

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

11010010010010001010101011010101010000110111000110010010010110011001100010 ISSN 2073-7173 (print)
0010100100101011110100110100100010111001001110010101001100100110001100 ISSN 2588-0233 (on line)
10010001111001101111001010011011100110010100011010100110011001010101100010100100101011110100110
00101001011001100100110010011101100111000100110010010101000011100110010011100010110100100100
0011010100110100100001011010010101000100100001111100110011001101101011001110000001110010100101
110111001100101011110010101001010011010011100010110010100110010101111001010111100101101001010
0000111010100111100010101100100011100110110100100110110110011001010100111001010011001001001100
1100110001110010011000101001010011110101010100000101010100011010111001100100011100101001001010
00101001110011010011110001010010101110101001000010110001100110010101100010101100110100101001



№ 3 Часть 2 2023
№ 3 Part 2 2023

Morskie intelektual'nye tehnologii



**Труды Всероссийской научно-технической конференции
по строительной механике корабля
«Бубновские Чтения – 2022»,
посвященной 150-летию со дня рождения
Ивана Григорьевича Бубнова**

01000110110000011011011000101001001110100111001101001110100110101000011101100111001010
1100101111000100110000110110111011010001001101001110010001010010101000110101110100001
01010001101110100100010011101100001011001110101001110100110001010101101010010011001110
110101100001010111101001010011011010101100010110101011010010100111010101 101001
1001101001101111001100100011000101001110100101011000110101011110101101 101
01000110110000011011011000101001001110100111001101001110100110101000010 011





ISSN № 2588-0233 (print)
ISSN № 2073-7173 (on line)

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Научный журнал № 3 часть 2 2023 Сквозной номер 61

Тематика: кораблестроение, информатика, вычислительная техника и управление

О НАУЧНОМ ЖУРНАЛЕ «МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ»

На страницах журнала публикуются **новые** научные разработки, результаты исследований, методы, методики и технологии в области кораблестроения, информатики, вычислительной техники и управления.

Год основания – 2008. Периодичность издания - 4 номера в год. Форма выпуска: печатный, электронный. Язык текстов: русский, английский. Язык метаданных: русский, английский. Статьям присваивается уникальный идентификатор DOI.

В журнале обязательно рецензирование статей ведущими специалистами по профилю статьи.

Журнал включен в систему Российского индекса научного цитирования (РИНЦ), в Перечень ВАК ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук, в международную реферативную базу данных Web of Science (Emerging Sources Citation Index ESCI) и в Ulrich's Knowledgebase.

Инструкция по оформлению статьи и другие документы можно скачать с нашего сайта www.morintex.ru из раздела «для авторов». Аннотации выпусков журнала с 2008 по 2014 год и с № 3(25) 2014 полные выпуски размещены на сайте журнала <http://morintex.ru> в открытом доступе. Стоимость публикации 14400 рублей. Стоимость публикации включает: публикацию в журнале, электронное издание журнала, размещение в научной электронной библиотеке E-library, в Web of Science (Emerging Sources Citation Index ESCI) и в Ulrich's Knowledgebase. Для аспирантов публикации бесплатно, если аспирант единственный автор.

Подписной индекс 99366 в объединенном каталоге «Пресса России».

Журнал распространяется посредством подписки и в редакции, а также на выставках, конференциях и симпозиумах.

Рубрики журнала

Проектирование и конструкция судов;

Теория корабля и строительная механика;

Технология судостроения, судоремонта и организация судостроительного производства;

Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные);

Информационно-измерительные и управляющие системы;

Системный анализ, управление и обработка информации;

Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами;

Компьютерное моделирование и автоматизация проектирования;

Математическое моделирование и численные методы.

Рукописи и документы к статье представляются в редакцию в электронном виде (e-mail: mit-journal@mail.ru)

Учредитель-издатель: Общество с ограниченной ответственностью «НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ЦЕНТР «МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ» (ООО «НИЦ «МОРИНТЕХ»).

Свидетельства о регистрации СМИ ПИ № ФС77-32382 от 09.06.2008, Эл № ФС72-33245 от 19.09.2008 выданы Роскомнадзором.

Член Ассоциации научных редакторов и издателей.
Адрес: 190121 г.Санкт-Петербург, ул Лоцманская д.3.
Тел./факс +7 (812) 513-04-51, бесплатный звонок по России 8 800 201 3897,
e-mail: mit-journal@mail.ru

Ответственность за содержание информационных и рекламных материалов, а также за использование сведений, не подлежащих публикации в открытой печати, несут авторы и рекламодатели.

Перепечатка допускается только с разрешения редакции.

Мнение редакционного совета и членов редколлегии может не совпадать с точкой зрения авторов публикаций.

Редакционная этика журнала «МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ». Редакционная деятельность научного журнала «МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ» опирается, в частности, на рекомендации Комитета по этике научных публикаций, а также на ценный опыт авторитетных международных журналов и издательств.

<http://morintex.ru/ru/nauchnyj-zhurnal/redakcionnaya-etika/>

Напечатано в центре полиграфии НИЦ «МОРИНТЕХ». Тираж 100 экз.

Дизайн: А.В. Антонов

Верстка: А.И. Соломонова

© ООО «НИЦ «МОРИНТЕХ», 2023



ISSN № 2588-0233 (print)
ISSN № 2073-7173 (on line)

MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES

Scientific journal № 3 part 2 2023 www.morintex.ru
Subject: shipbuilding, computer science, computer engineering and management

ABOUT SCIENTIFIC JOURNAL «MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES»

New scientific developments, research results, methods, procedures and technologies in the area of ship building, information science, computer engineering and control are published in the magazine.

The journal is included into the List of Supreme Attestation Commission of leading reviewed scientific magazines and editions, in which basic scientific results of theses for application of science-degrees of Doctor and Candidate of Science shall be published and in the international abstract Web of Science database (Emerging Sources Citation Index ESCI), Ulrich's Knowledgebase.

Frequency of publication - 4 issues per year.

In the journal the articles shall be reviewed by leading specialists in the field of the article.

The journal is intended for a wide range of scientists and specialists, as well as heads of scientific research and design organizations, industry, educational institutions, navy, as well as teachers, postgraduate students and students of higher educational institutions.

The journal is circulated in Russia and abroad by subscription in Interregional Subscription Agency and in editorial office, as well as in exhibitions, conferences and symposiums.

