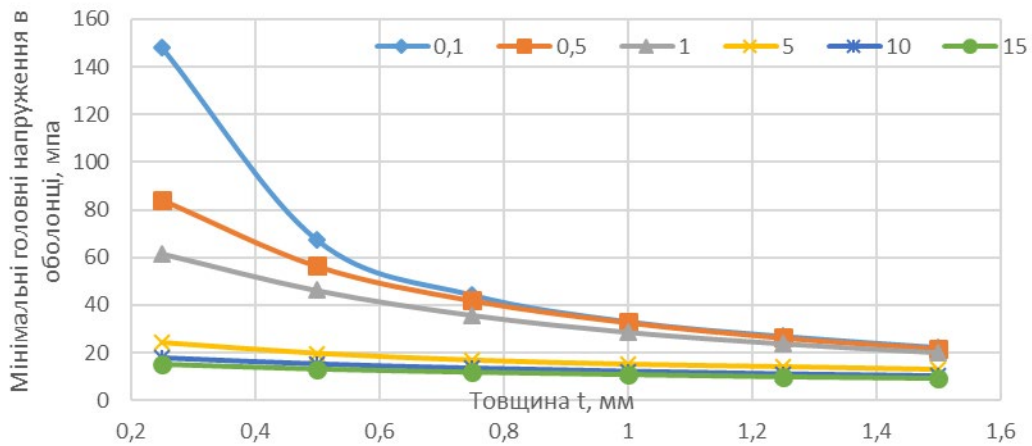


Рисунок 2 - Графік залежності мінімальних головних напружень у керамічній оболонці від відстані до поверхні.

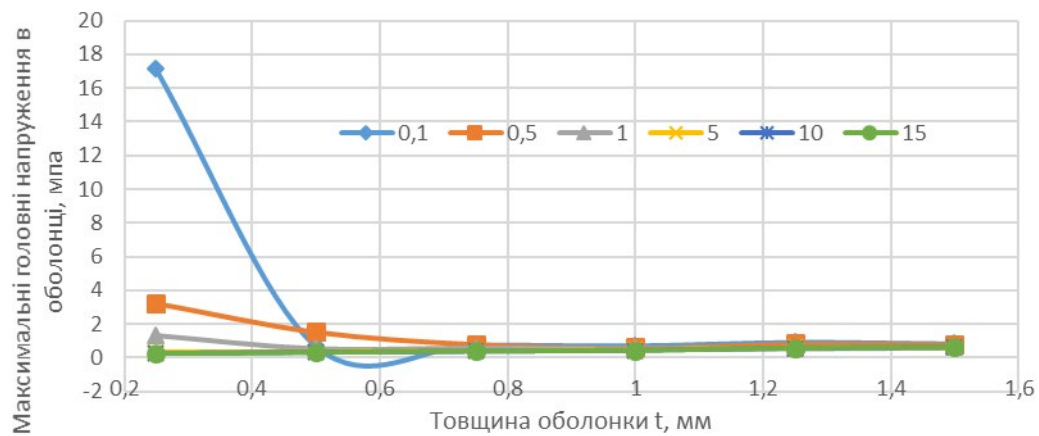


Рисунок 3 - Графік залежності максимальних головних напружень у керамічній оболонці від відстані до поверхні.

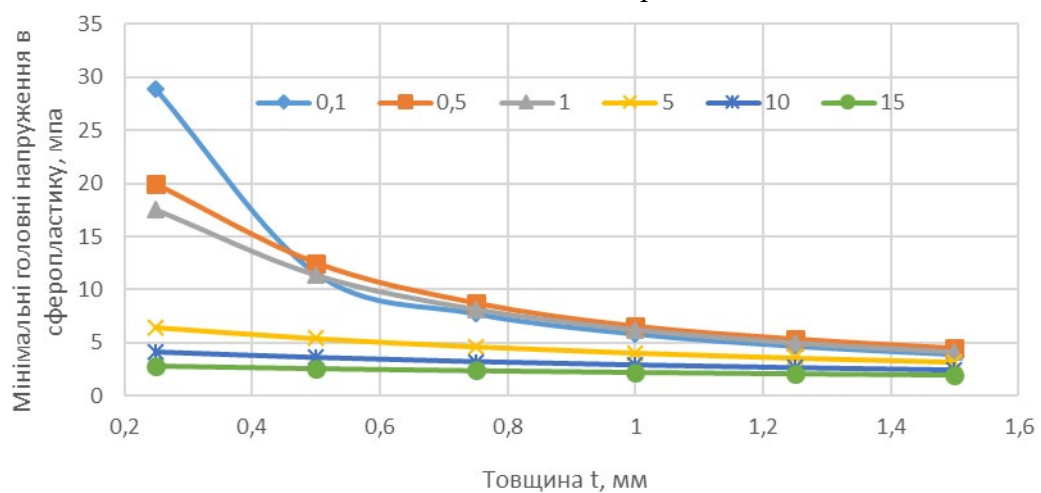


Рисунок 4 - Графік залежності мінімальних головних напружень в сферопластику від відстані до поверхні

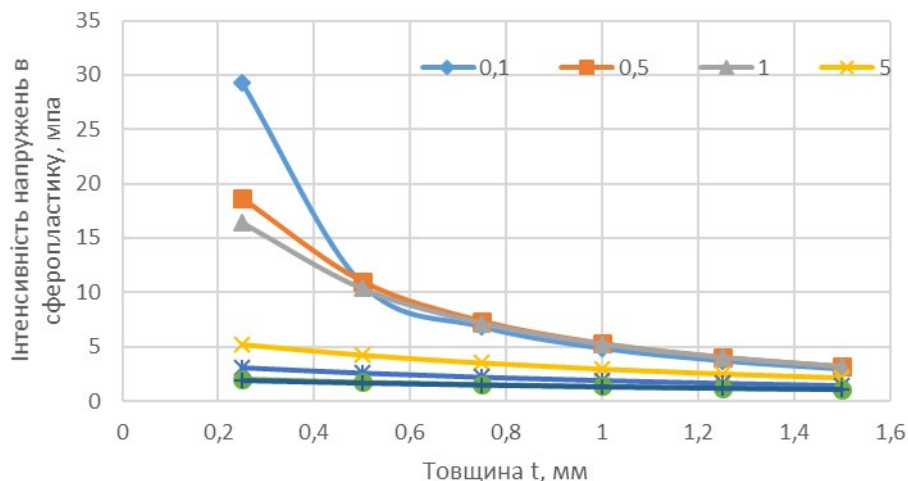


Рисунок 5 - Графік залежності інтенсивності напружень в сферопластику від відстані до поверхні

Проаналізувавши отримані графіки, можна зробити наступні висновки. Для максимальних головних напружень характерна зворотно-пропорційна залежність. Як і очікувалось, найбільші максимальні напруження виникають в області осі симетрії, між поверхнею та оболонкою. Найбільші концентрації напружень досягаються при найменшій товщині оболонки та найменшій відстані до поверхні.

Найбільші концентрації напружень наявні при мінімальних товщини, Також з графіку, зображеному на рисунках 2-5, можна зробити висновок, що на глибині приблизно 20 мм напруження стають майже рівномірними за всією поверхнею керамічної оболонки, тобто оболонка знаходиться в умовах, близьких до гідростатичного обтиснення.

Виходячи з тих же графіків, для більш товстостінних оболонок, відстань до поверхні є менш впливовим фактором, навіть розташування близько до поверхні дає менші концентрації напружень. Для тонких оболонок з товщиною менше ніж 0,8 мм відстань до поверхні суттєво впливає на концентрації напруги, причому найбільш небезпечним буде варіант розташування близько до поверхні.

Таким чином з проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Глибина залягання оболонок суттєво впливає на напружено-деформований стан блоку плавучості. Концентрації напружень у масиві сферопластика у полюсі досить значні і досягають 30 одиниць в дослідженому діапазоні. При розташуванні оболонки на поверхні ($h=0$) метод скінчених елементів не застосовний через утворену сингулярність в точці дотику оболонки та поверхні. Форма кінцевого елементу стає неприйнятною для аналізу тобто результат буде недостовірний.

2. Руйнування блоку плавучості, що містить керамічні макросфери, таким чином, починається з поверхні, при значно менших глибинах занурення монолітного блоку сферопластика. Для того, щоб поле напруг було близьким до незбуреного, макросфери мають бути занурені у блок на глибину від $0,2D$. При цьому втрачається ефективність блоку з точки зору плавучості.

3. Використання блоків плавучості з керамічними сферами, де вони знаходяться у адгезійному контакті зі сферопластиком не раціонально, через суттєві концентрації напружень, що виникають біля сфер, що розташовані біля поверхні блоку. Більш життєздатною є модель блока плавучості, де керамічні сфери укладаються з зазором до сферопластику, який сполучається із забортною водою [3].

На наступних етапах дослідження планується конкретизувати рекомендації що до проектування блоків плавучості на основі керамічних сфер.

REFERENCES

- [1] Головченко Ю.Б. Напряженное состояние системы шаровое включение-матрица, спаянной по поверхности контакта. Технология судостроения и сварочного производства. Сборник научных трудов. Николаев. 1984 г. стр.20-36
- [2] Головченко Ю.Б. Концентрации напряжений в неоднородных средах со сферическими включениями при всестороннем равномерном сжатии. Диссертация на соискание ученой степени кандидат технических наук. Киев. 1984 г.
- [3] Гейко С.П. Технологія виготовлення керамічних сферичних оболонок та елементів плавучості на їх основі для глибоководної техніки. Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук, УДМТУ. Миколаїв, 1994
- [4] J.D. Stachiw "Alumina Ceramic 10 in Flotation Spheres for Deep Submergence ROV/AUV Systems," by, Oceans 2005 Conference, September 2005, Washington, D.C.

Geyko S.P., Dovzhenko O.V.

Research of the stress-strain state of the spherical ceramic shell in the syntactic foam massif by the finite element analysis.

Annotation. The regularities of the stress-strain distribution in the system consisting of syntactic foam massif and ceramic spherical shell were obtained, which can be used in the buoyancy blocks for deep-sea vehicle design.

Key words: ceramic sphere, syntactic foam, the buoyancy block

УДК 629.5

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЄКТУВАННЯ КОРПУСНИХ КОНСТРУКЦІЙ МАЛОГО СУДНА З HDPE

Кузнєцов А.І. к.т.н., доцент¹, Лисицький І.В., магістрант²

^{1,2}Національний університет кораблебудування, м. Миколаїв

¹anatoly1954.kuznetsov@gmail.com, ²igor.lisitsky@gmail.com

Анотація. Запропоновано напрям створення інженерних вимог до проєктування корпусних конструкцій із поліетилену низького тиску для малих суден. Передбачається адаптація основних вимог стандартів ISO групи Small craft до вирішення цієї задачі. Обґрунтовується можливість такого застосування. Необхідність створення вимог викликана збільшенням кількості малих суден, що будуються, із конструкціями з розглянутого матеріалу та відсутністю затверджених вимог у актуальних нормативних документах.

Ключові слова: малі суда, корпусні конструкції, вимоги до проектування, поліетилен низького тиску, стандарти ISO.

Вступ. На даний час, при проектуванні малих суден з конструкціями із поліетилену низького тиску (HDPE), виникає ряд проблем пов'язаних з визначенням міцних розмірів корпусних конструкцій. Проблеми пов'язані з відсутністю формалізованих вимог до параметрів конструкцій в нормативних документах, таких як Вимоги Класифікаційних органів, у тому числі міжнародних стандартів ISO групи Small craft. Так, наприклад, у Правилах класифікації і побудови малих суден Регістру судноплавства України [1] і у стандарті ISO Small craft — Hull construction and scantlings-Part 1:Materials [2] HDPE у якості конструкційного матеріалу для малих суден не передбачається. Існують попередні вимоги для суден з HDPE у Турецькому Ллойді (TL) [3].

Основна частина. У загальному випадку необхідні прямі розрахунки, що для більшості проєктантів малих суден недоступно (необхідні відповідні фахівці і програмне забезпечення), а із залученням контрагентів витратно. Для нормальної роботи проєктних структур при створенні малих суден з конструкціями з HDPE необхідно доповнити Правила та відповідні стандарти вимогами до матеріалу, що розглядається, та конструкціям з нього у доступному для проєктантів вигляді.

Для створення відповідних розділів нормативних документів, що допускають пряме проєктування корпусних конструкцій з HDPE, необхідно розробити та включити до структури нормативів такі додаткові розділи:

- 1) Вимоги до фізико-механічних характеристик HDPE, що застосовується для виготовлення конструкцій з урахуванням технологічних особливостей;
- 2) Вимоги до умов виробництва та технологічного процесу;
- 3) Схему визначення міцностних розмірів елементів корпусних конструкцій (товщин панелей обшивок та настилів, моментів інерції та моментів опору балок набору);
- 4) Величину напружень, що допускаються, для окремих елементів конструкції.

1. Вимоги до фізико-механічних характеристик HDPE, що застосовується для виготовлення конструкцій, можливо вважати формалізованими з урахуванням наявності у виробників даного матеріалу сертифікатів відповідності міжнародним стандартам (для «морського» застосування). Відповідні характеристики матеріалів, представлені виробником, можуть використовуватися безпосередньо для визначення міцностних розмірів елементів суднового корпусу. Характеристики визначені як для ротаційних технологій, так і для зварювальних.

2. Умови виробництва конструкцій та обмеження щодо технологічного процесу так само регламентовані виробниками матеріалу.

3. Визначення міцностних розмірів корпусних конструкцій залежить від величини розрахункових навантажень, що діють на корпусні конструкції. На даний час величина розрахункових навантажень, регламентована вимогами стандарту ISO [4], вважається досить коректною і використовується для прямих розрахунків конструкцій. Відповідно до алгоритму розрахунку зовнішніх навантажень їх величина залежить від призначення судна, геометрії корпусу, району експлуатації та швидкості руху.

У найближчій перспективі розвиток малих суден із конструкціями з HDPE передбачає створення суден із динамічним режимом руху. У зв'язку з цим нас цікавить насамперед

динамічний компонент навантаження. Розрахунковий динамічний тиск (ударне навантаження є функцією 11 параметрів).

$$P_{bl}=f(C, L_{WL}, B_{WL}, B_c, \Delta, V, \beta, \tau, b, l, k_L), \text{ де}$$

- C – параметр району експлуатації;
- L_{WL} – довжина за ватерлінією;
- B_{WL} – ширина за ватерлінією;
- B_c – параметр району експлуатації;
- Δ –водотоннажність;
- V – швидкість руху;
- β – кут кілеватості на транці;
- τ – кут ходового диференту в режимі гліссування;
- b – менший розмір пластини обшивки;
- l – більший розмір пластини обшивки;
- k_L – коефіцієнт розподілу ударного навантаження.

Альтернативне визначення розрахункового навантаження (за рекомендаціями TL [3]) передбачає визначення розрахункового навантаження за номограмою з урахуванням лише двох параметрів – довжини судна та швидкості руху. Інші параметри об'єкта ігноруються. Розрахунковий алгоритм слід сприймати як спробу призначити обмеження «згори».

Оскільки основним завданням створення формалізованих вимог до корпусних конструкцій малих суден є поява даних вимог у складі чинних нормативів, алгоритм стандарту ISO потрібно вважати застосовним при проєктуванні конструкцій з HDPE.

Алгоритм визначення міцних розмірів корпусних конструкцій для пластин та балок набору, виконаних із ізотропного матеріалу, виглядає досить просто. Визначаються товщини пластин обшивок та настилів, необхідні моменти інерції та моменти опору балок набору. Допустима напруга при цьому приймається на рівні 90% межі плинності матеріалу або 60% межі тимчасової міцності. Виникає питання застосування даного алгоритму до визначення розмірів конструкцій з матеріалу, що розглядається.

Найпростіша перевірка адаптивності алгоритму можлива шляхом порівняння параметрів міцностних розмірів елементів конструкції для конкретного судна у порівнянні з результатами прямих розрахунків. Зрозуміло, що ця схема застосовна лише для грубої оцінки можливості адаптації алгоритму. Для порівняння обрано пластину днищової обшивки. Необхідна її товщина визначається прямим розрахунком та відповідно до вимог стандарту. Паралельно визначається потрібна товщина за рекомендаціями Турецького Ллойду [3].

У якості об'єкту для розрахунків обрано катер проєкту (Проект GS 7300) з наступними головними розмірами – див. табл.

Таблиця 1 - Головні розміри судна

L_H, m	L_{WL}, m	B_H, m	B_{WL}, m	T_C, m	Δ, kg	B_C, m	$V, knot$
7,3	6,34	2,45	2,3	0,3	2500	1,92	30

Допустимі напруги приймалися наступні—см. Табл.2

Таблиця 2 - Допустимі напруги

Матеріал	HDPE
σ_y, MPa	25
σ_d, MPa	22,5

Обводи корпусу представлені на рис.1.