Journal headings:

- Design and Construction of Ships,
- Theory of Ship and Structural Mechanics,
- Technology of Ship Building. Ship Repair and Organization of Shipbuilding Production,
- Ship Power Plants and Their Elements (Main and Auxiliary),
- System Analysis, Information Management and Processing,
- Information-Measuring and Control Systems,
- Automation and Control of Processes and Productions,
- Computer Modeling and Design Automation,
- Mathematical Modelling, Numerical Procedures.

The journal is coming since 2008

Publication frequency — 4 issues per year

The journal is included into the system of Russian Science Citation Index u and into international abstract database Web of Science (Emerging Sources Citation Index (ESCI)).

Manuscripts are to be submitted to the editorial office in electronic form (E-mail: mit-journal@mail.ru)

Founder-Publisher: Research Centre "Marine Intelligent Technologies".

Registration Certificate: ПИ № ФС77-32382 of 09.06.2008, Эл № ФС72-33245 of 19.09.2008 issued by Roskomnadzor.

Member of Association of science editors and publishers.

Address: Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation

Phone/fax +7 (812) 513-04-51

e-mail: mit-journal@mail.ru

The journal is included into the list of periodicals recommended for publishing doctoral research results <http://vak.ed.gov.ru>

Printed in the Printing-House of Research Centre "Marine Intelligent Technologies". Circulation of 100 copies.

Authors and advertisers are responsible for contents of information and advertisement materials as well as for use of information not liable to publication in open press. Reprinting is allowed only with permission of the editorial office.

Opinion of editorial staff and editorial board may not coincide with those of the authors of publications

Editorial ethics of the scientific journal «MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES»

EDITORIAL BOARD of the Scientific Journal «Marine Intellectual Technologies» bases its work, in particular, on the guidelines of the Committee of Publication Ethics, as well as on the practices of influential international journals and publishers.

<http://morintex.ru/en/nauchnyj-zhurnal/redakcionnaya-etika/>

Design: A.V. Antonov

Page-proofs: A.I. Solomonova

© RESEARCH CENTRE «MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES» Ltd, 2023



ISSN № 2588-0233 (print)
ISSN № 2073-7173 (on line)

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

www.morintex.ru

Тематика: кораблестроение, информатика, вычислительная техника и управление

Главный редактор:

Н.В. Никитин, д.т.н., профессор

Редакционная коллегия Заместители главного редактора

А.И. Гайкович, д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный университет, Санкт-Петербург

Д.А. Скороходов, д.т.н., профессор, Институт проблем транспорта им. Н.С. Соломенко Российской академии наук, Санкт-Петербург

А.И. Фрумен, к.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный университет, Санкт-Петербург

П.А. Шауб, д.т.н., профессор, Центр технологии судостроения и судоремонта, Санкт-Петербург

С.Н. Рюмин, к.т.н., доцент, Санкт-Петербургский государственный университет, Санкт-Петербург

Члены Редколлегии

В.Г. Бугаев, д.т.н., профессор, Дальневосточный федеральный университет, Владивосток

Е. П. Бураковский, д.т.н., профессор, филиал

Военно-морской академии, Калининград

Ю.А. Власов, к.ф.-м.н., преподаватель, Флоридский Международный Университет, Майами, США

М.В. Войлошников, д.т.н., профессор, Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток

В.А. Евтеев, д.т.н., Объединенная судостроительная корпорация, Санкт-Петербург

И.И. Костылев, д.т.н., профессор, Государственный университет морского и речного флота имени адм. С.О. Макарова, Санкт-Петербург

В.В. Родионов, к.т.н., Си Проект, Санкт-Петербург

В.Ю. Семенова, д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский морской государственный университет, Санкт-Петербург

Н.А. Тарануха, д.т.н., профессор, Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет, Комсомольск-на-Амуре

Ю.С. Федосенко, д.т.н., профессор, Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород

Редакционный Совет Сопредседатели

Г.А. Туричин, д.т.н., Ректор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург

Члены Совета

Е.М. Апполонов, д.т.н. генеральный директор, "ЦКБ "Лазурит", Нижний Новгород

И.Г. Малыгин, д.т.н., профессор, директор, Институт проблем транспорта им. Н.С. Соломенко Российской академии наук, Санкт-Петербург

Г.Н. Муру, к.т.н., генеральный директор, 51 ЦКТИ судоремонта, Санкт-Петербург

С.А. Огай, д.т.н., Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток

Одд М. Фалтинсен, профессор, Норвежский университет науки и технологии, Норвегия

Пентти Куяла, профессор, университет Аалто, Финляндия

В.Н. Половинкин, д.т.н., профессор, научный руководитель предприятия, Крыловский государственный научный центр, Санкт-Петербург

К.В. Рожественский, д.т.н., профессор, проректор по международному сотрудничеству, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург



ISSN № 2588-0233 (print)
ISSN № 2073-7173 (on line)

MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES

www.morintex.ru

Subject: shipbuilding, computer science, computer engineering and management

Chief Editor

N.V. Nikitin, Dr. Sci. (Eng.), Professor

Editorial Staff Deputy Chief Editors

A.I. Gaykovich, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

D.A. Skorokhodov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Solomenko Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Science, St. Petersburg, Russia

A.I. Frumen, PhD (Eng.), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

P.A. Shaub, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Shipbuilding & Shiprepair Technology Center, St. Petersburg, Russia

S.N. Ryumin, Ph.D. (Eng.), Associate Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

Members of Editorial Staff

V.G. Bugaev, Dr.Sci.(Eng), Professor, Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia

Burakovskiy, Dr. Sci. (Eng.), Professor, branch of Naval Academy, Kaliningrad, Russia

Yu.A. Vlasov, PhD (Phys & Math), Adjunct Professor, Florida International University, Miami, FL, USA

M.V. Voyloshnikov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Maritime state university named Admiral Nevelskoi, Vladivostok, Russia

V.A. Evteev Phd (Eng.), United Shipbuilding Corporation, St. Petersburg, Russia

I.I. Kostylev, professor, Dr.Sci. (Eng), Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping, Saint-Petersburg, Russian Federation

V.V. Rodionov, PhD (Eng.), Senior Research Scientist, Sea Project, St. Petersburg, Russia

V.Yu. Semenova, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

N.A. Taranukha, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Komsomolsk-on-Amur State Technical University, Komsomolsk-on-Amur, Russia

Yu.S. Fedosenko, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia.