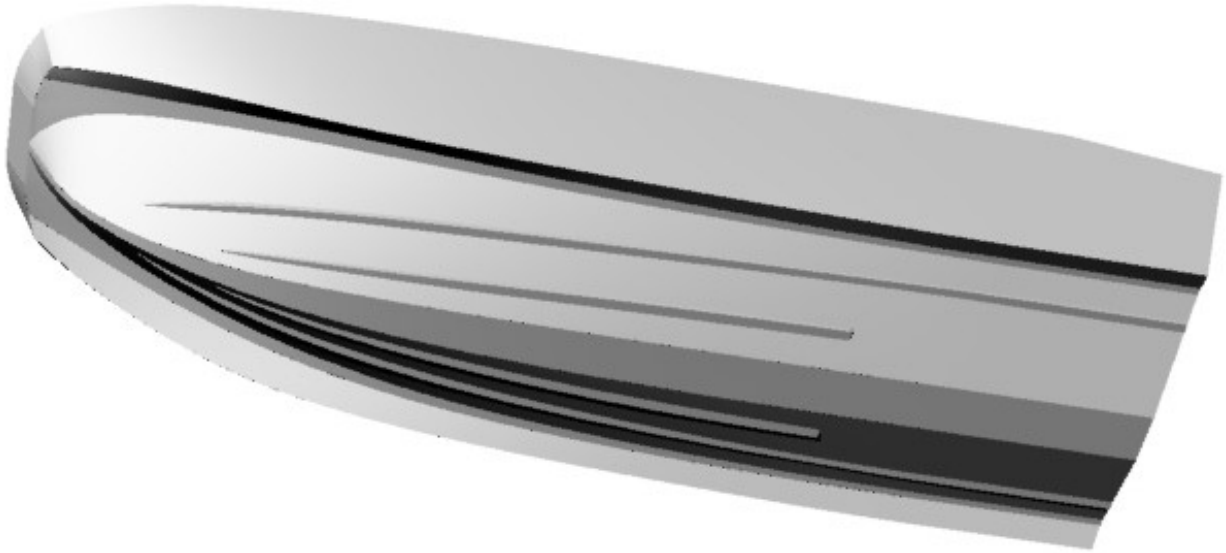


Рисунок 1 - Обводи корпусу судна

Розрахункове навантаження визначалося як за алгоритмом стандарту ISO, так і за нормативами Турецького Ллойду. Конструкція передбачається звареною з поздовжньою системою набору. Шпация за поперечним (рамним) набором фіксована – 1000 мм. Шпация за стрингерами змінюється в межах від 200 до 400 мм. Варіації шпаций необхідні для врахування динамічної складової зовнішнього навантаження. Дане коригування проводиться за співвідношенням розмірів пластини, що навантажується. Величини розрахункових навантажень залежно від розмірів шпациї та результати розрахунків необхідної товщини пластини наведено у табл. 3.

Таблиця 3 - Розрахункові навантаження та необхідна товщина пластини (стандарт).

l, mm	1000		
b, mm	200	300	400
$P_{bl}, \text{kN} / \text{m}^2$	69,9	54,9	45,2
t_{HE}, mm	7,9	10,5	12,7

Прямі розрахунки необхідних товщин пластини проводилися методом скінчених елементів (ANSYS) під впливом розрахункових навантажень. Для аналогічних розмірів шпаций варіювали товщину пластини. Ітерації припинялися при досягненні максимумів величин допустимих напружень (22.5 Мпа). Результати у табл. 4.

Таблиця 4 - Потрібна товщина пластини (розрахункова)

l, mm	1000		
b, mm	200	300	400
$P_{bl}, kN / m^2$	69,9	54,9	45,2
t_{HE}, mm	6,8	9,3	11,4

Товщини, що визначаються відповідно до вимог TENTATIVE RULES FOR POLYETHYLENE CRAFTS 2014 Турецького лойда [3] наведено у табл. 5.

Таблиця 5 - Потрібна товщина панелі (TL)

l, mm	1000		
b, mm	200	300	400
$P_{bl}, kN / m^2$	44,7		
t_{HE}, mm	8,1	12,2	16,2

Порівняння необхідних товщин показано на діаграмі див. рис. 2.

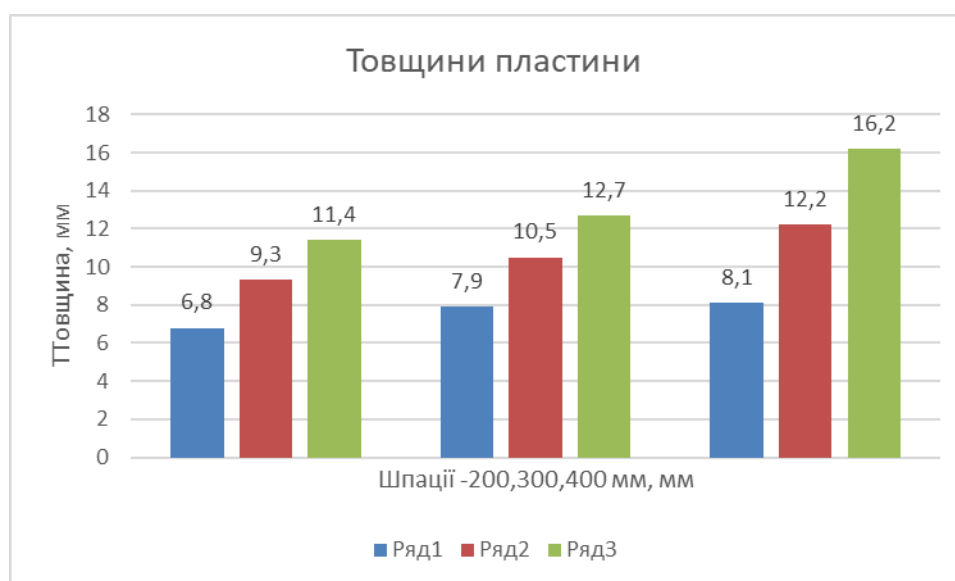


Рисунок 2 - Порівняння необхідних товщин

Потрібні товщини пластини, визначені розрахунковим методом, за вимогами стандарту ISO та за рекомендаціями TL при різних розмірах шпацій відрізняються досить суттєво. Вимоги стандарту ISO та рекомендації TL перевищують розрахункові значення товщини панелі при шпаціях 200, 300, 400 мм 36 та 67%, 32 та 60%, 50 та 100% відповідно. Вимоги нормативних документів (ISO та TL) щодо стратегії створення нормативних документів є «обмеженнями зверху». Збільшення розбіжності зі збільшенням розмірів шпації пояснюється тими самими причинами. Загалом вимоги стандарту ISO до товщини панелей у даному випадку можливо вважати обґрунтованими, а рекомендації TL надмірними.

4. Питання допустимих напружень для матеріалу конструкцій, насамперед, пов'язаний з високою податливістю поліетилену так як нормування міцності цілком обґрунтоване. На рис. 3-5 наведено епюри напружень і деформацій для розрахункового випадку, що розглядається, при шпаціях 200, 300, 400 мм.

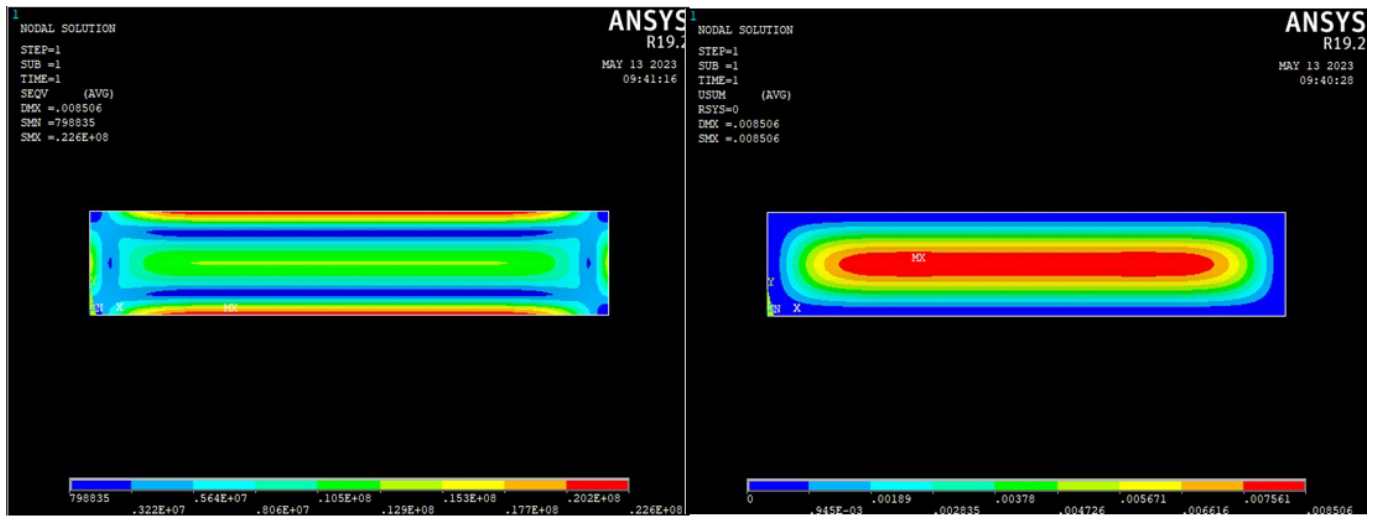


Рисунок 3 - Епюри напружень та деформацій при шпації 200 мм

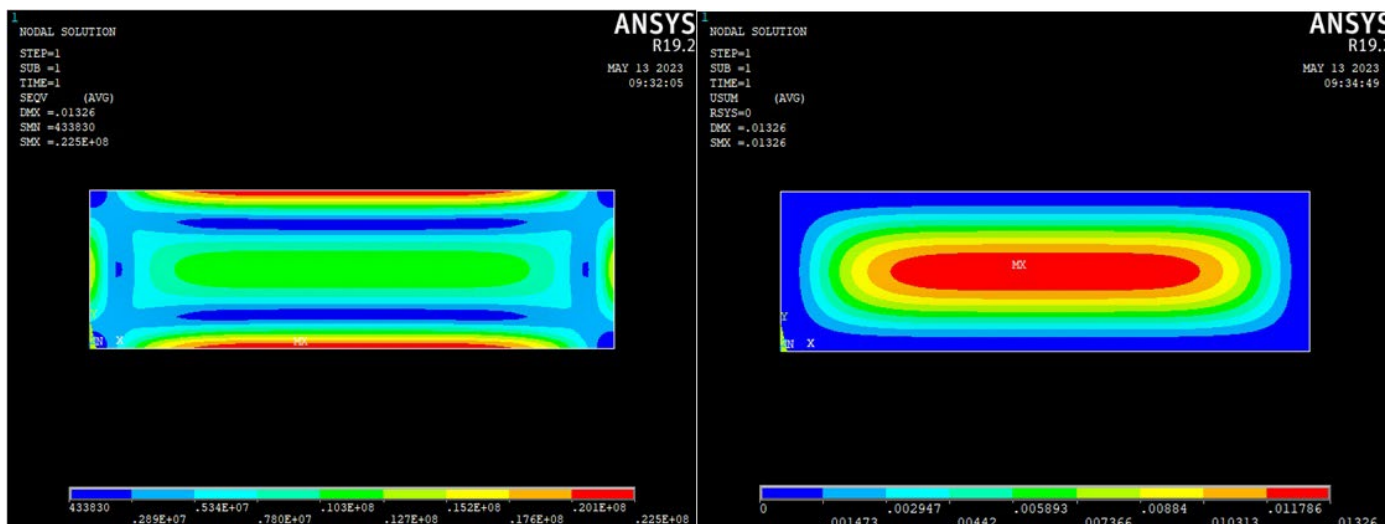


Рисунок 4 - Епюри напружень та деформацій при шпації 300 мм

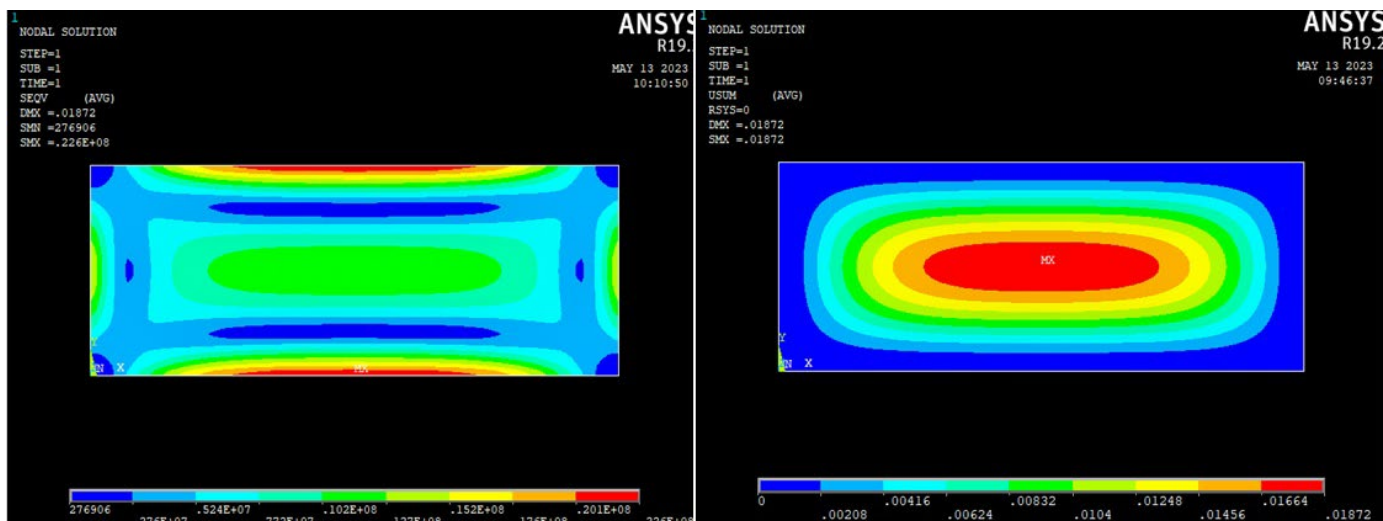


Рисунок 5 - Епюри напружень та деформацій при шпациї 400 мм

За результатами моделювання встановлено, що при розрахунковій шпациї 200 мм. на пластину діє тиск 69,9 МПа, при цьому у пластині виникає напруження 22,6 МПа та максимальна деформація 8,5 мм.

Збільшення розрахункової шпациї до 300 мм та 400 мм викликає напруження 22,5 МПа та 22,6 МПа і деформації 13,3 мм та 18,7 мм, відповідно.

Оскільки дослідження проводилися при напруженнях, що допускаються при 90% межі плинності матеріалу і деформації досить значні, потрібні дослідження щодо необхідності їх обмежень в реальних конструкціях. Для даного матеріалу питання нормування напружень і деформацій, що допускаються, є досить важливими.

Висновки Результати дослідження демонструють можливість адаптації вимог стандартів ISO групи Small craft до проектування корпусних конструкцій із поліетилену низького тиску для малих суден. Доцільно провести більш широкі дослідження з включенням до їхньої області балок набору. Потрібно додатково розглянути вимоги до напружень, що допускаються, і деформацій конструкцій виготовлених з HDPE.

REFERENCES

- [1]. Правила класифікації та побудови малих суден [Текст] / Регістр судноплавства України. – Том 2. – Київ: Регістр судноплавства України, 2015. – 404 с.
- [2]. European standard NF EN ISO 12215-3. Small craft. Hull constructions and scantlings Part 3: Materials: Steel, aluminium alloys, wood, other materials [Text] / August, 2002. – 8p.
- [3]. TÜRK LOYDU. TENTATIVE RULES FOR POLYETHYLENE CRAFTS. [Text] / 2002. – 9p.
- [4]. European standard NF EN ISO 12215-3. Small craft. Hull constructions and scantlings Part 5: Design pressures. Design stresses, scantling determination/ [Text] / August, 2002. –45 p.

Kuznetsov A., Lysytskyi I.V.,

Design features of hull structures of HDPE small boats

Annotation: The direction of creating engineering requirements for the design of HDPE hull structures for small vessels is proposed. Adaptation of the main requirements of ISO standards of the Small craft group to solve this problem is expected. The possibility of such application is substantiated. The need to create such

requirements is caused by the increase in the number of small vessels being built with structures made of the material in question and the lack of approved requirements in current regulatory documents.

Keywords: small vessels, hull structures, design requirements, low-pressure polyethylene, ISO standards.

УДК 629.5.012

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПЛАСТИНА-РЕБРО ПАЛУБ НАКАТНИХ СУДЕН

Шарун Г. В., старший викладач кафедри будівельної механіки та конструкції корпусу корабля¹; Миронов Є. І., студент²; Яковенко С. В., студент³

^{1,2,3}Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

^{1,2,3}Україна, Миколаїв

¹grygorii.sharun@nuos.edu.ua

Анотація. Виконані розрахунки за Правилами класифікаційних товариств товщин і розмірів поздовжніх ребер жорсткості настилу палуб накатного судна. Перевірена місцева міцність пластин та поздовжніх балок набору методом скінченних елементів. Розроблені рекомендації з визначення товщин та розмірів зв'язків палуб накатних суден.

Ключові слова: накатне судно; настил палуби; метод скінченних елементів; напружено-деформований стан.

Вступна частина. Виконано дослідження особливостей напружено-деформованого стану системи пластина-ребро палуби накатного судна. Для проведення досліджень використовувалися розрахункові схеми при стержнево-пластинчастій ідеалізації конструкцій палуби з використанням методу скінченних елементів. Наведені рекомендації з моделювання розрахункових схем для зв'язків палуб накатних суден.

Мета роботи. Розробити рекомендації для складання розрахункових схем при перевірці місцевої міцності палуб накатних суден.

Основна частина.

Були розраховані товщини настилу та розміри поздовжніх балок набору палуб за Правилами Регістру судноплавства України (РУ-2020) [1], Норвезького Верітасу та Німецького Ллойд (DNV GL-2021) [2] та Французького Верітасу (BV-2022) [3].

Як вилковий навантажувач береться FERRARY 3212 вантажопідйомністю 32 т, на передній осі якого розміщуються 4 колеса, а на задній – 2 колеса. Вага порожнього навантажувача складає 44,3т.

Навантаження на передню вісь складається з повної ваги навантажувача з вантажем, тому що в процесі руху задня вісь відривається від настилу палуби і вся вага діє на передню вісь.

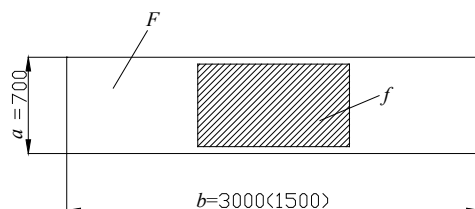


Рисунок 1 - Розрахункова схема пластини за Правилами DNV-GL 2021

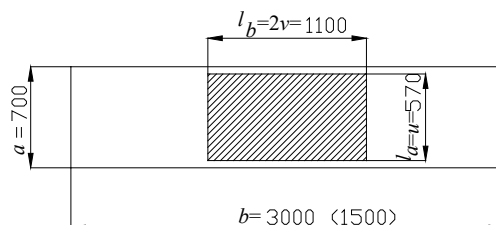


Рисунок 2 - Розрахункова схема пластини за Правилами РУ 2020

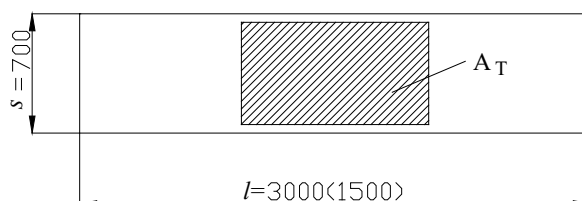


Рисунок 3 - Розрахункова схема пластини за Правилами BV 2022

Таблиця 1 – Результати розрахунку товщин настилу палуби

ПРАВИЛА	Розміри пластини 0,7 x 3,0 м		Розміри пластини 0,7 x 1,5 м	
	Товщина за Правилами, мм	Прийнята товщина, мм	Товщина за Правилами, мм	Прийнята товщина, мм
DNV GL-2021	17,8	18	17,0	17
РУ-2020	15,5	16	15,5	16
BV-2022	13,0	13	10,5	11

Таблиця 2 - Результати розрахунку розмірів ребер жорсткості палуби

ПРАВИЛА	Розміри пластини 0,7 x 3,0 м		Розміри пластини 0,7 x 1,5 м	
	Момент опору за Правилами, см ³	Прийнята балка	Момент опору за Правилами, см ³	Прийнята балка
РУ-2020	763	30810h280	301	P22a
BV-2022	704	30810h260	358	P22a

Відповідно до Правил розміри багатопрогонних поздовжніх підпалубних балок визначаються прямим розрахунком з використанням сил впливу від коліс навантажувача на тихій воді та інерційних сил, кількості та положення проміжних опор, умов закріплення балок на кінцях та проміжних опорах, залежно від геометричних характеристик балок у прилеглих прогонах.

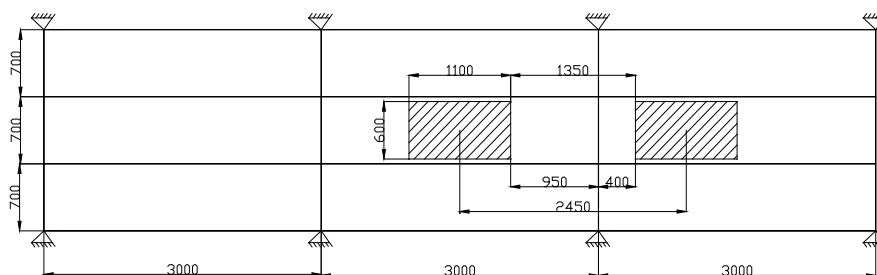


Рисунок 4 - Розрахункова схема пластини при дії коліс вилкового навантажувача (пластина 700x3000 мм)

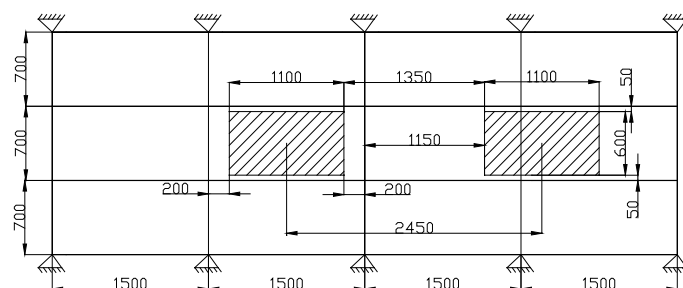


Рисунок 5 - Розрахункова схема пластини при дії коліс вилкового навантажувача (пластина 700x1500 мм)

На підставі розрахунку розмірів поздовжніх підпалубних балок за Правилами МРС-2002 і BV-2004 як розрахункові для подальшого аналізу за методом скінченних елементів приймаємо штабобульб симетричний 30810h280 при прогоні балки 3 м і несиметричний штабобульб 22а при прогоні балки 1,5 м.

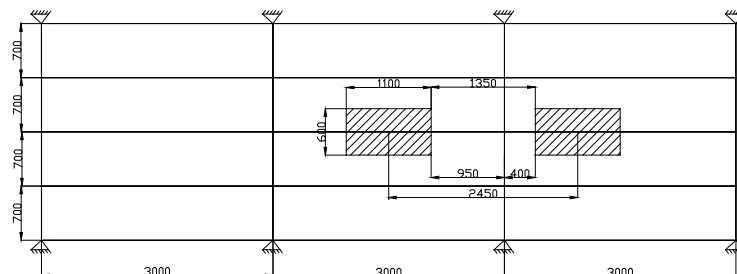


Рисунок 6 - Розрахункова схема для ребра при дії коліс вилкового навантажувача (пластина 700x3000 мм)

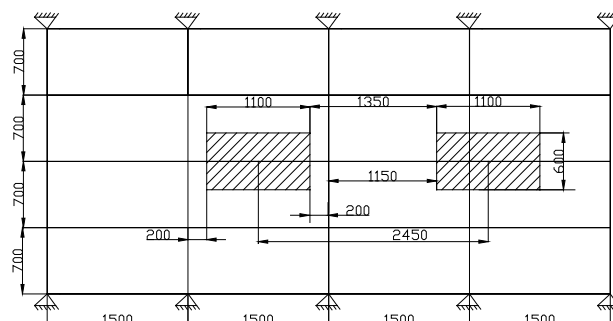


Рисунок 7 - Розрахункова схема для ребра при дії коліс вилкового навантажувача (пластина 700x1500 мм)

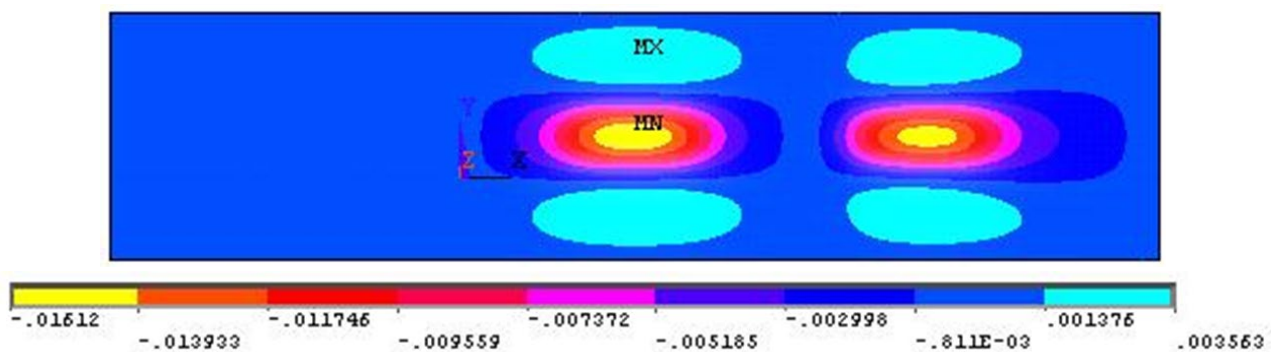


Рисунок 8 - Прогини пластини при дії коліс вилкового навантажувача (пластина 700x3000 мм)

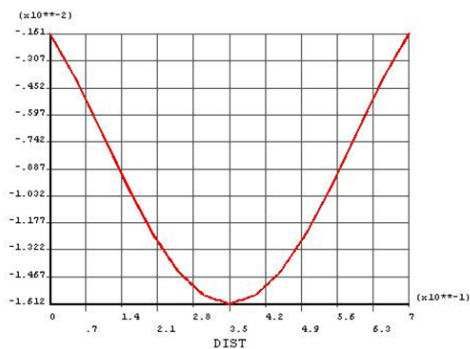


Рисунок 9 - Прогини центральної частини пластини при дії коліс вилкового навантажувача (пластина 700x3000 мм)

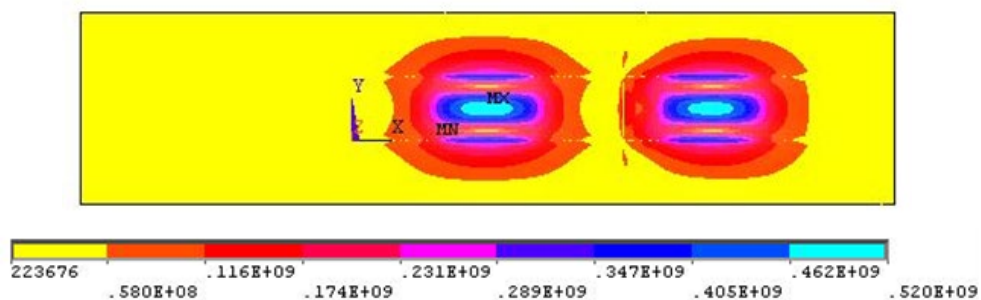


Рисунок 10 - Напруження за Мізесом в пластині при дії коліс вилкового навантажувача (пластина 700x3000 мм)

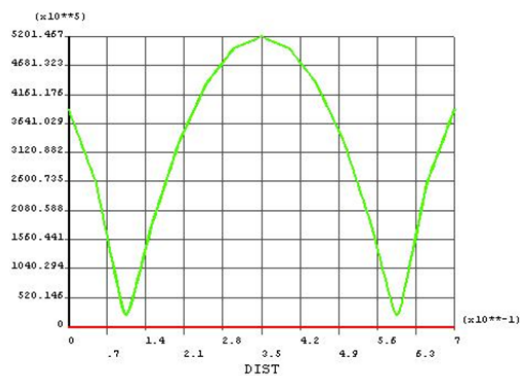


Рисунок 11 - Напруження за Мізесом центральної частини пластини при дії коліс вилкового навантажувача (пластина 700x3000 мм)

Висновки. На підставі розрахунків системи пластина-ребро за методом скінченних елементів можна зробити висновок про прийнятність застосування для товщини настилу $s = 14$ мм і в якості поздовжньої підпалубної балки можна застосувати штабобульб 22а при відстані між рамними бiмсами 1,5 м. При відстані між рамними бiмсами 3,0 м також прийнятна товщина $s = 14$ мм, а в якості балки необхідно застосовувати симетричний штабобульб 30810h280. Товщину настилу палуби можна розраховувати за Правилами, а розміри ребер жорсткості треба корегувати за допомогою методу скінченних елементів.

REFERENCES

- [1] Правила класифікації та побудови морських суден. Том 2. Корпус. Регістр судноплавства України. Київ: РУ, 2020.
- [2] DNV GL rules for the classification: Ships. DNV GL, 2021.
- [3] BV rules for the classification of steel ships. Paris, BV, 2022.

Sharun ryhorii, Mironov Egor, Yakovenko Sergii

Calculation of the plate-stiffener system of roll on-roll off ships decks

Annotation: Calculations were made according to the Rules of classification societies of the thicknesses and sizes of the longitudinal stiffeners of the decks of the roll on-roll off ships. The local strength of the plates and longitudinal beams of the set was verified by the finite element method. Recommendations have been developed for determining the thicknesses and sizes of the structures of the roll on-roll off ships.

Keywords: roll on-roll off ships; deck flooring, the finite element method; stressed and deformed state.

УДК 629.5.01

СКЛО- ТА БАЗАЛЬТОФІБРОБЕТОН ДЛЯ ПЛАВУЧИХ ДОКІВ

Соломонюк Наталя Сергіївна¹, к.т.н.; Юреско Тетяна Анатоліївна², к.т.н.; Сергєєва Євгенія Євгеніївна³, студентка

^{1,2,3}Національний університет кораблебудування імені адм. Макарова

^{1,2,3}Україна, Миколаїв

¹natalysolomonuk@gmail.com; ²tyuresko@gmail.com;

³zhenya.sergeeva.2001@gmail.com

Анотація. Загальна інформація про можливості та властивості скло- та базальтофібробетон, а також приклад дослідження по вдосконаленню властивості бетону на спеціальному гідроізолюючому цементі з наповненням короткими скляними або базальтовими волокнами для використання його у плавучих спорудах з метою зменшення кількості або повного виключення використання металевої арматури та покращення експлуатаційних характеристик матеріалу.

Ключові слова: бетон; плавучі споруди; доки; скловолокна; фібробетон, базальтоволокна.

Вступна частина.

Плавучі доки - плаваючі суднопідйомні спорудження, які можуть занурюватися для прийому суден. Оскільки їх здатність маневрувати за вертикаллю дозволяє регулювати рівень занурення, вони можуть бути встановлені на відповідних глибинах, що забезпечують безпечне прийняття суден [1].

Для забезпечення ефективної експлуатації плавучих доків, їх зазвичай розміщують у котлованах або спеціально обладнаних пристанях, які забезпечують захист від хвиль та вітру. Це дозволяє знизити вплив зовнішніх факторів на роботу доку і забезпечити стабільні умови для підйому та обслуговування суден.

Важливо враховувати також топографічні особливості місцевості та глибину води при розміщенні плавучих доків. Вони повинні бути розташовані на відповідній глибині, щоб забезпечити достатню глибину води для суден, які будуть прийматися доком.

Наразі широко використовуються композитні залізобетонні доки, що дозволяє знизити витрати металу на будівництво на 50-60%, а вартість споруди на 20-30% у порівнянні зі сталевими доками. Залізобетонні доки не потребують регулярного докування для очищення, фарбування та ремонту підводної частини корпусу [2, 3].

Конструкція плавучого доку піддається постійним, статичним змінним та динамічним навантаженням. В результаті останніх навантажень у бетоні виникають напруження різної величини і змінного напрямку.

Основний недолік конструкції, що складаються із “чистого” бетону – низька міцність на розтягнення бетону (приблизно 5 МПа), який частково усувається за допомогою введення металевої арматури.

Мета роботи. Удосконалення конструкції морських споруд фібробетоном, для поліпшення фізико-механічних властивостей бетону введенням у композицію волокненого наповнювача для зменшення кількості або повного виключення використання металевої арматури

Основна частина.

Для плавучих споруд, таких як доки, використовуються спеціальні типи бетону класу В-25 та В-30. Ці бетони відповідають певним технічним вимогам, які включають:

- **Міцність:** Бетон повинен мати встановлену міцність на стискання, на осьове розтягнення та на згин у віці 28 діб нормального твердіння.
- **Корозійна стійкість та водостійкість:** Бетон повинен бути стійким до корозії в агресивних середовищах, таких як морська вода або хімічно активні розчини. Він також повинен бути водонепроникним, щоб запобігти проникненню вологи до внутрішніх шарів конструкції.
- **Морозостійкість:** Бетон повинен бути здатним витримувати цикли заморозку та розморозки без пошкоджень. Це важливо для плавучих споруд, які можуть бути піддані екстремальним температурам.

Цемент ГІР-2М-600 є оптимальним вибором для плавучих споруд, оскільки він має властивості, необхідні для забезпечення високої міцності, стійкості до впливу води і сульфатів, а також водонепроникності. Використання цього цементу допоможе забезпечити довговічність та надійність плавучих споруд у важких умовах експлуатації [4].

Він призначений для виготовлення високоміцних розчинів та бетонів з марками М-800 до М-1000. Крім того, цей цемент може використовуватися як загальнобудівельний матеріал або для спеціальних конструкцій.

Властивості цементу представлені в таблиці 1

Таблиця 1 – Властивості цементу ГІР-2 М600

Параметри	Показники
лінійне розширення, %	0,05...0,15
водонепроникність, МПа	0,5 (через 48 год)
сульфатостійкість, лугостійкість	≥ 1
вогнетривкість, °С	1000

Армуюча здатність волокна визначається матеріалом волокна, його геометричними властивостями, кількістю, розміром та розташуванням волокон, сполученням між волокнами та матрицею.