Editorial Board Co-chairmen

G.A. Turichin, Dr. Sci. (Eng.), Rector, Saint-Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

Council Members

E.M. Appolonov, Dr. Sci. (Eng.), General Director, Lazurit Central Design Bureau JSC, Nizhny Novgorod, Russia

I.G. Malygin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, CEO, Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Science, St. Petersburg, Russia

G.N. Muru, Cand. Sci. (Eng), CEO, 51 CCIS, St. Petersburg, Russia

S.A. Ogai, Doctor of Engineering, Associate professor, Maritime state university named Admiral Nevelskoi, Vladivostok, Russia

Odd M. Faltinsen, Professor, Norwegian University of Science and Technology, Norway

Pentti Kujala, Professor, Aalto University, Finland

V.N. Polovinkin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Science principal, Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

K.V. Rozhdestvenskij, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Vice-Rector for International Science & Education, Saint-Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ ЖУРНАЛА
ВЫРАЖАЕТ ИСКРЕННЮЮ БЛАГОДАРНОСТЬ
РЕЦЕНЗЕНТАМ ЭТОГО НОМЕРА:**

- **Дмитрий Алексеевич Скороходов**, доктор технических наук, профессор, Институт проблем транспорта имени Н.С. Соломенко Российской Академии наук
- **Олег Николаевич Петров**, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Александр Александрович Родионов**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Анастасия Валерьевна Ткачева**, кандидат физ. – мат. наук, Институт машиноведения и металлургии ДВО РАН
- **Владимир Александрович Рыжов**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Иван Иванович Костылев**, доктор технических наук, профессор, Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова
- **Александр Алексеевич Таранцев**, доктор технических наук, профессор, Институт проблем транспорта имени Н.С. Соломенко Российской Академии наук
- **Галина Валентиновна Герман**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Александр Иосифович Гайкович**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Николай Васильевич Никитин**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Елена Борисовна Амбросовская**, кандидат технических наук, доцент Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет “ЛЭТИ” В.И.Ульянова (Ленина)
- **Андрей Владимирович Февральских**, кандидат технических наук, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
- **Юрий Александрович Власов**, кандидат физико-математических наук
- **Геннадий Петрович Кича**, доктор технических наук, профессор, Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского
- **Алексей Леонидович Стариченков**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ»
- **Владимир Борисович Мелехин**, доктор технических наук, профессор, профессор Дагестанский государственный технический университет
- **Сергей Владимирович Вербицкий**, кандидат технических наук, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Сергей Владимирович Антоненко**, доктор технических наук, профессор, Дальневосточный федеральный университет
- **Борис Петрович Ионов**, доктор технических наук, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Николай Николаевич Семенов**, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Борис Федорович Дмитриев**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

**EDITORIAL BOARD OF THE JOURNAL
EXPRESSES SINCERE GRATITUDE
TO THE REVIEWERS OF THIS ISSUE:**

- **Dmitriy A. Skorohodov**, Dr.Sci. (Eng), professor, Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Science
- **Oleg N. Petrov**, Ph.D. (Eng), associate professor, State marine technical university of Saint-Petersburg
- **Alexander A. Rodionov**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg state marine technical University
- **Anastasiia V. Tkacheva**, Ph.D. (Phys & Math), Institute of Mechanical Engineering and Metallurgy, Far East Branch, Russian Academy of Sciences
- **Vladimir A. Ryzhov**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg state marine technical University
- **Ivan I. Kostylev**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping
- **Alexander A. Tarantsev**, Dr.Sci. (Eng), professor, Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Science
- **Galina V. German**, Dr. Sci. (Eng), professor, State marine technical university of Saint-Petersburg
- **Aleksandr I. Gaikovich**, Dr. Sci. (Eng), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University
- **Nikolai V. Nikitin**, Dr. Sci. (Eng), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University
- **Elena B. Ambrosovskaya**, Ph.D. (Eng), Associate Professor, St. Petersburg State Electrotechnical University (LETI)
- **Andrey V. Fevral'skikh**, Ph.D. (Eng), Moscow Aviation Institute (national research university)
- **Jurij A. Vlasov**, PhD (Phys & Math)
- **Gennadiy P. Kicha**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Maritime State University named Admural G. I. Nevel'skoy
- **Alexey L. Starichenkov**, Dr. Sci. (Eng), professor, Saint Petersburg Electrotechnical University "LETI"
- **Vladimir B. Melekhin**, Dr. Sci. (Eng), professor, Dagestan State Technical University
- **Sergej V. Verbickij**, Ph.D. (Eng), associate professor, State marine technical university of Saint-Petersburg
- **Sergey V. Antonenko**, Dr. Sci. (Eng), professor, Far Eastern Federal University
- **Boris P. Ionov**, Dr. Sci. (Eng), St. Petersburg State Marine Technical University
- **Nikolai N. Semenov**, Ph.D. (Eng), associate professor, St. Petersburg state marine technical University
- **Boris F. Dmitriev**, Dr. Sci. (Eng), professor, State marine technical university of Saint-Petersburg

**Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
Российское научно-техническое общество судостроителей
имени академика А.Н. Крылова
Крыловский государственный научный центр**



И.Г. Бубнов (18.01.1872 - 13.03.1919)

**Труды
Всероссийской научно-технической конференции
по строительной механике корабля
«Бубновские Чтения - 2022»,
посвященной 150-летию со дня рождения
Ивана Григорьевича Бубнова**

СОДЕРЖАНИЕ	стр.
Родионов А.А. Наука о прочности до и после И.Г. Бубнова. К 150-летию основоположника строительной механики корабля.....	10
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СУДОВ	
Франк М.О., Овчинников К.Д. Обзор применения безэкипажных катеров и перспективности использования для них специализированных судов-носителей.....	19
ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА	
Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение современных интеллектуальных технологий для проектирования конструкций из полимерных композиционных материалов.....	30
Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. , Применение численных методов для анализа методики проектирования конструктивной защиты судов с ядерными энергетическими установками.....	39
Душевский Д.А., Манухин В.А. Влияние килеватости и конструкции днища на напряженно-деформированное состояние киля при доковании судна.....	47
Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Расчет вибрации соосного валопровода с учетом его вращения и гребных винтов.....	53
Мелконян А.Л., Николаев Д.А., Чуклин М.В. Расчет параметров вибрации многоопорного криволинейного трубопровода переменного поперечного сечения.....	60
Миронов М.Ю., Шарков П.Н. Геометрически нелинейный анализ резонансных колебаний рамной модели надстройки при качке.....	65
Филатов А.Р. Метод определения местных нагрузок на основе их разложения по ортогональной системе функций.....	71
Молоков К.А., Новиков В.В., Антоненко С.В., Мамонтов А.И. Детерминистическая модель оценки остаточной и полной долговечности феррито-перлитных сталей судовых корпусных конструкций....	79
Миронов М.Ю., Цыварев М.В., Ветлугина А.С. Жесткость трёхслойной оболочки шлюпки при разных формах поверхности наружной обечайки.....	88
Андрюшин А.В., Шапков Е.В., Рябушкин С.В., Воронин А.Ю. Методы повышения эксплуатационной эффективности ледокольных гребных винтов.....	94
Коршунов В.А., Кутейников М.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение прямых методов расчета к определению волновых внешних нагрузок для оценки прочности корпуса судна.....	100
ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА	
Антоненко С.В., Соколовский А.С., Новиков В.В., Чехранова Л.И. Анализ возможности постановки в плавучий док судна с большим свесом оконечности.....	110

CONTENTS	page
Alexander A. Rodionov The science of strength before and after I.G. Bubnov. To the 150th anniversary of the founder of the ship's structural mechanics.....	10
DESIGN AND CONSTRUCTION OF SHIPS	
Maxim O. Frank, Kirill D. Ovchinnikov , Review of the use of unmanned boats and the prospects for using specialized carrier vessels for them.....	19
THEORY OF SHIP AND STRUCTURAL MECHANICS	
Vladimir A. Korshunov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov , Application of modern intelligent technologies for designing polymer composite structures	30
Vladimir A. Korshunov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov , Application of numerical methods for analysis of the methodology for designing the structural protection of ships with nuclear power plants.....	39
Danil A. Dushevskiy, Vadim A. Manukhin Influence of the bottom keel angle and bottom structure on the stress-strain state of the keel when the ship is docked.....	47
Nikolai V. Babanin, Armen L. Melkonyan, Dmitry A. Nikolaev , Calculation of coaxial vibration shafting, taking into account its rotation and propellers.....	53
Armen L. Melkonyan, Dmitry A. Nikolaev, Mikhail V. Chuklin , Calculation of vibration parameters multi-support curved pipeline of varia.....	60
Mikhail Yu. Mironov, Pavel N. Sharkov Geometrically nonlinear analysis of resonant vibrations of a superstructure frame model during rolling.....	65
Anton R. Filatov , Method of determination local loads based on their expansion in terms of an orthogonal system of functions.....	71
Konstantin A. Molokov, Valery V. Novikov, Sergey V. Antonenko, Andrey I. Mamontov , Deterministic evaluation model residual and full resistance of ferrite-pearlitic steels of ship hull structures	79
Mikhail Y. Mironov, Mark V. Tsyvarev, Anna S. Vetlugina , The rigidity of the three-layer boat shells with different forms of the surface of the outer shell.....	88
Alexander V. Andryushin, Egor V. Shapkov Sergey V. Ryabushkin, Alexander Yu. Voronin Methods for improving operational efficiency of icebreaking propellers.....	94
Vladimir A. Korshunov, Mikhail A. Kuteinikov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov , Application of direct calculation methods to the determination of wave external loads for assessing the strength of the ship hull.....	100
TECHNOLOGY OF SHIP BUILDING. SHIP REPAIR AND ORGANIZATION OF SHIPBUILDING PRODUCTION	
Sergey V. Antonenko, Alexey S. Sokolovsky, Valery V. Novikov, Lidia I. Chekhranova , Analysis of the possibility of installation in floating dock of a vessel with a large overhang.....	110

Научная статья

УДК 539.4

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.022>

Наука о прочности до и после И.Г. Бубнова. К 150-летию основоположника строительной механики корабля

А.А. Родионов¹ rodionovsmk@yandex.ru

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Рассмотрены истоки строительной механики, которые ведут свое начало с возведения величественных инженерных сооружений древности. Развитие строительного дела в древней Греции стимулировало разработку статики, составляющую основу строительной механики. Богатейший опыт возведения инженерных сооружений Римской империи обобщен в десятитомном трактате Витрувия об архитектуре. Эпоха возрождения сформировала устойчивый интерес к науке о прочности. Начало XVIII ознаменовано поиском путей применения нового математического аппарата интегро-дифференциального исчисления Ньютона-Лейбница в физике и механике. Значительные результаты в этом направлении получены Яковом и Иоганном Бернулли, Эйлером, Лагранжем. Применение железа в создании инженерных сооружений при обустройстве путей сообщения способствовало окончательному формированию науки о прочности, на базе которой трудами И.Г. Бубнова – математика, механика и корабельного инженера создана наука - строительная механика корабля. Фундаментальные основы строительной механики корабля постоянно совершенствовались и совершенствуются последующими поколениями ученых и практиков, но сохраняют в себе главные положения, сформулированные ее основателем. Перспективные направления развития строительной механики определяются широким применением высокоточных математических моделей, применением новых композиционных материалов, аддитивных технологий изготовления деталей и конструкций для создания надежных объектов, с требуемыми характеристиками эффективности.

Ключевые слова: строительная механика корабля, прочность конструкций, внешние воздействия, внутренние реакции, предельные состояния, метод конечных элементов, металлические конструкции, конструкции из полимерных композиционных материалов, оптимизация конструкций.

Финансирование: Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования РФ (соглашения № 075-15-2020-903 от 16.11.2020).

Для цитирования: Родионов А.А. Наука о прочности до и после И.Г. Бубнова. К 150-летию основоположника строительной механики корабля, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 10—18. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.022

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.022>

The science of strength before and after I.G. Bubnov. To the 150th anniversary of the founder of the ship's structural mechanics

Aleksandr A. Rodionov¹ rodionovsmk@yandex.ru

¹State marine technical university of Saint-Petersburg, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. The origins of construction mechanics, which originate from the construction of majestic engineering structures of antiquity, are considered. The development of the construction business in ancient Greece stimulated the development of statics, which forms the basis of construction mechanics. The richest experience in the construction of engineering structures of the Roman Empire is summarized in Vitruvius' ten-volume treatise on architecture. The Renaissance era forms a steady interest in the science of strength. The beginning of the XVIII century was marked by the search for ways to apply the new mathematical apparatus of the Newton-Leibniz integro-differential calculus in physics and mechanics. Significant results in this direction were obtained by Yakov and Johann Bernoulli, Euler, Lagrange. The use of iron in the creation of engineering structures in the arrangement of communication routes contributed to the final formation of the science of strength, on the basis of which the works of I.G. Bubnov, a mathematician, mechanic and ship engineer created the science of ship construction mechanics. The fundamental foundations of the ship's structural mechanics have been constantly improved and are being improved by subsequent generations of scientists and practitioners, but they retain the main provisions formulated by its founder. Promising areas of development of structural mechanics are determined by the widespread use of high-precision mathematical models, the use of new composite materials, additive manufacturing technologies for parts and structures to create reliable objects with the required performance characteristics.