Найпоширенішими матеріалами волокон для армування бетону є

- *Скловолокна.* Один з найпоширеніших матеріалів для армування. Легке, недороге і має добру адгезію до багатьох матриць.
- *Вуглецеві волокна.* Мають надзвичайно високу міцність і модуль пружності. Вони є дуже легкими і мають відмінну корозійну стійкість.
- *Арамідні волокна:* Мають високу міцність, високу стійкість до зношування і хімічну стійкість
- *Натуральні волокна.* До натуральних волокон включаються такі матеріали, як льон, конопля, джут та інші. Вони є екологічно чистими і мають властивості, такі як хороша акустична і теплова ізоляція.

Для фібробетону також важливі:

- Вид бетону (склад, марка)
- Водно-цементний фактор
- Додатки (домішки, пластифікатори)
- Спосіб змішування компонентів
- Умови твердіння
- Умови експлуатації

Для додавання у бетон використано ровінг Е-скла та базальтове волокно у кількості 3 – 5 % за масою довжиною 40 – 80 мм

Обидва види бетону мають свої переваги та недоліки. Склобетон має високу міцність та стійкість до корозії, що робить його відмінним вибором для будівництва морських доків. Базальтобетон також має високу міцність та стійкість до корозії, але, крім того, він також стійкий до високих температур та має відмінні звукоізоляційні властивості.

Співвідношення компонентів цементної композиції є стандартним [4] з вищевказаного цементу і стандартний гранулометричний склад кварцового піску [5]. Також введено суперпластифікатор С-3 для зменшення водоцементного співвідношення і полегшення перемішування композиції.

Розміри зразків бетону для випробувань на вигин виконуються у формі паралелепіпеду за Держстандартами [6]. Зразки випробуються на чотирьох точковий вигин у віці 2 та 28 діб.

Після видалення грубих помилок знайдено функцію відклику міцності на вигин скло- (СФБ) та базальтофібробетону (БФБ) у віці 28 діб:

$$\sigma_{\text{сфб}} = 0,09\varphi_{\text{в}}l_{\text{в}} - 0,35l_{\text{в}} - 3,15\varphi_{\text{в}} + 29,7[\text{МПа}]$$

$$\sigma_{\text{бфб}} = 0,02\varphi_{\text{в}}l_{\text{в}} + 0,05l_{\text{в}} - 3,95\varphi_{\text{в}} + 2,65[\text{МПа}]$$

Де $\varphi_{\text{в}}$ – ступінь наповнення волокном, $l_{\text{в}}$ – довжина волокна у мм;

Побудовано поверхні відклику (рис.1).

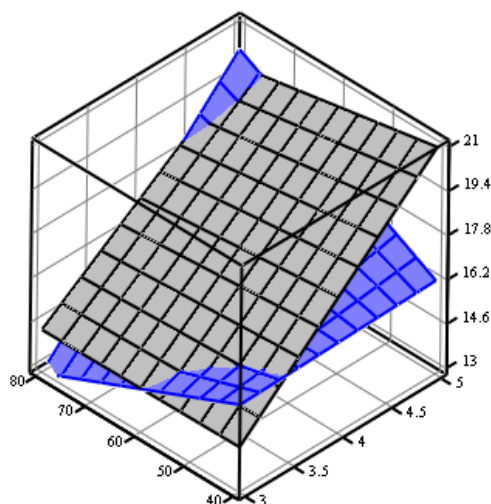


Рисунок 1 - Поверхні відклику міцності на вигин СФБ (синя поверхня) та БФБ (сіра поверхня) у віці 28 діб

Висновки.

1. Максимальна міцність СФБ у марочному віці отримується при довжині волокон 80 мм та кількості 5 % у суміші і становить 38 МПа.
2. Для БФБ – це теж ступінь наповнення волокном 5 %, але краще використовувати короткі волокна (40 мм).
3. Середня міцність фібробетону на вигин знаходиться на одному рівні 20 МПа, що у 2,63 рази більше у порівнянні з чистим бетоном. П
4. При наповненні базальтовими волокнами залежність міцності матеріалу від їх довжини є незначною (7,3 %) ніж при наповненні скляними волокнами (20 %).
5. Склофібробетон та базальтофібробетон є вдалим вибором для плавучих споруд, які постійно знаходяться в контакті з водою, оскільки вони мають високу міцність та стійкість до корозії. Вони також мають низьку теплопровідність, що дозволяє знизити витрати на опалення.

REFERENCES

- [1] ДБН В.2.4-3:2010. Гідротехнічні, енергетичні та меліоративні системи і споруди, підземні гірничі виробки. Гідротехнічні споруди. Основні положення. Київ: Мінрегіонбуд України.
- [2] Металеві плавучі доки - загальні відомості та класифікація. Sea-Man.org. URL: <https://sea-man.org/metallicheskie-plavuchie-doki.html> (дата звернення 11.05.2023)

- [3] Рашковський А.С. Будівництво композитних плавучих споруд в Україні. Успіхи сучасного природознавства. Миколаїв, № 10. 2007. С. 97-100.
- [4] ДСТУ Б В.2.7-XXX:2018. Будівельні матеріали. Бетон суднобудівний. Технічні умови та технологія приготування. Київ: ДП «УкрНДНЦ».
- [5] ДСТУ Б В.2.7-189:2009. Будівельні матеріали. Пісок стандартний для випробувань цементів. Технічні умови
- [6] ДСТУ Б В.2.7-214:2009 Будівельні матеріали. Бетони. Методи визначення міцності за контрольними зразками. Затв. Наказом Мінрегіонбуду України від 22.12.2009 р. № 633. Початок дії 01.09.2010.

Solomoniuk N., Yuresko T., Serhieieva Y.

Glass and basalt fiber reinforced concrete for floating docks

Annotation. General information about the possibilities and properties of glass- and basalt fiber reinforced concrete, as well as an example of a study on improving the properties of concrete based on special waterproofing cement filled with short glass or basalt fibers for use in floating structures to reduce the amount or completely eliminate the use of metal reinforcement.

Keywords: concrete; floating structures; docks; fiberglass; fiber concrete, basalt fiber.

УДК 629.5.01

ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ ПІНОСКЛА ДЛЯ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЇ ТАНКЕРНИХ ЄМНОСТЕЙ

Соломонюк Наталя Сергіївна¹, к.т.н.; Яковенко Сергій Віталійович², студент

^{1,2}Національний університет кораблебудування імені адм. Макарова

^{1,2}Україна, Миколаїв

¹natalysolomonuk@gmail.com

Анотація. Розглянута можливість використання піноскла у якості теплоізоляції для танкерних ємностей. Розраховано коефіцієнт теплопровідності піноскла у залежності від його густини з урахуванням проникнення води у пори (технологічні відкриті та при аварійних ситуаціях)

Ключові слова: теплоізоляція; танкер; піноскло; пошкоджуваність.

Вступна частина.

Попит на танкери, які перевозять бензин і дизельне паливо, у 2023 році може стати рекордним за останні 30 років [1]. За даними Clarkson, такий важливий показник, як тонна-миля (об'єм вантажу, помножений на відстань, на яку його перевезено), для нафтопродуктів зросте у 2023 році на 9,5%. Швидшими темпами цей показник зріс тільки 1993 року - на 10,1%.

Унаслідок неминучої глобальної зміни маршрутів вантажопотоків збільшаться відстані, на які танкери перевозитимуть паливо (приблизно у 5 – 6 разів). Це стимулюватиме попит на танкери-продуктовози,

За даними Clarkson Research Services, зараз ставки на оренду танкерів середньої дальності, що перевозять паливо, є найвищими з 2008 року.

Отже стабільність температури нафтопродуктів при перевезенні має значення для безпеки перевезення та економії пального, що обігріватиме ємність з нафтопродуктами до визначеної температури.

Наразі в основному використовується поліуретанова теплоізоляція у суднобудівній промисловості [2]

Мета роботи. Удосконалення теплоізоляції ємностей, що використовуються для перевезення нафтопродуктів і олій.

Основна частина.

Пориста кераміка перспективна в якості теплоізоляції. Матеріал має високу термостійкість та позитивну плавучість. Вона є абсолютно негорючою, що важливо при перевезенні пального. Для цього доцільно використовувати закритопористе піноскло. Тому проаналізовано теплопровідність даного матеріалу в умовах експлуатації.

Для розрахунку товщини теплоізоляції з піноскла потрібно знати його теплопровідність з урахуванням його пошкоджуваності водою при можливих аварійних ситуаціях. Всі характеристики розраховуються для «важкого» піноскла густиною $450 - 700 \text{ кг/м}^3$, що може додатково нести конструктивне навантаження.

Для розрахунку теплопровідності піноскла використано методику Л.Л.Васильєва узагальненої провідимості пористого матеріалу [2]. (рис.1)

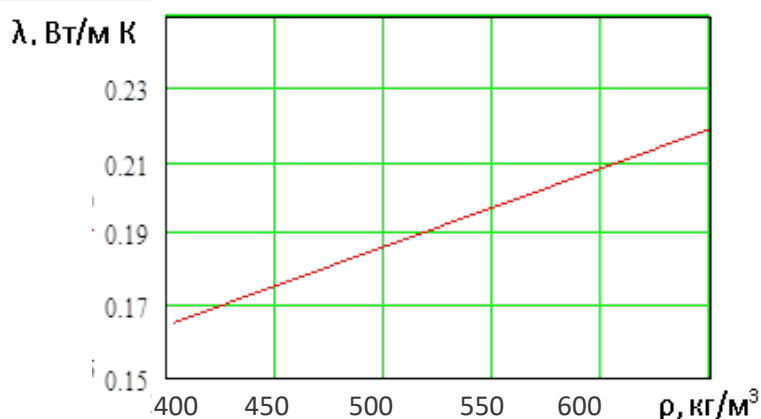


Рисунок 1 - Коефіцієнт теплопровідності піноскла в залежності від його густини

В процесі експлуатації піноскло може пошкоджуватися тиском води. Для нього є характерним безперервний процес накопичення пошкоджень в пористій структурі при проникненні води. Отже введено поняття пошкоджуваності піноскла, це відношення об'єму зруйнованих пор до первинного об'єму пор у відсотках в результаті дії тиску води на матеріал. Зруйновані пори заповнюються водою і теплопровідність піноскла змінюється.

Для піноскла пори якого повністю заповнені водою розраховано коефіцієнт теплопровідності, за тією ж методикою із заміною коефіцієнту теплопровідності газу на коефіцієнт теплопровідності води при відповідній температурі.

Згідно дослідженням, виконаним в [4] при експлуатації піноскла у плавучій споруді для збереження плавучості допустима пошкоджуваність піноскла лежить в межах 3 - 12 % за об'ємом ізоляційного блоку. Враховуючи це, знаходиться коефіцієнт теплопровідності пошкодженого матеріалу. Результати розрахунків представлені на рис.2.

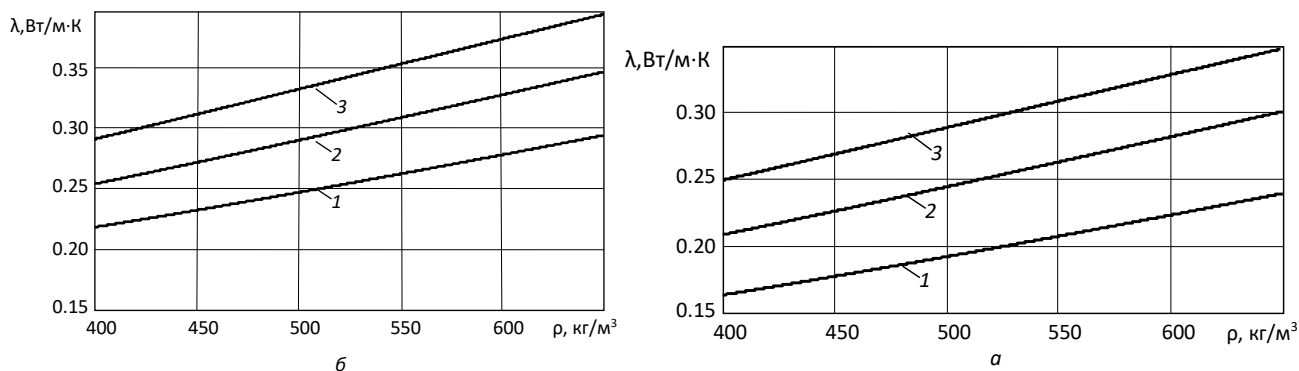


Рисунок 2 - Коефіцієнт теплопровідності піноскла з пошкоджуваністю 3 % (а) та 12 % (б): 1 – $T = 0^{\circ}$, 2 – $T = 100^{\circ}\text{C}$, 3 – $T = 200^{\circ}\text{C}$

З рисунка видно, що наявність води в порах збільшує не тільки питому вагу матеріалу, а й його теплопровідність. Настільки, що при 12 % пошкоджуваності вона сягає теплопровідності скла ($\lambda_{\text{тв}} = 0,74 \text{ Вт/м}\cdot^{\circ}\text{C}$). При чому цей максимум приходить на температуру $T = 200^{\circ}\text{C}$.

Висновки.

1. Піноскло є перспективною теплоізоляцією для ємностей танкерів.
2. Розраховано початковий коефіцієнт теплопровідності піноскла, який збільшується з 0,1 до 0,4 Вт/м $\cdot^{\circ}\text{C}$ зі зміною температури в діапазоні 0...200 $^{\circ}\text{C}$ та густини піноскла – 450...700 кг/м 3 .
3. Для подальшого дослідження поставлена задача пошуку оптимального захисного шару для піноскла, який перешкоджатиме проникненню води в пори матеріалу.

REFERENCES

- [1] <https://www.epravda.com.ua/news/2022/11>
 [2] <https://akvalend.ua/upload/iblock>
 [3] Васильєв Л.Л. Теплофізичні властивості пористих матеріалів - Наука і техніка, 1991-265 с.

Solomoniuk N., Yakovenko S.

Thermal conductivity of foam glass for thermal insulation of tankers

Annotation. The possibility of using foam glass as thermal insulation for tankers is considered. The coefficient of thermal conductivity of foam glass is calculated depending on its density, taking into account the penetration of water into the pores (technological open and in emergency situations)

Keywords: thermal insulation; tanker; foam glass; damageability.

**Секція № 4. ТЕХНОЛОГІЯ ПОБУДОВИ, РЕНОВАЦІЇ І РЕМОНТУ
СУДЕН, МОРСЬКИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ І ІНЖЕНЕРНИХ СПОРУД
SECTION № 4. TECHNOLOGY OF CONSTRUCTION, RENOVATION AND
REPAIR OF SHIPS, MARINE FACILITIES AND ENGINEERING
STRUCTURES**

УДК 629.12

**ШЛЯХИ ВІДНОВЛЕННЯ СУДНОБУДУВНОЇ ГАЛУЗІ УКРАЇНИ У
ПІСЛЯВОЄННИЙ ПЕРІОД**

¹Щедролосєв Олександр Вікторович, д.т.н., професор; ² Алхімов Євген Миколайович, магістрант; ³ Чабан Вадим Іванович, магістрант

^{1, 2, 3}Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,

^{1, 2, 3}м. Миколаїв, Україна,

¹ORCID: 0000-0001-7972-3882

***Анотація.** Визначено проблеми при відновленні суднобудівної галузі України у післявоєнний період. Наведено шляхи та етапи відновлення суднобудівної галузі України у післявоєнний час.*

***Ключові слова:** післявоєнне відродження, суднобудування, судноремонт, технологічне обладнання, підготовка кадрів, фінансування, інвестиції, конкурентоспроможність, міжнародне співробітництво.*

Вступ. У період післявоєнного відродження, після Другої світової війни, суднобудування відіграло важливу роль у багатьох країнах, таких як США, Німеччина та Японія. У цей час була необхідність швидкої реконструкції та розвитку економіки, а суднобудування було однією з галузей, яка могла забезпечити значне економічне зростання. У цей період були створені нові технології, які дозволили суднобудівникам будувати більші та ефективніші судна, що у свою чергу сприяло розвитку торгівлі та міжнародних зв'язків. Цей період став золотим століттям суднобудування, і він залишив великий слід в історії цієї галузі.

Україні у післявоєнний період при відновленні суднобудівної галузі доведеться зіткнутися з багатьма проблемами, такими як відсутність необхідних фінансових ресурсів, технологічна відсталість та нестача фахівців у цій галузі. Необхідною умовою для відродження суднобудівної галузі в Україні буде підтримка держави у вигляді інвестицій у наукові та технологічні дослідження, підготовка кадрів та створення сприятливих умов розвитку суднобудівної галузі в країні.

Основна частина. Шляхи, які можуть допомогти відродити суднобудування в Україні у післявоєнний період це:

1. Створення спеціального урядового фонду, який фінансуватиме наукові та технологічні дослідження, пов'язані з суднобудуванням, а також навчання кадрів та розробку нових суден.

2. Залучення іноземних інвесторів, які зможуть внести фінансові ресурси та сучасні технології до української суднобудівної галузі.

3. Розвиток наукової бази, включаючи участь галузевих університетів, інститутів та їх наукових підрозділів і лабораторій, які займатимуться науковими дослідженнями та розробкою нових технологій у галузі суднобудування.

4. Сприяння малому та середньому бізнесу в суднобудівній галузі, наприклад, через надання податкових пільг, кредитів та субсидій.

5. Навчання та перепідготовка кадрів, щоб суднобудівна галузь могла забезпечуватись кваліфікованими працівниками.

6. Створення сприятливих умов для розвитку міжнародного співробітництва в галузі суднобудування, наприклад, через участь у міжнародних виставках та форумах, а також підписання угод про співпрацю із закордонними компаніями та урядами.

7. Підтримка інноваційних проектів у галузі суднобудування, які зможуть створити нові ринки та підвищити конкурентоспроможність української суднобудівної галузі.

Відновлення суднобудівних підприємств, які постраждали від військових дій в Україні, можна поділити на кілька етапів:

1. Оцінка збитків. Першим етапом відновлення є оцінка збитків завданого обладнанню та майну підприємств.

2. Ремонт та відновлення обладнання. Наступним етапом є ремонт та відновлення обладнання на суднобудівних підприємствах.

3. Відновлення інфраструктури. Для відновлення суднобудівної галузі необхідно також відновити інфраструктуру підприємств, наприклад, відновити енергетичні та транспортні системи.

4. Навчання та перепідготовка кадрів. Відновлення суднобудівних підприємств вимагатиме навчання та перепідготовки кадрів, оскільки багато працівників залишили галузь у період бойових дій. Необхідно підготувати нові кадри та підвищити кваліфікацію існуючих працівників.

5. Створення сприятливих умов розвитку галузі. Для успішного відновлення суднобудівних підприємств необхідно створити сприятливі умови для розвитку галузі, такі як інвестиції у науково-дослідні роботи, надання податкових пільг, підтримка малих та середніх бізнесів, створення екосистеми підтримки галузі.

6. Розвиток міжнародного співробітництва. Співпраця із закордонними компаніями може допомогти українським суднобудівним підприємствам отримати доступ до нових технологій та партнерств, що може сприяти розвитку нових ринків та збільшення конкурентоспроможності українських суднобудівних підприємств.

Для залучення зарубіжних замовників для будівництва та ремонту суден у післявоєнний період в Україні можна використовувати різні стратегії та заходи:

Першим кроком буде створення якісної інфраструктури для суднобудівної промисловості, а також налагодження зв'язків та партнерських відносин із закордонними компаніями та урядами. Також необхідно розширити географію експорту та просувати свої послуги на міжнародному рівні.

Для цього можна проводити різні маркетингові та рекламні кампанії, брати участь у виставках, конкурсах та форумах, а також активно залучати зарубіжних інвесторів та представляти проекти на міжнародних конференціях та форумах.

Також буде корисним перепідготовка та навчання власних фахівців та працівників суднобудівної промисловості, підвищення кваліфікації та створення умов для залучення талановитих молодих спеціалістів у цю сферу.

Крім того, важливо створити сприятливий інвестиційний клімат та забезпечити підтримку держави, наприклад через податкові пільги та інші стимули для закордонних інвесторів.

Загалом для залучення зарубіжних замовників в Україну для будівництва та ремонту суден важливо створити продуктивну, сильну та конкурентоспроможну суднобудівну промисловість, яка буде здатна запропонувати високу якість послуг та конкурентні ціни на світовому ринку.

Для відновлення суднобудівних підприємств у найбільш постраждалому від російської агресії українському місті Херсоні у післявоєнний період необхідно провести наступні кроки:

1. Створення повноцінного бізнес-плану для відновлення суднобудівної галузі Херсону. Цей план повинен включати детальний опис заходів, необхідних для реалізації проекту, а також розрахунок витрат і потенційного прибутку.

2. Проведення розслідування стану інфраструктури біля підприємств, які треба буде відновлювати чи відновити. Це повинно включати обстеження будівель, техніки, обладнання, складів та інших об'єктів на території підприємств.

3. Створення команди експертів, які будуть задіяні у реалізації проекту. До команди повинні входити фахівці з суднобудування, менеджменту, фінансів, інженерів та інших професіоналів.

4. Розробка плану підготовки та перепідготовки кадрів для суднобудівних підприємств. Тут необхідно визначити список необхідних фахівців та тренінгів з перепідготовки, які підвищують компетенцію працівників, збудувати процес навчання на підприємстві шляхом широкого впровадження дуальної освіти.

5. Створення інвестиційного плану та пошук інвесторів, які можуть фінансувати проект. Передбачається використання державних інвестиційних програм, а також залучення приватних інвесторів.

6. Підготовка майданчиків для будівництва нових суден. Це може включати будівництво причалів, організація доків і підготовку будівельних майданчиків.

7. Залучення замовників для будівництва нових суден або судноремонту. Важливо встановити контакти із закордонними компаніями, які зацікавлені у замовленні суден, а також запропонувати послуги внутрішнім замовникам.

Важливо відзначити, що успішне відновлення суднобудівної галузі у Херсоні залежатиме від грамотного управління проектом та ефективного використання ресурсів.

Суднобудування та судноремонт в Україні можуть бути вигідним бізнесом у післявоєнний період. Обидва напрями можуть принести прибуток, але кожен має свої особливості та переваги.

Суднобудування - це процес проектування, будівництва та здавання в експлуатацію нових суден. Це може бути дуже вигідною справою, оскільки створення нових суден може призвести до більшої економічної ефективності замовника. У наступні роки попит на нові судна зростатиме, що означає підвищення попиту на послуги суднобудівних компаній.

Судноремонт – це процес відновлення та модернізації старих суден, а також їх ремонту. Це може бути вигідно, оскільки існуючі судна потребують постійного обслуговування та ремонту, тим паче після глобальних військових дій. Крім того, судноремонт може бути дешевше, ніж будівництво нових суден.

Однак важливо враховувати, що як суднобудування, так і судноремонт вимагають значних інвестицій. Вартість будівництва нових суден може бути дуже високою, а вартість модернізації та ремонту старих суден також може бути значною. Крім того, важливо враховувати конкуренцію на ринку та необхідність дотримання міжнародних стандартів якості.

Загалом, обидва напрями – суднобудування та судноремонт – можуть бути вигідними та приносити прибуток в Україні у післявоєнний період, але вибір між цими напрямками має залежати від потенційного попиту на ринку, доступних ресурсів та економічних можливостей замовників та компаній.

Висновки. Суднобудівна індустрія може сприяти відновленню економіки країни не тільки завдяки створенню нових робочих місць, а й через розвиток пов'язаних із нею галузей, таких як логістика та транспорт. Крім того, розвиток суднобудівної індустрії може залучити іноземні інвестиції та сприяти зростанню експорту. Серед факторів, які можуть допомогти у

розвитку суднобудівної галузі в Україні треба визначити як одні з головних - покращення якості суднобудівної освіти та підвищення рівня технологічної оснащеності підприємств. Суднобудівна індустрія може стати ключовою галуззю для поствоєнного відновлення, якщо держава та уряди співдружних країн України активно підтримуватимуть її розвиток і створюватимуть умови для залучення іноземних інвестицій.

REFERENCES

- [1] "Rebuilding the Shipbuilding Industry in Post-Conflict Countries: Lessons from Croatia and Bosnia-Herzegovina" by Katarina Pavičić and Mirna Jurišić (2017)
- [2] "The Role of the Shipbuilding Industry in Post-War Reconstruction: The Case of Croatia" by Zoran Aralica and Sanja Borković (2016)
- [3] "The Reconstruction of the Port of Beirut: Lessons Learned from the Port of Rotterdam" by Fadi Majdalani and Karel van der Wiel (2021)
- [4] "The Role of the Shipping Industry in Post-Conflict Reconstruction: The Case of Liberia" by John A. Karantzis (2015)
- [5] "The Reconstruction of Iraq's Ports and Maritime Infrastructure" by Mark J. Valencia (2008)
- [6] "The Role of the Maritime Industry in Post-Conflict Reconstruction: The Case of Sierra Leone" by James H. Morrison (2010)
- [7] "Rebuilding the Maritime Sector in Somalia: Challenges and Opportunities" by Abdiwahab Sheikh Abdisamad (2016)
- [8] "The Reconstruction of the Port of Aden: Lessons Learned from the Port of Dubai" by Ahmed Al-Mansoori and Karel van der Wiel (2021)
- [9] "The Role of the Shipping Industry in Post-Conflict Reconstruction: The Case of Lebanon" by Georges Aoude (2015)
- [10] "The Reconstruction of the Port of Tartous: Lessons Learned from the Port of Alexandria" by Mohamad Ali Al-Khatib and Karel van der Wiel (2021)

O. Shchedrolosiev, Y. Alkhimov, V. Chaban

Ways of recovery of the shipbuilding industry Ukraine in the post-war period

Annotation: Problems in the restoration of the shipbuilding industry of Ukraine in the post-war period are identified. The ways and stages of the restoration of the shipbuilding industry of Ukraine in the post-war period are given.

Keywords: post-war revival, shipbuilding, ship repair, technological equipment, personnel training, financing, investment, competitiveness, international cooperation.

РОЗРОБКА ПРОЄКТУ ХАУСБОТУ ДЛЯ ПЕРСОНАЛУ НА ОСНОВІ 40-ФУТОВОГО КОНТЕЙНЕРУ

Коновалова Ганна Василівна, здобувач PhD¹; Щедролосєв Олександр Вікторович, д-р. техн. наук, професор²; Соценко Владислав Юрійович, викладач³

¹Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова;

^{2,3}Херсонський навчально-науковий інститут

Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова;

^{1,2,3} Україна, м. Миколаїв

¹ORCID: 0000-0003-1215-849X; ²ORCID: 0000-0001-7972-3882; ³ORCID: 0000-0002-9165-8793

Анотація. Був розроблений оригінальний авторський проєкт хаусботу для обслуговуючого персоналу в кількості 4 особи. З метою дотримання вимог плавучості було використано пластикові понтони вітчизняного виробника «Укрхімпласт», що мають ряд переваг пластикових понтонів перед металевими. Запропоновані матеріали можуть бути використані в подальшому під час проєктування та конструювання житлових плавучих споруд.

Ключові слова: хаусбот, автономність, контейнер, корпус, пластик, понтон.

Актуальність дослідження. Хаусботи використовують у спокійних річках та закритих водоймищах. Досить часто їх використовують для проведення гідротехнічних, науково-дослідних та інших досліджень і робіт, враховуючи їх достатню міцність, остійність та зручність в експлуатації. Теоретичною базою роботи послужили наукові дослідження у галузі проєктування та конструювання хаусботів, дебаркадерів, понтонів; нормативно-правова база Регістру судноплавства України, а також дослідження щодо модульного формування та конструктивно-технологічних рішень побудови плавучих споруд [1, 3, 4-6].

Недостатність вивчення проблеми модульно-просторової організації побудови плавзасобів, які розглядаються та їх підвищений експлуатаційний попит, зумовило необхідність розробки нових тенденцій у методиці їх проєктування та планування.

Мета роботи – розробити ескізний проєкт удосконаленої технології виготовлення житлових плавучих споруд, а саме розроблення ескізного проєкту хаусботу на основі 40-футового контейнеру для обслуговуючого персоналу на підставі нормативно-правової бази та конструкторсько-технологічної документації, з врахуванням основних вимог до проєкту:

- термін побудови 50 діб;
- розміщення екіпажу в кількості 4 людини;
- автономність до 5 діб;
- можливість електропостачання з берегу/судна/генератора.

Основний матеріал. Для надання плавучості 40-футовому контейнеру, були використані пластикові понтони вітчизняного виробника «Укрхімпласт», а саме основні поплавки середній (рис. 1) в кількості 20 шт. по 10 шт. на кожний борт. Переваги

пластикових понтонів перед металевими: модульність, що дозволяє створювати конструкції будь-яких габаритів та форм; не схильність до корозії; надійність і довговічність; забезпечення встановленої висоти піднесення над рівнем води; можливість якоріння; простота обслуговування; екологічність; простота та висока швидкість встановлення. Пластикові понтони можуть експлуатуватися при температурному режимі від -40°C до $+60^{\circ}\text{C}$, мають стійкість до різких перепадів температур [7].



Рисунок 1 – Понтон 1240x1200x940 мм

Корпус хаусботу представляє собою, дві окремі конструкції, які складаються з 10 пластикових понтонів, зв'язаних між собою трубоквдратом, швелером та болтами. В якості зв'язуючого елемента між двома конструкція виступає сам контейнер, який кріпиться болтами до них в спеціальних відведених місцях для встановлення (рис. 2).

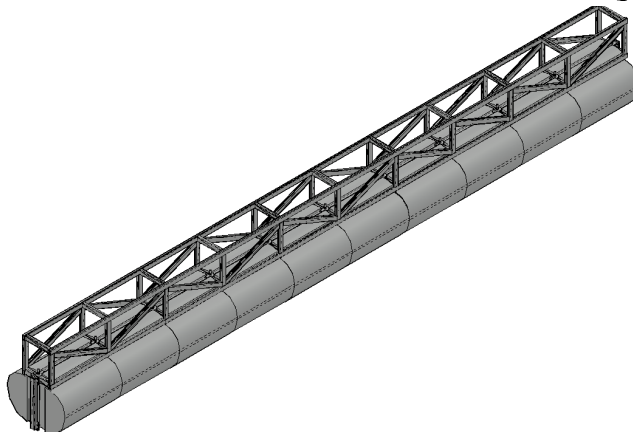


Рисунок 2 – Корпус хаусботу зібраний з 10 пластикових понтонів

Все обладнання, яке встановлено в жилому приміщенні має електричне живлення. Для використання електрообладнання на хаусботі встановлено генератор потужністю 7 кВт. З метою забезпечення автономності хаусботу, на одному з пластикових понтонів розміщено бак для пального об'ємом 470 л (рис. 3), насос для закачування цього пального та подачі до генератора. Також передбачена подача електричного живлення з судна або з берегу.

Головною задачею під час роботи над проектом було розміщення одночасно 4-х членів екіпажу, для їх безперебійної роботи (працює цілодобово в 2 зміни по 2 людини). На хаусботі передбачені робоча зона, камбуз, їдальня, спальні місця, душова кабіна з туалетом (для цього встановлено 2 пластиковими понтони з баком по 470 л кожний на ЛБ та ПрБ) (рис. 3). На рисунку 4 зображено загальне розташування хаусботу.

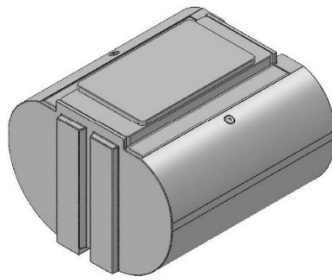


Рисунок 3 – Понтон з баком (1240x1200x940 мм)

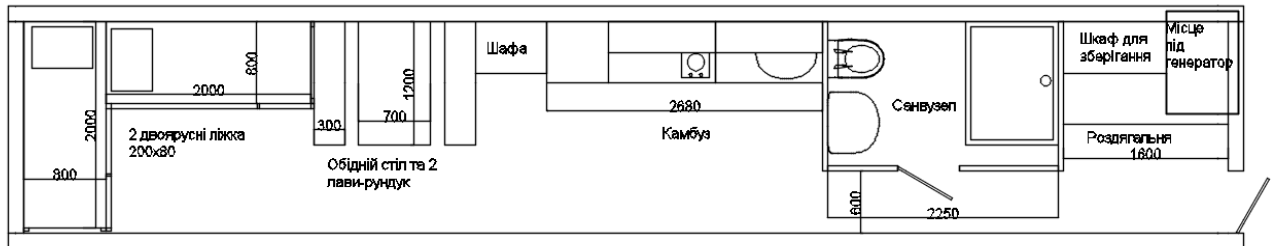


Рисунок 4 – Загальне розташування хаусботу

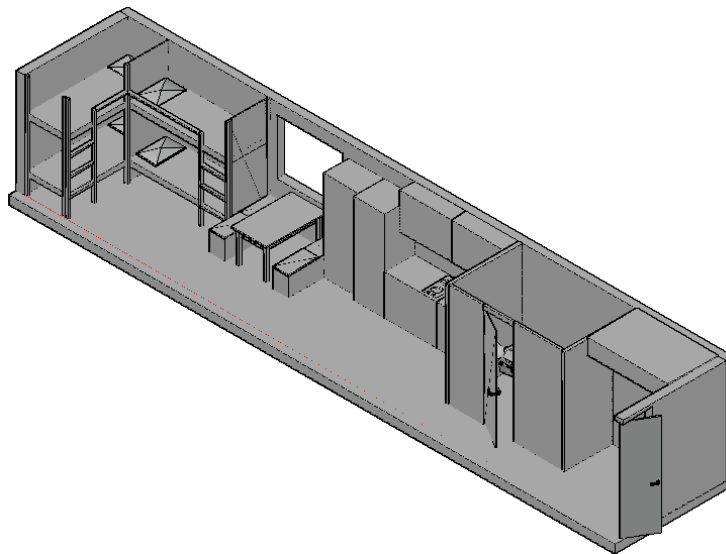


Рисунок 5 – 3D-модель внутрішнього розташування хаусботу

Розрахунки остійності хаусботу було проведено по правилам класифікації суден внутрішнього плавання Регістру Судноплавства України [3].