Keywords: ship construction mechanics, structural strength, external influences, internal reactions, limiting states, finite element method, metal structures, structures made of polymer composite materials, optimization of structures.

Financial Support: The research is partially funded by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation as part of World-Class Research Center program: Advanced Digital Technologies (contract No. 075-15-2020-903 dated 16 November 2020).

For citation: Alexander A. Rodionov, The science of strength before and after I.G. Bubnov. To the 150th anniversary of the founder of the ship's structural mechanics, Marine intellectual technologies. 2023. № 3 part 2, P. 10—18. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.022

Введение. Строительная механика как ремесло и искусство

Строительная механика в современном понимании и современной терминологии призвана обеспечить прочность жесткость устойчивости и надежность создаваемых сооружений, конструкций и деталей. Потребность в ней обнаруживаться с момента создания человеком инженерных сооружений. Одним из древнейших таких сооружений, сохранившихся до наших дней, является шестиступенчатая пирамида фараона Джосера (III династия, правил ок. 2668-2649 гг. до н.э.), что находится в Саккаре. Известно, что архитектор этой пирамиды был Имхотеп - визирь при фараоне Джосере. Построенный Имхотепом пирамидальный комплекс (Рис.1) был столь величественный, что после смерти архитектор был обожествлен и стал богом мудрости.



Рис. 1 Пирамида фараона Джосера (III династия, правил ок. 2668-2649 гг. до н.э.), в Саккаре, строитель Имхотеп Высота 60 м, основание 109 на 121 м

Крупный вклад в развитие строительного дела внесли греки, разработав статику, составляющую основу строительной механики. Методы отыскания центров тяжести тел и доказательство условий равновесия рычага сформулировал Архимед (287-212 гг. до н.э.). Великолепные постройки древних греков: Парфенон, Олимпийский храм Зевса, Храм в честь Ники Аптерос, Храм Гефеста, Храм Геры, Храм Посейдона — это образец гармонии, на который ориентируются архитекторы всего мира уже несколько тысячелетий. Кстати, семь чудес света, список которых появился во времена империи Александра Македонского, являлись непревзойденными архитектурными сооружениями, созданными мастерами, искусными в строительной механике.

В Римской империи строительство приобрело широкий размах. Сохранились не только памятники архитектуры, но и дороги, мосты, акведуки и фортификационные сооружения. Из первого дошедшего до нас десятитомного трактата Марка Витрувия Поллиона (I в. до н. э.) об архитектуре строительстве и механике мы узнаем о сформировавшихся в практике строительных приемах [1]. Витрувий был инженер, архитектор, в армии Цезаря, а позднее и Августа, руководил

военно-инженерными работами, ввел ряд инноваций в строительстве водопроводов (Рис.2). Он сформулировал три качества, которыми обязательно должна обладать архитектура: *firmitas* (прочность конструкции), *utilitas* (польза), *venustas* (красота).



Рис. 2 Гардский акведук Римской империи по проекту М. Витрувия, I век до н.э. (Южная Франция)

Эпоха Возрождения принесла с собой оживление интереса к инновациям в строительстве и науке. Ярким представителем эпохи явился Леонардо да Винчи (1452-1519гг.). Он был не только великим итальянским художником, изобретателем и инженером, но широко мыслящим ученым. В течение всей своей творческой жизни он глубоко интересовался механикой. Достижения Леонардо да Винчи в области строительной механики представляли первую попытку применения статики к определению сил, действующих на детали конструкции, а также первые опытные определения сопротивления элементов конструкций. После него остались многочисленные записные книжки см проектными вариантами (Рис 3), в одной из них есть такая запись: «Механика—это рай математической науки, поскольку мы получаем в ней плоды математики» [2].

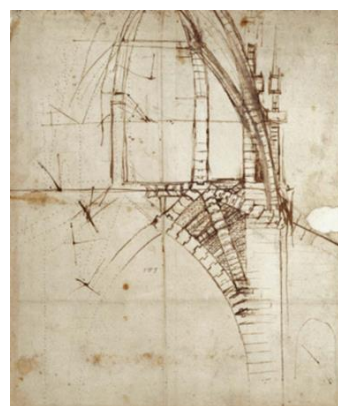


Рис. 3 Эскиз Леонардо да Винчи проект купола Миланского собора, XVвек

1.Формирование строительной механики как науки

Возникновение науки о прочности связано с появлением знаменитой книги Галилео Галилея (1564—1642) «Две новые науки» [3]. Здесь Галилей впервые формулирует модели деформирования

одномерных объектов: стержней при растяжении и балок при изгибе (Рис 4). Устанавливает, что геометрически подобные балки не равнопрочны.



Рис. 4 Иллюстрация Галилея к испытанию консольной балки на изгиб

Важным этапом развития науки о прочности является выход из печати работы Роберта Гука (1635-1703) «О восстановительной способности или об упругости» (1678г.), в которой содержатся результаты проведенных Гуком опытов с упругими телами. Линейное соотношение между силой и деформацией, известное нам как закон Гука, и послужило фундаментом, на котором впоследствии получила свое дальнейшее развитие механика упругих тел. Используя закон Гука, французский физик Эдм Мариотт (1620—1684), (открывший закон Бойля-Мариотта), существенно продвинул теорию механики упругих тел, усовершенствовал модели теории изгиба балок Галилея.

Окончание XVII и начало XVIII веков ознаменовалось созданием Ньютоном и Лейбницем интегро-дифференциального исчисления. Яков и Иоганн Бернуллы пытались найти применения нового математического аппарата в механике и физике. В результате было получено дифференциальное уравнение изгиба и колебаний балки, интегрирование которых выполнено уже Леонардом Эйлером (1707—1783). В 1757 г. Эйлер опубликовал знаменитую работу о продольном изгибе колонн [4]. В ней он дает вывод формулы для определения критической нагрузки потери устойчивости балок, пользуясь упрощенным дифференциальным уравнением. Эйлер предложил для анализа изгиба и колебаний пластин использовать дифференциальные уравнения в частных производных, нашедшее свое развитие в трудах последователей.