Висновки. На основі сучасних тенденцій проектування та конструювання хаусботів авторами запропоновано ескізний проєкт контейнерного хаусботу. Оригінальний проєкт конструкції хаусботу для обслуговуючого персоналу, на основі 40-футового контейнеру з використанням пластикових понтонів сучасного виробника «Укрхімпласт», дозволив виконати поставлене завдання. Варто відзначити, що саме проектування плавучих будинків – хаусботів передбачає широкі можливості для застосування різноманітних та ефективних сучасних технологій і матеріалів. Розрахунки остійності по правилам класифікації суден внутрішнього плавання Регістру судноплавства України показали, що проєктований об'єкт володіє необхідними морехідними якостями для експлуатації у річкових прибережних районах та закритих водоймищах. Запропонований підхід та матеріали можуть бути використані в подальшому під час проектування та конструювання житлових плавучих

споруд (у тому числі малих суден, яхт, інших плавучих засобів для водного туризму тощо). Хаусботи з невеликою вартістю та зменшеним терміном побудови для обслуговуючого персоналу несамохідних житлових плавучих споруд матимуть великий попит для виконання різного виду робіт на воді, як у мирний час так і після завершення військових дій для роботи саперів при розмінуванні прибережних територій портів, суднобудівних та інших підприємств, дачних ділянок на річках тощо.

REFERENCES

- [1] Коновалова, Г. В., Щедролоєв, О. В. (2022) *Розрахунок параметрів остійності одностороннього контейнерного хаусботу*, Інновації в суднобудуванні та океанотехніці, XIII Міжнародна науково-технічна конференція: матеріали. Миколаїв: НУК.
- [2] *Правила класифікації суден внутрішнього плавання* (2019). Том 3. Київ. РСУ.
- [3] Шехоркина, С. Е. (2013). Рациональное проектирование конструкций малоэтажных жилых зданий на воде. (Дис. канд. техн. наук). Гос. ВУЗ «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры», Днепропетровск.
- [4] Щедролоєв О. В., Терлич С. В., & Коновалова Г. В., & Щедролоєв М. О. (2020). *Технологічні особливості модульного формування плавучих будинків*, Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали XI Міжнародної науково-технічної конференції, в 2 ч. Ч. 1. Миколаїв: НУК.
- [5] Щедролоєв О. В., Терлич С. В., & Коновалова Г. В. (2021). *Визначення гідростатичних характеристик контейнерного хаусботу на трьохплавковому понтоні*, Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд: матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. Миколаїв: НУК.
- [6] Щедролоєв О. В., Коновалова Г. В., & Терлич С. В. (2021). *Екологічні особливості експлуатації плавучих житлових будинків*, Матеріали XIV Міжнародної науково-технічної конференції «Проблеми екології та енергозбереження (17-19 вересня 2021 р.)». Миколаїв: Видавець Торубара В.В.
- [7] https://ukrhimplast.com/products/engineering_products/houseboat/#houseboat

Konovalova H., Shchedrolosiev O., Sotsenko V.

Development of the project of a houseboat for the personnel based on 40ft container.

Annotation. An original author's project of a houseboat service personnel in the amount of 4 people was developed. In order to comply with the buoyancy requirements, plastic pontoons of the domestic manufacturer «Ukrhimplast» were used, which have a number of advantages of plastic pontoons over metal ones. The proposed materials can be used in the future during the design and construction of residential floating structures.

Keywords: houseboat, autonomy, container, hull, plastic, pontoon.

УДК 629.12

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗАТЯГУВАННЯ БОРТОВОГО ГНУЧКОГО
ОГОРОДЖЕННЯ СППА ПРИ РУСІ ЛАГОМ НАД ТИХОЮ ВОДОЮ
ПІСЛЯ ПЕРЕХОДНОГО РЕЖИМУ**

Зайцев Володимир Васильович, д.т.н., професор¹; Зайцев Валерій
Володимирович, д.т.н., доцент²; Зайцев Дмитро Володимирович, к.т.н., доцент³;
Лукашова Вікторія Валеріївна, асистент⁴; Ван Шиню, студент магістратури⁵
^{1,2,3,4,5}Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
^{1,2,3,4,5}Україна, Миколаїв

¹zv1949@gmail.com, ORC ID: 0000-0002-3637-9273; ²zvalv1974@gmail.com,
ORC ID: 0000-0002-8590-5671; ³zdmvl1982@gmail.com, ORC ID: 0000-0001-5778-
4668; ⁴viptory2010@gmail.com, ORC ID: 0000-0002-8741-6783;
⁵603991547@qq.com, ORC ID: 0009-0009-9489-4087

***Анотація.** У доповіді представлено математичну модель затягування під корпус амфібійних суден на повітряній подушці (СППА) бортового гнучкого огородження (БГО) при русі судна в режимі експлуатації лагом над тихою водою після переходного режиму. Особливу увагу приділено напружено-деформованому стану оболонки БГО при затягування його під корпус судна після переходного режиму. Розроблений комплекс математичних моделей дозволяє поглиблено аналізувати експлуатаційні характеристики СППА до завершення їх проектування і до початку будівництва.*

***Ключові слова:** амфібійне судно на повітряній подушці, повітряна подушка, бортове гнучке огородження, затягування, рух лагом, тиха вод, після перехідний режим, математична модель*

***Введение.** При движении СВПА лагом с малой скоростью на тихой воде поверхность воды под влиянием давления воздушной подушки деформируется, впадина под днищем образует волновой профиль. Длина волны постепенно увеличивается при возрастании скорости СВПА. В частности, при числе Фруда, равном 0,4, длина волны равна ширине СВПА по гибким ограждениям. СВПА находится на двух гребнях волн, и высота подъема центрального киля СВПА наибольшая, а остойчивость — наименьшая. Это может привести к аварийному углу крена при числе Фруда **$Fr = 0,4$** .*

Основные внешние гидродинамические силы, действующие на БГО при затягивании БГО в переходном режиме под корпус при движения лагом СВПА, обычно разделяют на две составляющие: первая составляющая связана с избыточным давлением воздуха в воздушной подушке (ВП) судна и гибком ресивере БГО, вторая – с сопротивлением воды, возникающем

на съемных элементах БГО в результате контакта последних с водой и направленном параллельно ее поверхности как при движении судна над тихой водой, так и над взволнованной поверхностью моря. В результате воздействия на съемные элементы сопротивления воды при определенных условиях происходит затягивание БГО под корпус СВПА.

Поведение БГО в переходном режиме зависит от способности БГО сопротивляться затягиванию, которое зависит от параметров формы ГО, давления воздуха и наличия диафрагм, которые уменьшают возможность затягивания БГО под корпус СВПА

Несмотря на то, что СВПА применяются уже не одно десятилетие и существует большое количество литературы, которая связана с теорией таких судов и с практикой их проектирования, до сих пор существует ряд нерешенных проблем, связанных с этими судами. Существуют различные методики, теории и публикации [1-5], которые позволяют рассчитывать и проектировать различные комплексы и системы СВПА и в итоге это позволяет создавать успешные в эксплуатации суда. Но при этом, до сих пор остаются открытыми вопросами затягивания БГО под корпус судна.

В связи с этим, целью работы является определение параметров формы БГО СВПА и его напряженно-деформированного состояния после переходного режима движения лагом над тихой водой, влияющих на затягивание одноярусного ресивера со съемными элементами с диафрагмой БГО под корпус СВПА.

Основная часть. В работе решена задача учета явления затягивания при определении НДС ресивера БГО СВПА (рис.1) без учета размеров воздуховодных вырезов (скачок давлений по внутренней линии K_1 БГО внутреннего участка гибкого ресивера), рис. 2.

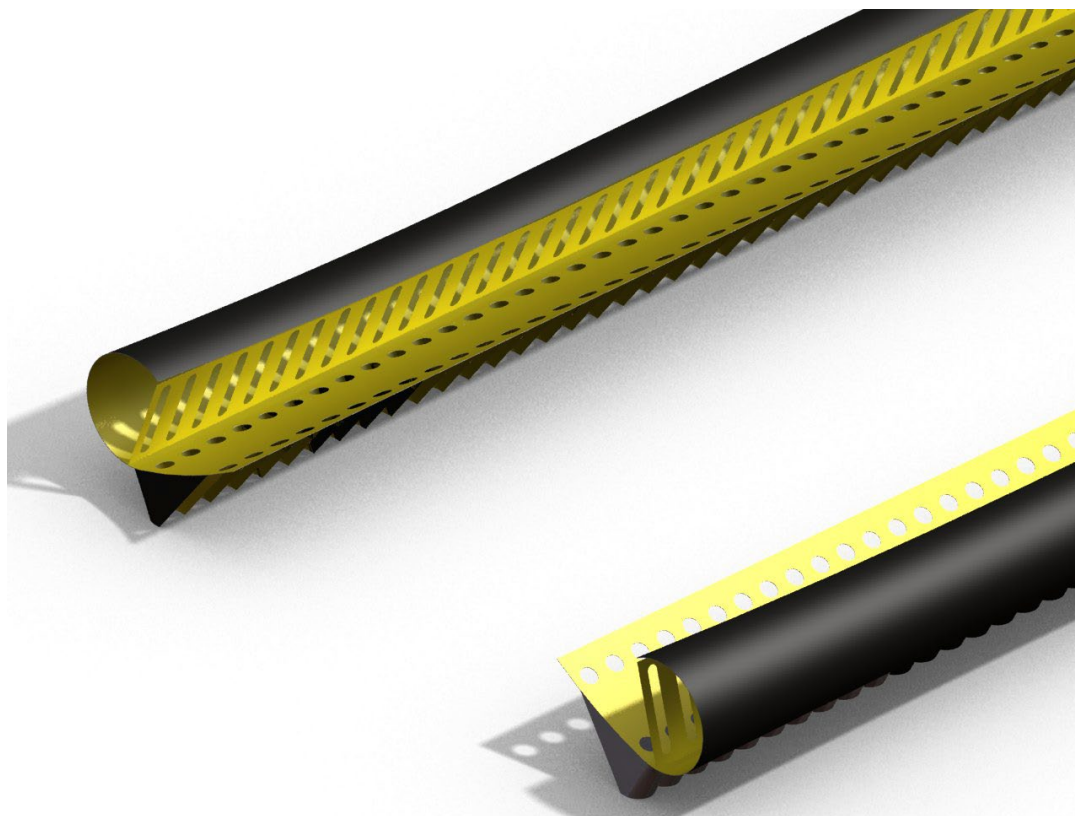


Рисунок 1 – Бортовое гибкое ограждение СВПА

Допущения. При движении СВПА лагом на ВП после переходного режима затягивания БГО будет глиссировать по поверхности воды (участок крепления СЭ K_1K_2 будет горизонтальным и будет глиссировать по поверхности воды). СЭ будет поджат под гибкий ресивер и расчетной схеме будет учитывать только сопротивление формы СЭ Q_Φ , находящихся в воде. Горизонтальный элемент K_1K_3 не получает продольных наклонов и поворотов в горизонтальной плоскости. Поэтому тканевые участки оболочки гибкого ресивера БГО в процессе работы будут оставаться цилиндрическими. На торцевых сечениях оболочки ГО отсутствуют нормальные и касательные усилия.

151

Решение задачи. Параметры формы бортового ресивера с учетом его затягивания в режиме движения СВПА лагом над тихой водой найдем, рассмотрев его поперечное сечение после переходного режима (см. рис. 2).

В задаче нахождения параметров формы ресивера внешними усилиями являются: p_p – давление воздуха в ресивере, Па; p_{Π} – давление воздуха в ВП, Па; $Q_{\text{зат.з}}$ – равнодействующей нагрузки затягивания, направленная параллельно горизонтальной оси NZ' , Н/м.

Кроме давлений и нагрузки затягивания в качестве исходных данных принимаются следующие: L – длина поперечного сечения гибкого ресивера (ПСГР), м; D – расстояние между точками закрепления ресивера, м; $c = L_1/L_2$ – соотношение длин внутренней и внешней частей ПСГР без учета района K_1K_2 ; δ – угол между отрезками AD и ND или угол возвышения внешней линии крепления ГО к корпусу СВПА по отношению к внутренней линии крепления НГО; z_{Π} – аппликата центра тяжести ВП, м; B_{Π} – ширина ВП, м; L – длина ПСГР, м; A_2 – длина поперечного сечения диафрагмы, м; $h'_{\text{с.э}}$ – высота СЭ по внешней кромке K_1K_3 съемного элемента, м; $h_{\text{зат.з}}$ – высота части СЭ, вступающего в контакт с водной поверхностью при движении СВПА, м; S – длина жесткого участка ресивера K_1K_2 , м; α – угол наклона СЭ к поверхности воды, градусы; $\theta = f(\psi, \varphi, \beta, \gamma, \vec{V}, \vec{\omega}, \vec{a})$ – угол крена СВПА в режиме движения на ВП, градусы, в функции от угла дифферента ψ , угла рыскания

φ , угла дрейфа β , курсового угла γ , поступательных $\vec{V}^T = (V_x \ V_y \ V_z)$ и угловых $\vec{\omega} = \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix}$

скоростей движения СВПА, продольных a_x , боковых a_y и вертикальных a_z ускорений СВПА; $\nu = 1,57 \cdot 10^{-6}$ – кинематический коэффициент вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$; $\zeta_{\text{ш}} = (0,5 \dots 0,6) \cdot 10^{-6}$ – коэффициент шероховатости поверхности БГО:

Запишем уравнения равновесия горизонтального участка БГО элемента K_1K_3 , рис. 2:

$$\begin{aligned} T_3 - Q_{\text{зат.з}} - T_1 &= 0, \\ T_1 &= (p_p - p_{\Pi})R_1; \\ T_3 &= p_p R_3; \\ Q_{\text{зат.з}} &= Q_{\text{тр.з}} + Q_{\text{ф.з}}; \\ Q_{\text{тр.з}} &= (\zeta_{\text{тр.з}} + \zeta_{\text{ш}}) \frac{\rho_B v_z^2}{2} S; \\ \zeta_{\text{тр.з}} &= 0,455 (\lg \text{Re}_z)^{-2,58}; \\ \text{Re}_z &= \frac{v_z B_{\text{с}}}{\nu}; \\ Q_{\text{ф.з}} &= 0,5 C_z (\alpha, h_{\text{зат.з}}) \rho_B v_z^2 h_{\text{хар.з}}; \\ h_{\text{зат.з}} &= \frac{B_{\Pi}}{2} \sin \theta; \quad \square \square \square \square \quad \square \\ h_{\text{хар.з}} &= \frac{h_{\text{зат.з}}}{\sin \alpha} \quad \square \end{aligned}$$

где

T_1, T_3 – соответственно натяжения в оболочке БГО, действующие на внутреннем участке гибкого ресивера DK_1 и на внешнем участке гибкого ресивера K_3K_2 , Н/м;

$Q_{тр.z}$ – сопротивление трения БГО о воду, Н/м;

$\zeta_{тр.z}$ – коэффициент трения эквивалентной гладкой пластины в направлении оси NZ :

Re_z – число Рейнольдса в направлении оси NZ

u_z – скорость хода СВПА-в режиме движения лагом на воздушной подушке в направлении оси NZ , м/с;

B_c – длина СВПА, м;

$Q_{ф.z}$ – сила сопротивления (сопротивление формы) съемных СЭ БГО при движении СВПА лагом с креном на борт при затягивании БГО под корпус после переходного режима в направлении оси NZ , Н/м:

Запишем уравнения равновесия узла K_2 БГО, см. рис. 2:

$$T_4 + T_2 \cos \varphi_2 - T_3 \cos \chi = 0; \quad \square$$

$$T_2 \sin \varphi_2 - T_3 \sin \chi = 0; \quad \square$$

$$T_2 = p_p R_2;$$

где

T_2 – натяжение в оболочке БГО, действующее на внешнем участке гибкого ресивера AK_2 , Н/м;

T_4 – натяжение в диафрагме БГО, Н/м;

R_1, R_2, R_3 – соответственно радиусы кривизны внутреннего и внешних участков ресивера DK_1, AK_2, K_2K_3 , м;

Геометрические соотношения для ресивера БГО:

$$D \cos \delta = A_1 \cos \varphi_1 + S + A_2 \cos \chi_1 + A_3 \cos \varphi_3;$$

$$D \sin \delta = A_2 \sin \chi_1 + A_3 \sin \varphi_3 - A_1 \sin \varphi_1;$$

$$A_1 = 2R_1 \sin \varphi_1;$$

$$A_2 = 2R_2 \sin \varphi_2;$$

$$A_3 = 2R_3 \sin \varphi_3;$$

$$L = L_1 + L_2 + L_3 + S;$$

$$L_1 = R_1(2\varphi_1);$$

$$L_2 = R_2(2\varphi_2);$$

$$L_3 = R_3(2\varphi_3);$$

$$h_{п.б} = h_{ГО.0} - \left(\frac{B_{п}}{2} - D \cos \delta \right) \tan \Theta;$$

$$h_{п.б} = A_1 \sin \varphi_1 .$$

где

A_1 , A_3 – соответственно длины хорд внутреннего и внешнего участков сечения ресивера DK_1 , K_2K_3 , м;

A_2 – длина диафрагмы внешнего участка сечения ресивера AK_2 , м;

φ_1 , φ_2 , φ_3 – соответственно половины центральных углов дуг поперечных сечений внутреннего и внешних участков ресивера DK_1 , AK_2 , K_2K_3 ;

L_1 – длина внутренней части поперечного сечения гибкого ресивера БГО, м;

L_2 , L_3 – соответственно длины наружных частей AK_2 , K_2K_3 поперечного сечения гибкого ресивера БГО, м;

$h_{п.б}$ – высота ВП у внутреннего участка ресивера БГО, м;

$h_{ГО.0}$ – высота БГО при угле крена $\Theta = 0^\circ$, м;

$z_{п}$ – аппликата центра тяжести ВП, м;

$B_{п}$ – ширина ВП, м;

δ – угол между отрезками AD и ND или угол возвышения внешней линии крепления ГО к корпусу СВПА по отношению к внутренней линии крепления НГО;

$$\delta = \alpha_p^0 - \Theta;$$

α_p^0 – угол раскрытия БГО (конструктивный угол между срезом бортовой части понтона и основной плоскостью (ОП)), градусы (рис. 3):

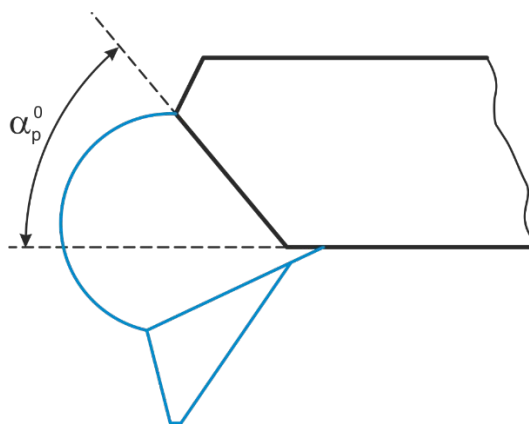


Рисунок 3 – Угол раскрытия БГО

Выводы. Описанная методика создания математической модели позволяет исследовать затягивания под корпус амфибийных судов на воздушной подушке бортового гибкого ограждения при движении судна в режиме эксплуатации лагом над тихой водой после переходного режима и выполнять имитационное моделирование этого процесса для СВПА с 6-тью степенями свободы, что снизит расходы на проектирование и постройку головного СВПА с точно предсказуемыми мореходными качествами и эксплуатационными характеристиками.