Фундаментом, на котором стало возможным развивать строительную механику, стали труды французов Жан Лоран Даламбера (1717-1783) – математика и механика и Джозефа Луи Лагранжа (1736-1813), создавших дифференциальные уравнения движения, решивших задачу об устойчивости прямого шарнирно опертого стержня при центральной сжатии, уравнения колебаний упругих тонких пластин и т.п., Томаса Юнга (1773-1829), который вывел формулу, связывающую изгиб при поперечном и продольно-поперечном изгибе, предложил закон пропорциональности между напряжениями и деформациями, Симеона Дени Пуассона (1781-1840), Фрезо Августа Луи Коши

(1789-1857), основоположников теории упругости [1]. В России центром прикладной механики был Санкт-Петербург. В 1810 году открывается Институт Корпуса инженеров путей сообщения, его целью была подготовка специалистов для строительства на огромных территориях России разветвленных систем сухопутных и водных путей сообщения. Первым руководителем института в должности генерального инспектора был приехавший из Испании Августин Августинович Бетанкур (1758—1824) (рис.5). Он пригласил из Франции для работы в институт видных ученых профессоров: математика и механика Габриеля Ламэ (12795-1870), физика и инженера Поля Эмиля Клапейрона (1799-1864) – автора теоремы о потенциале энергии (теоремы Клапейрона), уравнений трех моментов и ряда других работ по теории вибрации. Строительство Исаакиевского Собора и Александровской колонны в Санкт-Петербурге проводилось под руководством А. Бетанкура. Уникальна разработанная им силовая схема конструкции Московского манежа (рис.5).



Рис. 5 Конструкция перекрытия Московского манежа, проект А. Бетанкура (1817г.)

При Главном управлении путей сообщения и публичных зданий в 1832г. открывается Училище гражданских инженеров, которое позднее преобразуется в институт гражданских инженеров. В этих учебных заведениях формируется кадры специалистов в области строительной механики и развивается наука о прочности инженерных сооружений. С этими учебными заведениями связаны имена математиков и механиков, внесших существенный вклад в развитие строительной механики, Михаила Васильевича Остроградского (1801-1862), Дмитрия Ивановича Журавского (1821-1891), Леопольда Федоровича Николаи, Николая Антоновича Белелюбского (1845-1922), автора курса строительной механики (1885), Николая Егоровича Жуковского (1847-1927). Характерным примером инженерных сооружений конца XIX века является металлический клепанный железнодорожный мост через реку Обь (рис. 6).



Рис. 6 Металлический клепанный железнодорожный мост через р. Обь, конец XIX века

2. Кораблестроение и строительная механика

Бурное развитие кораблестроения в России связано с Петром I. В 1703 году он заложил город Санкт-Петербург, центром которого стала самая большая судовой верфь страны, получившая название Адмиралтейство. Первым крупным проектом, завершённым на ней, стал 54-пушечный корабль "Полтава". Стоит отметить, что во времена первого русского императора строились разнообразные плавучие средства длиной не более 55 метров: корабли, фрегаты, буера, шнявы, пармы и флейты - все они были из дерева (рис.7).

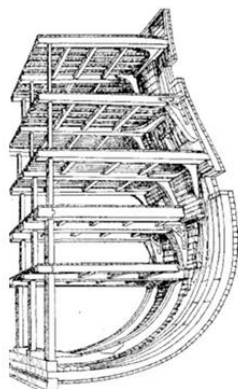


Рис. 7 Конструкция корпуса деревянного корабля времен Петра I

Особых проблем с прочностью корпусов у них не возникало. Процесс проектирования и строительства выполнялся путем копирования удачных вариантов, т.е. «по прототипу». Правила проектирования и строительства, как результат обобщения удачных и ошибочных попыток, формировались сначала страховыми компаниями, а затем и классификационными обществами.

Важной тенденцией второй половины XIX века стал переход от деревянного кораблестроения к железному. Интересно, что в нашей стране первыми металлическими военными судами стали подводные лодки, спущенные на воду в 1834 году. Настоящей революцией в истории развития кораблестроения в России становится применение кованого железа, а затем и прокатной стали в качестве основного материала для конструкции кораблей. Проектирование и создание стальных конструкций (рис.8). стимулировало развитие науки о прочности.



Рис. 8 Фрагмент металлической клепанной конструкции корпуса судна (1907г.)

Особое значение имело открытие в 1899г. высшего технического учебного заведения

Российской империи – Императорского Санкт-Петербургского политехнического института. Здесь собралась едва ли не вся столичная школа механики: В.Л. Кирпичёв, А.Н. Крылов, В.Г. Галёркин, С.П. Тимошенко, И.В. Мещерский, С.И. Дружинин и конечно же И.Г. Бубнов.

3. Строительная механика корабля, созданная И.Г. Бубновым

Иван Григорьевич Бубнов после окончания по первому разряду кораблестроительного отделения Морской Академии с 1900 года приступает к практическому проектированию крейсера-яхты «Алмаз», подводной лодки «Дельфин», принимает активное участие в создании линкоров типа «Севастополь» и «Императрица Мария», броненосных крейсеров типа «Измаил» (рис.9), легких крейсеров типа «Светлана», эсминцев типа «Новик». Не прерывая практической деятельности, с 1904 года он преподаватель в кораблестроительном отделении Петербургского политехнического института [5].

а)



б)

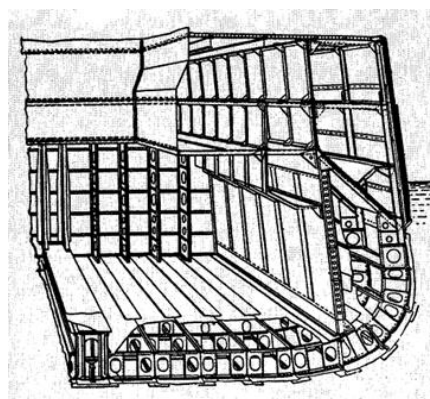


Рис. 9 Линкор типа «Севастополь» (1911г.): а) общий вид; б) схема металлической клепанной конструкции средней части корпуса

Результатом его работы, научной деятельности и преподавания является появление сначала дисциплины «Строительная механика корабля», а затем и новой науки с тем же названием. Научное наследие И.Г. Бубнова опубликовано в фундаментальных работах: «Напряжения в обшивке судов от давления воды» (1902), «Строительная механика и теория упругости» (1906), «Дополнение к курсу строительной механики корабля» (1909), «Строительная механика корабля. Часть I» (1912), «Строительная механика корабля. Часть II» (1914), многочисленных статьях и записках [6],[7],[8].

И.Г. Бубнов систематизировано изложил и усовершенствовал методы исследования деформированного поведения корпуса корабля в целом и отдельных его конструктивных элементов.

Представил целостный образ предмета научного исследования в форме трех основных проблем строительной механики корабля. Сформировал методологические основы, в котором особую роль играют физические модели и новые математические методы. Существенно расширил диапазон предсказательной функции новой науки.

Трудно переоценить вклад И.Г. Бубнова в философию проектирования инженерных сооружений. Сформулированные им основные проблемы, которыми призвана заниматься строительная механика, в современной трактовке можно изложить следующим образом:

1. Проблема внешних воздействий. Выявление и количественное определение расчетных величин всех воздействий на инженерное сооружение в условиях эксплуатации и в экстремальных ситуациях.

2. Проблема внутренних реакций (откликов). Определение параметров напряженно-деформированного состояния конструкции инженерного сооружения и отдельных его частей при расчетных величинах внешних воздействий.

3. Проблема опасных состояний и нормирования. Определение значений параметров напряженно-деформированного состояния, при которых наступают отказы конструкции, и установление допустимых величин параметров напряженно-деформированного состояния, позволяющих обеспечить безопасность и надежную эксплуатацию сооружения с приемлемыми условиями экономичности.

Все три указанные проблемы обуславливают друг друга и связаны условными измерителями. Изолированное решение одной из них теряет всякий смысл, поскольку только их совокупность, обеспечивает надежность материального объекта, обосновываемую в конечном счете практикой.

Задачи, решаемые в рамках строительной механики, приобретают форму или прямой, или обратной задачи. Прямая задача, или задача проверочного расчета, состоит в отыскании характеристик напряженно-деформированного состояния и определении истинных запасов прочности конструкции, заданных размеров при заданных внешних воздействиях. Обратная задача, или задача проектировочного расчета, состоит в отыскании размеров конструкции при заданных внешних воздействиях и регламентируемых запасах прочности.

Прямая задача имеет единственное решение. Обратная же задача обладает множеством допустимых решений. Добиться единственности возможно, если добавить функцию качества (функция цели). В этом случае задача проектировочного расчета естественным образом преобразуется в задачу оптимизации конструкции – одного из перспективных направлений.

Наибольшее внимание И.Г. Бубнов уделял прямым задачам, но оставил нам решения важных проектировочных задач об определении размеров профилей балок, о проектировании судовых перекрытий.

Дальнейшее формирование строительной механики корабля связано с именами учеников Ивана Григорьевича - П.Ф. Папковича и Ю.А. Шиманского.

Профессор П.Ф. Папкович, член-корреспондент АН СССР, инженер – контр – адмирал, помимо задач строительной механики занимался исследованием устойчивости систем при одновременном действии нескольких нагрузок, поиском общих решений фундаментальной теорией упругости. В своих трудах он указывал круг проблем и задач, необходимость решения которых расширит возможности практической реализации создаваемых объектов [9], [10]. Здесь характерным примером является решение задачи о расчете днищевых перекрытий. Папкович предложил модель работы двойного дна, в которой пластины наружной обшивки и настила второго дна вовлекаются в изгиб только благодаря поперечному сдвигу, возникающему в стрингерах и флорах. Сдвиговая жесткость флор и стрингеров «размазывается» по объему между пластинами, выполняя роль заполнителя, а пояски пластин наружной обшивки и второго дна, выражаясь современным языком, оказываются несущими слоями трехслойной пластины. Тем самым он предвосхитил создание теории слоистых конструкций, востребованной в настоящее время в связи с применением композиционных материалов. Печатные научные труды ученого составляют более 4000 страниц, сюда входит и 2400 страниц трехтомника "Строительная механика корабля", которая издавалась в течение шести лет - с 1941 по 1947 г. [11], [12], [13].

Академик АН СССР Ю.А. Шиманский особое внимание уделял практической реализации строительной механики корабля, под его руководством созданы Нормы прочности морских судов, он разработал специальную систему набора корпуса, методы расчета прочности конструктивных связей и другие важные вопросы теории и практики кораблестроения (рис.10). Шиманский обогатил строительную механику теорией расчета прерывистых связей [14] и методами анализа динамического поведения судовых конструкций [15].

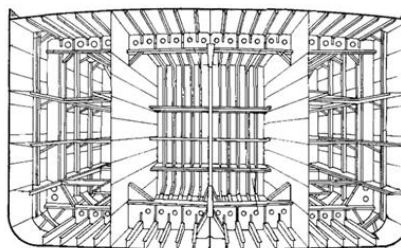


Рис. 10 Смешанная система набора корпуса, предложенная Ю.А. Шиманским, реализованная в конструкции нефтеналивного судна (середина XX века)

4. Строительная механика корабля после И.Г. Бубнова

Дальнейший прогресс строительной механики корабля связывается и именем профессора А.А. Курдюмова, ученика П.Ф. Папковича. Курдюмов обосновал необходимость использования вероятностных методов при оценке внешних нагрузок и нормировании прочности, исследовал вероятностные характеристики волновых моментов и построил схему оценки наибольших волновых моментов в выбранном "наиболее тяжелом" режиме

[16], обобщил известную формулу В.В. Болотина для оценки усталостной долговечности связей корпуса судна с учетом реальных режимов плавания и положил начало исследованию усталостного критерия и его роли в оценке и нормировании прочности судов. Им была впервые исследована и сопоставлена усталостная долговечность корпусов судов, прочность которых соответствует требованиям Правил классификационных обществ [17],[18].

Необходимость выполнения громоздких расчетов прочности все усложняющихся судовых конструкций стимулировало совершенствование расчетных алгоритмов для эффективного использования вычислительной техники. Лучшими для этих целей оказались методы раскрытия статической неопределенности балочных систем в варианте методов сил и перемещений. Соединение этих алгоритмов с решением вариационной задачи равновесия и вибрации деформируемого твердого тела сформировало предпосылки для появления весьма эффективных вариационно-разностных вычислительных методов. Наиболее известным из них является метод конечных элементов (МКЭ). Программные продукты, созданные на его основе, реализуют численные решения систем дифференциальных уравнений, которые описывают широкий класс задач механики сплошных сред, включая: механику деформируемого твердого тела, механику разрушения, механику жидкости и газа.