REFERENCES

- [1] Зайцев Д.В. Исследование процесса затягивания носового гибкого ограждения без диафрагмы при эксплуатации судна на воздушной подушке на тихой воде / Зайцев Д.В., Зайцев В.В. // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, –2008. – № 5 (422). – С. 37–41.
- [2] Зайцев Д.В. Расчет гибкого ограждения с учетом его затягивания в режиме движения судна на воздушной подушке / Зайцев Д.В. // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, –2006. – № 4 (409). – С. 32–40.
- [3] Колызаев Б.А. Справочник по проектированию судов с динамическими принципами поддержания / Колызаев Б.А., Косоруков А.И., Литвиненко В.А.– Л.: Судостроение, 1980. – 472 с.
- [4] Dmytro Zaytsev, Volodymyr Zaytsev, Pentscho Pentshev. Design Methods of Small Hovercrafts // Black sea 2014: Twelfth international conference on marine sciences and technologies. – Varna, Bulgaria: Varna Scientific and Technical Unions– Varna, – 2014. – P 107–108.
- [5] Liang Yun. Theory and design of air cushion craft / Liang Yun, Alan Bliault – London: Yun and A. Bliault, 2000. – 632 p.

Zaytsev V.V., Zaytsev Val.V., Zaytsev D.V., Lukashova V.V., Wang Xinyu

Mathematical model of hovercraft flexible skirt tightening when lagging over calm water after transitional mode

Annotation. The report presents a mathematical model of tightening under the hull of hovercrafts on a side flexible skirt (SFS) when the vessel moves in the mode of lagging operation over calm water after the transition mode. The special attention is given to stressed-strained condition of a SFS when it is tightened under a vessel's hull after a transitive mode. The developed complex of mathematical models allows to deeply analyze operational characteristics of hovercraft before completion of their design and before the beginning of building..

Keywords: hovercraft, air cushion, side flexible skirt, tightening, lagging, calm water, after transition mode, mathematical model

УДК 629.563

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСПОРТНО-МОНТАЖНОГО СУДНА ДЛЯ ВСТАНОВЛЕННЯ ВІТРЯНИХ ТУРБІН

Гук М.Н. к.т.н.¹; Зинкин В.Н. зав. лабораторії²,

^{1,2}Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

^{1,2}Україна, Миколаїв

¹mykhaio.guk@nuos.edu.ua, ²vladzin48@gmail.com,

Анотація. Дан короткий огляд транспортно-монтажних суден для встановлення вітряних турбін. В результаті аналізу даних що до проектних елементів цих суден отримані залежності для де яких елементів та їх співвідношень з доброю кореляцією до корисного навантаження.

Ключові слова: транспортно-монтажне судно, головні розміри, співвідношення розмірів, корисне навантаження, глибина води.

Відповідно до "Енергетичної стратегії України на період до 2030 року" в нашій країні у 2030 році не менше 30% всієї електроенергії має вироблятися з відновлюваних джерел енергії, таких як сонце, вітер, вода річок та інші. Енергія вітру розподілена по території України вкрай нерівномірно [1], і потенціал вітру на півдні країни значно вищий, ніж на півночі. З точки зору використання енергії вітру на суші найбільш сприятливими регіонами є Карпати (Львівська, Івано-Франківська, Закарпатська, західна частина Чернівецької області), узбережжя Чорного та Азовського морів (Одеська, Миколаївська, Херсонська, Запорізька та Донецька області), а також Луганська область. Вітряні турбіни (ротор з генератором на башті) встановлюють на непридатних для сільського господарства територіях.

Найважливішим параметром для вітряної турбіни є швидкість вітру. Її збільшення на 10% збільшує вироблення електроенергії на 30%. Тому перспективними для розвитку вітроенергетики вважаються морські економічні зони, де швидкість вітру сягає більших значень, ніж на суші. Збільшення виробництва електроенергії морськими вітрогенераторами компенсує збільшені (порівняно з береговими) витрати на будівництво морських вітропарків.

Перший вітропарк був побудований на північ від острова Лолланд на півдні Данії в Балтійському морі у 1991 році [2]. Так, до існуючих морських технологій додалася технологія монтажу вітряних турбін, яка зараз реалізується за допомогою транспортно-монтажних суден для встановлення вітряних турбін - Wind Turbine Installation Vessels (WTIV). Актуальними є питання проектування таких суден, і насамперед - це визначення їх проектних елементів.

Технологічно, при транспортуванні та монтажі вітряних турбін на попередньо встановлені стаціонарні опорні спорудження, застосовуються 3 основні схеми [3] (і, відповідно, три покоління плавучих транспортно-монтажних споруджень):

1) з використанням несамохідних барж і плавучих кранів великої вантажопідйомності. Ця схема застосовується при установці на малих глибинах (до 5 м);

2) з використанням несамохідної самопідйомної баржі з краном великої вантажопідйомності на борту. Швидкість переміщення баржі в цьому випадку обмежена швидкістю буксирування.

3) з використанням самопідйомного транспортно-монтажного судна для встановлення вітряних турбін, обладнаного висувними опорними колонами і краном вантажопідйомністю 300...1500 т – власне WTIV.

Дослідженням існуючих технологій монтажу вітрогенераторів виявлено додаткові 2 схеми:

4) концептуальна – із застосуванням судна, що складається з окремої несамохідної самопідйомної платформи, обладнаної краном великої вантажопідйомності та самохідної платформи з функцією судна-транспортувальника елементів вітрових турбін [4].

5) реалізована в Шотландії (Великобританія) в 2007 р. і в КНР в 2010 р. – коли вітряні турбіни встановлювалися у зібраному стані [5], а не звичайним монтажем з елементів.

Монтаж вітряних турбін на плавучі опорні спорудження здійснюється в акваторії з достатньою глибиною плавучими кранами великої вантажопідйомності 4000...5000 т. Так п'ять турбін, по 6 МВт вихідної потужності кожна, для вітропарку Hywind Scotland, були

зібрані з елементів на рейді (80 м глибини води), а потім вже буксировались до місця де поставлені на якорі у 2017 р. [6].

Тенденції розвитку вітропарків у шельфовій зоні до 2025 року передбачають їх розташування [7]:

- на глибині до 60 м, але відстань від берега до вітропарку при цьому може сягати 140 миль.

- в зонах віддалених від берега не більше ніж на 60 миль, але при цьому - на глибинах до 300 м.

Це свідчить про значущість цих двох факторів для здійсненості проектів вітропарків і проектних характеристик, використовуваних при цьому суден океанотехніки.

Впливають на проектні елементи WTIV і масогабаритні характеристики вітряних турбін [3]. Так при потужності 5 МВт маса всієї установки (без опорного спорудження) становить 1103 т, при 6 МВт - 1263 т, і для турбіни потужністю 7 МВт - 1491 т. Крім того, існує де кілька варіантів компоновки елементів вітряної турбіни у збиральні вузли, що транспортуються на палубі WTIV до місця установки.

Як видно з перерахованого, завдання створення подібних суден повинна вирішуватися методами оптимального проектування.

Ціль дослідження – статистична обробка даних по деяким проектними характеристиками WTIV (за матеріалами проспектів фірм-контракторів), що були побудовані в період з 2002 по 2014 р.р.

Одно з перших транспортно-монтажних суден для встановлення вітряних турбін – "Sea Energy" експлуатується з 2002р. Его відмінність – співвідношення $L/B = 4.25$. Сучасні судна WTIV мають менші значення відношення довжини судна L до його ширини B (рис. 1).

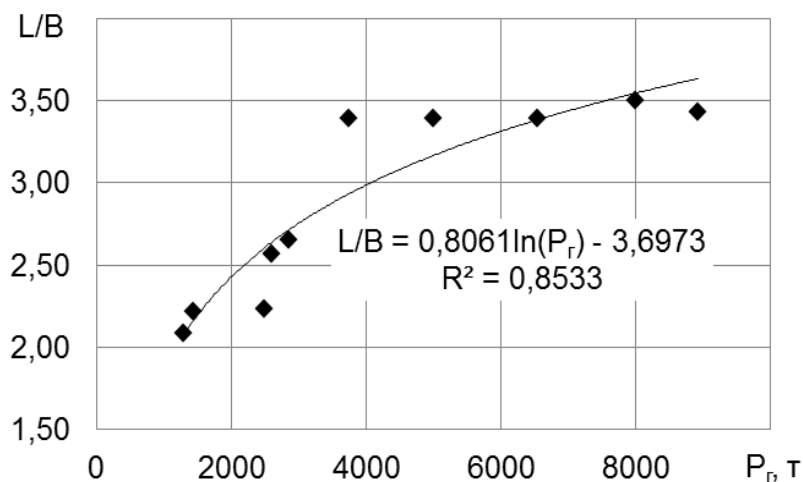


Рисунок 1 – Залежність співвідношення L/B судна WTIV від його вантажопідйомності P_r

А ось співвідношення $B/d=5.08$ у "Sea Energy" навпаки – мінімальне. Так сучасне WTIV "Pacific Orca" побудоване у 2012 році має це співвідношення близьке до 9,0. Таким чином за рахунок ширини B (у знаменнику - в першому випадку і у чисельнику – в іншому) забезпечується вільна площа верхньої палуби і запас остійності, дуже необхідні WTIV у зв'язку з розміщенням всього корисного вантажу на верхній палубі.

Очікуваний, спочатку, кореляційний зв'язок між глибиною води d_v і довжиною судна L не виправдався. На рис.2 представлена залежність L від маси корисного вантажу P_r (тобто маси вузлів вітряних турбін, що транспортуються).

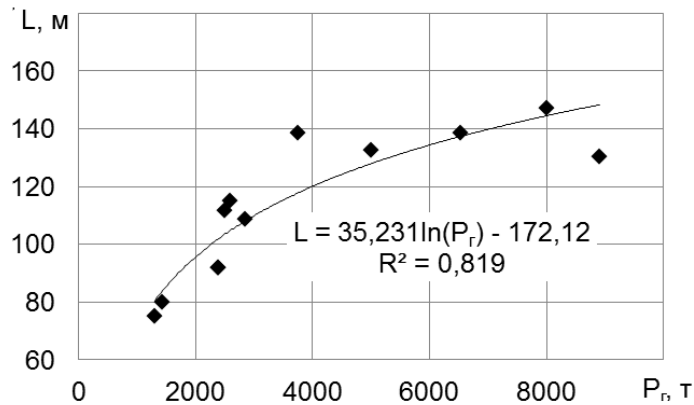


Рисунок 2 – Залежність довжини судна L від

Статистичні дані що до співвідношення B/d виявилися некорелірованими з P_r (рис. 3), а його значення, що в декілька разів перевищують величини притаманні традиційним транспортним суднам, вмістилися в діапазон 5,0...9,7.

Оцінка достовірності отриманих статистичних виразів зроблена для проектних елементів аванпроекту WTIV 4-го покоління з [3]: $L = 173$ м; $B = 50$ м; $d = 6,7$ м; $L/B = 3,5$; $B/d = 7,5$; $P_r = 13242$ т.

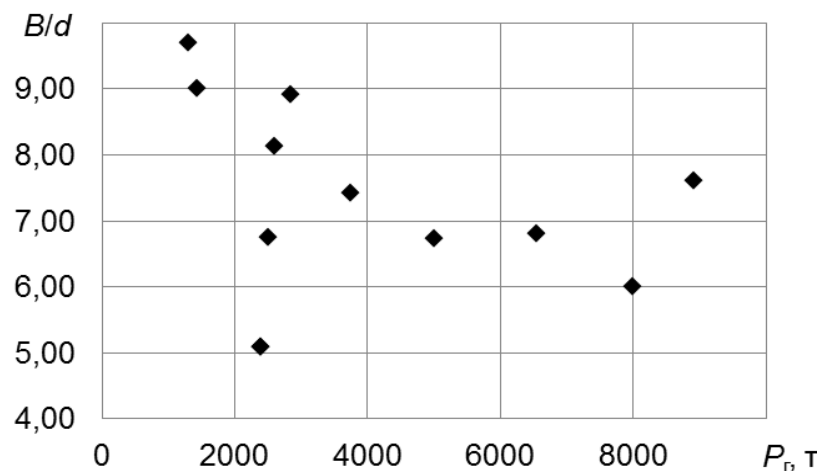


Рисунок 3 – Статистичні дані по співвідношенню B/d (d – осадка судна) для WTIV

Розрахунок дав: $L_p = 163$ м (-5,8%); $(B/d)_p = 7,0$ (-7%) (як що виключити зі статистики $B/d \geq 9,0$); $(L/B)_p = 3,95$ (+13%).

Висновок

1. Транспортно-монтажні судна для встановлення вітряних турбін значно відрізняються за співвідношення проектних елементів, наприклад L/B і B/d від інших суден океанотехніки і транспортних суден.

2. Отримані залежності можуть бути використані для оціночних розрахунків розмірів транспортно-монтажних суден 3-го покоління для встановлення вітряних турбін.

REFERENCES

- [1] Соколовський, Б. (2015). *В Херсонській області є усі передумови для розвитку вітроенергетики*. Отримано з http://vetrogenerator.com.ua/vetrogenerator/windmill_electric/1139-v-hersonskoy-oblasti-est-vse-predposylki-dlya-razvitiya-vetroenergetiki.html 3
- [2] Windfair. (2016). *Denmark: World's first offshore wind farm on its last turn*. Отримано з <https://w3.windfair.net/wind-energy/news/20866-denmark-world-s-first-offshore-wind-farm-on-its-last-turn>
- [3] Arun, D., Gary, W. (2013). *Preliminary design of a 4th generation wind turbine installation vessel*. Отримано з <https://www.researchgate.net/publication/325847006>
- [4] Sunghun, J., Myunghwan, K., Jungin, C., Sunjung, K. (2017). *Introduction of Detachable WTIV and its Operability Study to Optimize Installation Cost of Offshore Wind Farm*, Conference on Offshore wind energy 2017. London.
- [5] Zhang, P., Ding, H., Le, C., Zhang, S. (2013). *Preliminary analysis on integrated transportation technique for offshore wind turbines*, 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. ASME, Nantes, France.
- [6] Stine Myhre Selås. (2017). *Hywind Scotland - the world's first floating wind farm* – Equinor. Отримано з <https://www.equinor.com/energy/hywind-scotland>
- [7] Fichaux, N., Wilkes, J. (2009). *Oceans of Opportunity, Harnessing Europe's largest domestic energy resource*. European Wind Energy Association (EWEA).

Mykhailo Guk, Volodymyr Zinkin

Unusual aspects of wind turbine installation vessels principal dimensions

Abstract. *A brief overview of wind turbine installation vessels (WTIV) is presented. As a result of the analysis of the data on the principle dimensions of these ships the dependences of the dimensions and ratios of dimensions with a good correlation to the payload were obtained.*

Key words: *WTIV, principal dimensions, proportion of dimensions, payload, rated water depth.*

УДК 629.572

ЗАСТОСУВАННЯ БЕЗМОТОРНИХ ГІДРОЦИКЛІВ В ЯКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ДОСТАВКИ БОЙОВИХ ПЛАВЦІВ ЗСУ

¹ Гук М.М. к.т.н., ² Зінкін В.М. зав. лабораторією, ³ Стоян В.А. спеціаліст

^{1,2,3} Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

^{1,2,3} Україна, Миколаїв

¹ mykhaio.guk@nuos.edu.ua, ² vladzin48@gmail.com, ³ kaf.mehaniki@gmail.com

Анотація. *Пропонуються основні експлуатаційні характеристики безмоторних гідроциклів-мінікрилоходів та їх застосування в якості транспортних засобів доставки бойових плавців ЗСУ до місць дислокації.*

Ключові слова: акваскіппер, аквабайк, безмоторний мінігідроцикл на підводних крилах.

Мета роботи - показати можливість використання безмоторних гідроциклів для доставки бойових плавців ЗСУ.

У 1958 році в Московському авіаційному інституті (МАІ) [1] проводилася продувка моделі махольота (або орнітоптера - літального апарату, що літає за допомогою помахів крил), при цьому в аеродинамічній трубі створювали зустрічний вітер зі швидкістю 22 км / год; так ось, на махаючих крилах моделі у порівнянні з нерухомими крилами середня підйомна сила зросла в 8 разів (!). Це збільшення аеродинамічних сил на крилі, що махає, обумовлене нестаціонарністю обтікання повітрям, робить його політ привабливим і відкриває потенційну можливість створення індивідуального транспорту - літальних апаратів, яким не потрібен аеродром, вони здатні злітати з п'ятачка, їм не заважають пробки на дорогах.

Тяга літака від пропелера розганяє планер (фюзеляж з крилами) по злітній смузі, а підйомна сила, що виникає на нерухомих крилах, піднімає його в небо. У махольота ж махаючі крила повинні давати і тягу, і підйомну силу, що здійснити технічно значно складніше, ніж політ на нерухомих крилах.

За майже тисячолітню історію махольота, повномасштабних пілотованих людиною апаратів було не більше десяти. На тлі невдач з повітряними махольотами «світлим променем у темному царстві» є водні махольоти. Водний махольот - апарат, який переміщається по воді за рахунок коливання крила під водою.

У 1953 році ідею водного мускульоту (Wasserläufer) реалізував баварський інженер Юліус Шук. У послідовників, як і Шука, апарати виходили громіздкими і важкими, отже через кілька сотень метрів пілот втомлювався. Були спроби пристосувати двигун для коливання підводних крил. За проєктом інженерів МАІ був виготовлений експериментальний катер з махаючими підводними крилами - водний моторний махоліт, але у виробництво він не пішов. «Літуча риба» була розроблена Алланом Ебботтом та Алеком Бруксом у 1984 році. Погофойл із понтонами плавучості був розроблений у США у 1989 році. Трампоfoil був розроблений у Швеції в 1998 році. Aquaskipper був розроблений в США в 2003 р. Останній удосконалений мав вагу 12 кг, під назвою акваскіппер, почали випускати серійно в 2007 р. Гідродинамічні сили, що виникають на підводному крилі, рухають апарат вперед. При цьому підводні крила, пов'язані з рамою, рухаються під водою вниз-вгору паралельно самим собі, а апарат здійснює аквапланування з горизонтальною швидкістю 9-30 км/год.



Свого часу співробітниками НУК ім. адмірала Макарова було запропоновано серійне виробництво таких гідроциклів на ВАТ «НІБУЛОН» у м. Миколаєві. Розроблено Бізнес-, Маркетинг-, (Marketing), Організаційно-виробничий (Organizational) і Фінансовий (Financial) плани в яких було дано комплект документації і зокрема коротка характеристика пропонованого гідроциклу.

Коротка характеристика гідроциклу (akvaskipper) [2,3,5].

Для ЗСУ пропонується унікальний водний одномісний безмоторний транспортний засіб, який дозволяє пересуватися по воді завдяки м'язовій силі самого водія (відмінний тренажер: і емоції, і навантаження). Може експлуатуватися на річках, озерах, прибережних районах морів та океанів з радіусом віддалення від берега до 500 м, використовуватися для спортивних перегонів, активного відпочинку на воді та виконання різних трюків, а також при службових та рятувальних операціях (доставка рятувальника та рятувальних засобів, таких як надувні: круг, матрац, жилет, човен і т.п. до рятуємого), використовуватися у вирішенні військово-прикладних завдань швидкого і безшумного перекидання ударних груп бойових плавців у нічні часи і т. п. Час зборки-розборки 5-10 хв. Вартість 500-700 \$ США. (За даними на 30.05.2021 р.). У водоліт враховані основні вимоги: структурна стабільність та унікальні експлуатаційні властивості - транспортабельність, міцність, легкість застосування, поєднання в одному елегантному дизайні всіх якостей ефективного, універсального тренажера, що одночасно є засобом тренування, відпочинку, розваги та транспортування. Знайшов і запатентував водоліт у 2007 році 37-річний винахідник, пілот і суднобудівник, виходець із Зімбабве Майк Пьюзі, нині засновник однойменної фірми в США з виробництва та продажу акваскіперів. Станом на 30.05.2020 р. у світі продано близько 300 тис. аквабайків, у тому числі у США, Європі, Азії, Африці, Австралії та інших країнах, вони набирають популярності і в Україні.



Aqua-skipper. Технічні характеристики

Параметри:

Вага aqua-skipper (нетто): 11,5 кг

Вага aqua-skipper в упаковці (брутто): 15 кг

Мінімальна швидкість: 7-8 км/год

Максимальна швидкість: 35 км/год

Вага водія: 36-130 кг

Упаковка та габарити:

Габарити в коробці: 1240×710×190 мм

Габарити у зібраному вигляді: 2400×2200×1300 мм

Габарити у розібраному вигляді, упаковані в сумку: 1150×600×150 мм.

Ціна (30.05.2021 р.) за бізнес-комплект:

Акваскіппер: 500 - 700\$.

Сумка-чохол: 10 - 25\$.

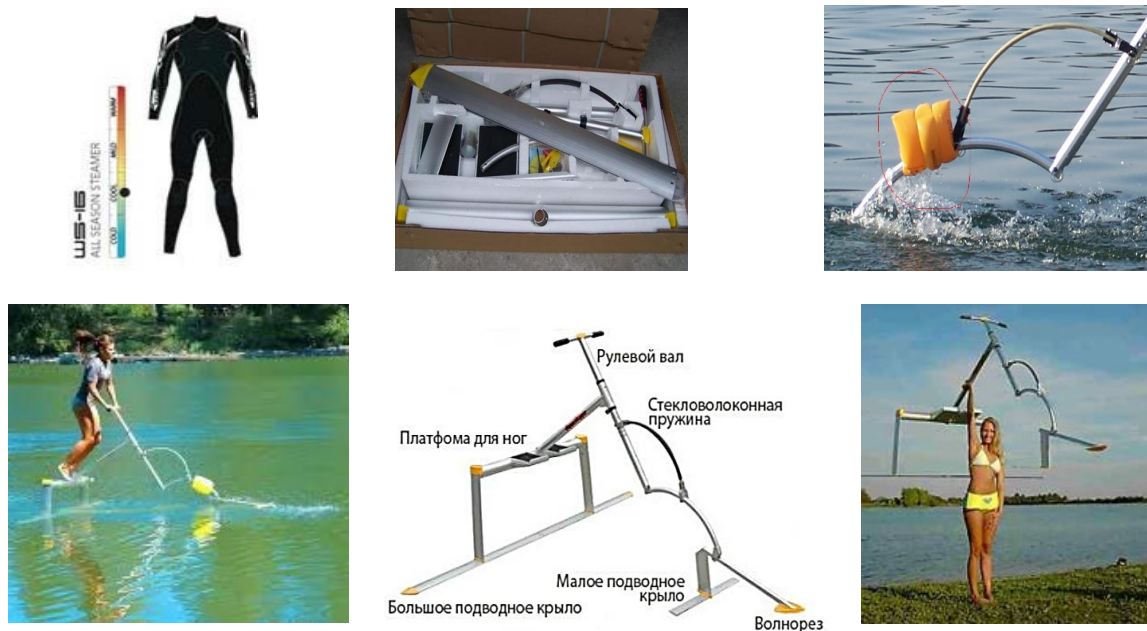
Жилет страхувальний: 8,5 - 11\$.

Гідрокостюм Gaastra: 65-70\$.

Матеріал: надміцний авіаційний алюмінієвий сплав марки 7005 (рама, крила, платформа, кермо), скло(вугілля)волокно. Кевлар (пружина, ручки керма, покриття платформи, корпус), пластик, герметик.

Гарантійний термін – 2 роки.

До 2022 г. діючими фірмами на ринку проєктування, виробництва і обслуговування безмоторного водноспортивного транспорту були: ОАО "Дуэт" м. Дніпро, ПП "Водомерка" м. Одеса, "ПП Банжуков" м. Бердянськ, Приватна судноверф "Паруса України", м.Херсон.



Висновок. Показана можливість використання сучасного ексклюзивного екологічно чистого безмоторного мінікрилохода, що має великий попит як у широкого споживача, так і при вирішенні службових і рятувальних операцій, а також військово-прикладних завдань.

REFERENCES

- [1] A.Guide to the Project Management Body of Knowledge: Project Management Institute, 2000.
- [2] Гулейков В.В. (25.01.2012). «Разработка проекта создания производственно-торгового центра безмоторного водноспортивного транспорта» Доклад на научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава НУК. г. Николаев.
- [3] www.Aquaskipper. Gugle-2010g. (2013). «Акваскиппер /Водный Глайдер» Каталог. Киев. «Спортлитература».
- [4] Human-powered hydrofoil [https. \(2015\). Получено с https://en.wikipedia.org/wiki/Human-powered_hydrofoil](https://en.wikipedia.org/wiki/Human-powered_hydrofoil).
- [5] Щербатых А.Г. (2019). Махолёты. Челябинск: Край Ра.

Guk M.M, Zinkin V.M., Stoian V.A.

Application of motorless hydrocycles as vehicles for delivery of combat swimmers of the Armed Forces of Ukraine

Annotation. The main operational characteristics of non-motorized hydrocycles-miniwings and their use as vehicles for delivering combat swimmers of ZSU to the places of deployment are proposed.

Key words: aquaskipper, aquabike, motorless hydrofoil mini hydrocycle.

ЗМІСТ CONTENT

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ PLENARY SESSION

Єгоров Г. В., Абдуллаєв О.М. Досвід проєктування та будівництва багатофункціональних буксирних катерів проєкту WSB01 (1547)..... 6

Некрасов В.О. Комплекс програм вибору головних елементів суден службово-допоміжного флоту України.....8

Бондаренко О.В., Звайгзне Андреїс Концептуальний проєкт службово-допоміжного багатофункціонального судна з водневою енергетичною установкою21

Король Ю.М., Корнелюк О.М., Соломаха М.В. Формування бази теоретичних креслень суден різних типів в безрозмірному вигляді28

Демідюк О.В., Косой М.Б., Заєць А.Ю. Визначення основних характеристик балкерів з використанням факторного аналізу35

Song Xin Research on Emissions from Shipboard Photovoltaic Systems under Changes in Actual Photovoltaic Output Power43

Секція № 2. ПРОЄКТУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ СУДЕН, МОРСЬКИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ І ІНЖЕНЕРНИХ СПОРУД

SECTION № 2. DESIGN AND OPERATION OF SHIPS, MARINE FACILITIES AND ENGINEERING STRUCTURES

Мороз В.В., Кочін В.О. Розвиток концепції «DynaPlane» в трикорпусній гідродинамічній схемі глісуючого судна48

Казимиренко Ю. О., Савочкіна В.В., Давидова П.С., Задорожний Є.О. Водні перевезення вантажів зі спеціальними температурними умовами: особливості проєктування ізоляційних конструкцій52

Пащенко Ю. М., Пікуш Ю.С. Про розробку концептуального проєкту універсальної глісуючої платформи.....59

Ястреба О.П. Водний транспорт України в умовах блокування портів та вплив зміни вантажних потоків на характеристики портових буксирів.....64

Цай Цичін, Михайлов Б.М. About transport vessel helicopter platforms construction...71

Кротов О.І., Воробець О.Я., Вихопень М.В. Аналіз проєктів сучасних фрегатів74

Кротов О.І., Воробець О.Я., Вихопень М.В. Статистичні залежності для розрахунку елементів і характеристик фрегатів79

Морозов К.О., Морозов О.О. Швидкісне пасажирське судно з аутригерами на маршруті Одеса – Стамбул82

Астахова А.О. Визначення головних елементів і характеристик рятувальних суден.....88

Литвинов В.В. . Необхідність розвитку науки при державотворенні в поєднанні з розвитком флоту, як невід’ємних складових безпеки та незалежності.....92

Секція № 3. КОНСТРУЮВАННЯ, МІЦНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ СУДЕН, МОРСЬКИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ І ІНЖЕНЕРНИХ СПОРУД

SECTION № 3. CONSTUCTION, STRENGTH AND RELIABILITY OF SHIPS, MARINE FACILITIES AND ENGINEERING STRUCTURES

Коростильов Л.І., Дядюра Є.Ю Урахування конструктивних особливостей балок корпусу суден при визначенні кінематичних параметрів згинання.....95

Коростильов Л.І., Литвиненко Д.Ю., Золотар О.В. Аналіз існуючих підходів щодо розв'язку проблеми втомної міцності суден та їх верифікація98

Соков В.М. Study of influence of the thickness in the stress raiser of the ship structure assembly in plastic stage103

Литвиненко Д.Ю. Дослідження довговічності конструктивного вузла суховантажного судна, з врахуванням просторового деформування відсіку107

Бурдун Є.Т., Копійка С.В., Петрюк О.В. Оптимальні параметри виробництва сферопластиків методом вакуумної дифузії та їх вплив на експлуатаційні властивості.....111

Бурдун Є. Т., Білоус Р. Ю. Оцінка розповсюдження енергії вібрацій від гвинтів в палубних пластинах по довжині судна114

Гейко С.П., Довженко О.В. Дослідження напружено-деформованого стану сферичної керамічної оболонки в масиві сферопластика методом скінченних елементів.....119

Кузнецов А.І., Лисицький І.В Особливості проєктування корпусних конструкцій малого судна з HDPE123

Шарун Г.В., Миронов Є.І., Яковенко С.В. Розрахунок системи пластина-ребро палуб накатних суден130

Соломонюк Н.С., Юреско Т.А., Сергєєва Є.Є. Скло- та базальтофібробетон для плавучих доків134

Соломонюк Н.С., Яковенко С.В. Теплопровідність піноскла для теплоізоляції танкерних ємностей138

Секція № 4. ТЕХНОЛОГІЯ ПОБУДОВИ, РЕНОВАЦІЇ І РЕМОНТУ СУДЕН, МОРСЬКИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ І ІНЖЕНЕРНИХ СПОРУД

SECTION № 4. TECHNOLOGY OF CONSTRUCTION, RENOVATION AND REPAIR OF SHIPS, MARINE FACILITIES AND ENGINEERING STRUCTURES

Щедролосєв О.В., Алхімов Є.М., Чабан В.І. Шляхи відновлення суднобудівної галузі України у післявоєнний період141

Коновалова Г.В., Щедролосєв О.В., Соценко В.Ю. Розробка проєкту хаусботу для персоналу на основі 40-футового контейнеру145

Секція № 5. МОРСЬКІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОКЕАНОТЕХНІКА

SECTION № 5. MARINE TECHNOLOGY AND OCEAN ENGINEERING

Зайцев В.В., Зайцев Вал.В., Зайцев Д.В., Лукашова В.В., Ван Шиню Математична модель затягування бортового гнучкого огороження сппа при русі лагом над тихою водою після переходного режиму149

Гук М.Н., Зінкін В.М. Особливості проектних елементів транспортно-монтажного судна для встановлення вітряних турбін155

Гук М.М., Зінкін В.М., Стоян В.А. Застосування безмоторних гідроциклів в якості транспортних засобів доставки бойових плавців ЗСУ..... 159

наукове видання

**СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ, ПОБУДОВИ, ЕКСПЛУАТАЦІЇ І
РЕМОНТУ СУДЕН, МОРСЬКИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ І ІНЖЕНЕРНИХ СПОРУД**

**ВСЕУКРАЇНСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ З МІЖНАРОДНОЮ
УЧАСТЮ**

17 – 18 травня 2023 р.

МАТЕРІАЛИ

Макетування: Астахова А.О.

Формат 60×84/8 Ум. друк. арк.13,02.
Тираж 30. Зам. № 38

Видавець і виготівник ФОП Торубара В.В.

вул. Наваринська, 5-17, м. Миколаїв, 54006
E-mail: basy1.torubara@gmail.com

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4626 від 09.10.2013

Scientific Publication

**MODERN TECHNOLOGIES OF DESIGN, CONSTRUCTION, OPERATION AND
REPAIR OF SHIPS, MARINE FACILITIES AND ENGINEERING STRUCTURES**

**ALL - UKRAINIAN SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE WITH
INTERNATIONAL PARTICIPATION**

On the 17th – 18th of May, 2023

CONFERENCE PROCEEDINGS

Page planning: Astakhova A.O.

Формат 60×84/8 Ум. друк. арк.13,02.

Тираж 30. Зам. № 38

Видавець і виготівник ФОП Торубара В.В.

вул. Наваринська, 5-17, м. Миколаїв, 54006

E-mail: basyl.torubara@gmail.com

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4626 від 09.10.2013