В отечественной практике пионерами в применении МКЭ в расчетах прочности судовых конструкций явились талантливые ученики А.А. Курдюмова, основатели научных школ профессора: В.В. Козляков, В.А. Постнов, Д.М. Ростовцев [19],[20],[21].

Метод конечных элементов оказал огромное влияние на содержание задач строительной механики корабля. Первоначально МКЭ использовался для решения второй проблемы строительной механики – проблемы внутренних реакций на заданные внешние воздействия. Это были расчеты напряженно-деформированного состояния, устойчивости и колебаний конструкций [22] (рис.11).

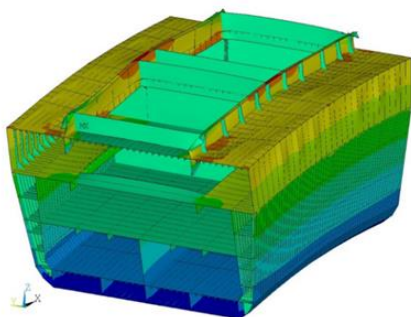


Рис. 11 Применение МКЭ для решения второй проблемы строительной механики корабля о внутренних откликах

Существенно позднее МКЭ стал применяться к решению первой проблемы строительной механики – проблемы внешних воздействий для определения давлений жидкой и воздушной сред. В ранний период расчеты напряженно-деформированного состояния выполнялись в линейной постановке, а расчеты

внешних давлений на корпус проводились в предположении не деформируемости конструкций (рис.12).

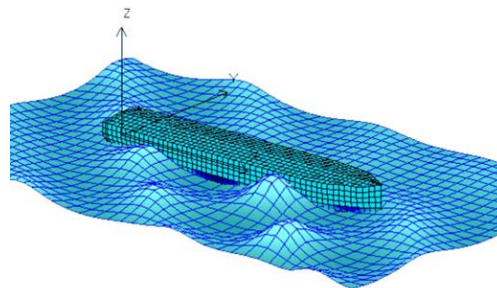


Рис. 12 Применение МКЭ для решения первой проблемы строительной механики корабля о внешних воздействиях

Наиболее сложной для МКЭ оказалась третья проблема - проблема опасных состояний, которая требовала детального анализа многообразных форм отказа деталей и конструкций, что предполагает решение глубоко нелинейных задач [23] (рис.13).

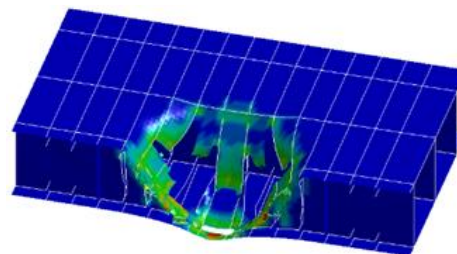


Рис. 13 Применение МКЭ для решения третьей проблемы строительной механики корабля об опасных состояниях

В настоящее время все ведущие классификационные общества при формировании критериев прочности судов и морских инженерных сооружений опираются на результаты расчетов напряженно-деформированного состояния и внешних воздействий с помощью прямых численных методов расчета, куда входят различные модификации вариационно-разностных методов: метод конечных элементов, метод конечных объемов, панельный метод, метод граничных элементов [24].

Заключение. Пути развития строительной механики корабля

В последнее время изменяется облик строительной механики корабля за счет расширения диапазона своих исследований и активного использования результатов более глубокого изучения наблюдаемых физических процессов сопровождающих отказы деталей и конструкций, активного использования возможностей вычислительной техники.

Использование новых материалов в морской технике, например, композиционных материалов, появление аддитивных технологий изготовления и как следствие создания новых конструктивных форм узлов, деталей и конструкций (рис.14) ставит перед строительной механикой корабля актуальные задачи, требующие учета новых физико-конструктивно-технологических свойств для

создания надежных объектов, с требуемыми характеристиками эффективности [25], [26], [27].

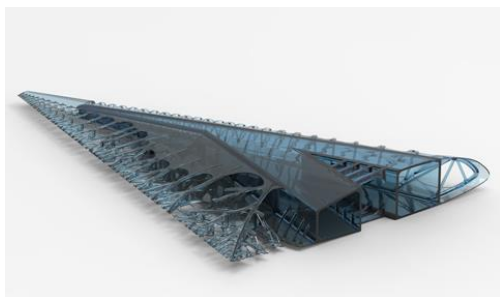


Рис. 14 Крыло, спроектировано по результатам топологической оптимизации модели метода конечных элементов и изготовлено из полимерных материалов с помощью аддитивных технологий

Весь предыдущий опыт, сформированный из ремесла изготовления инженерных сооружений, физической науки, математического аппарата и искусства сочетания противоречивых требований, обобщенный И.Г. Бубновым в строительную механику корабля и развитый последующими поколениями ученых и практиков, не оставляют сомнений в том, что амбициозные задачи будут решены.

Литература

1. Витрувий. Десять книг об архитектуре / Пер. Ф. А. Петровского. — Изд-е 3-е. — М.: Ком. Книга, 2005. 320 с. ISBN 5-484-00192-7
2. Тимошенко С.П. История науки о сопротивлении материалов с краткими сведениями из истории теории упругости и теории сооружений. / Пер. с английского В.И. Контовта. Ред. А.Н. Митинского – М.: Гос. Изд. Техничко-теоретической литературы. 1957. 536с.
3. Галилео Галилей. Сочинения, т. 1, «Беседы и математические доказательства, касающиеся двух новых отраслей науки, относящихся к механике и местному движению». / Пер. С. Н. Долгова. — Серия «Классики естествознания», М.—Л.: 1934 Гос. Изд. Техничко-теоретической литературы. 1934. 699с.
4. Euler L. Sur la force de colonnes // Mémoires de l'académie des sciences de Berlin, 13, 1759. — P. 252—282.
5. Рассол И.Р. Иван Григорьевич Бубнов. Жизнь и творчество. 1872-1919.- СПб. Эльмор.1999. 256с.
6. Бубнов И.Г. Избранные труды. – Л.: Гос. Изд. судостр. Промышленности. 1956. 440с.
7. Бубнов И.Г. Строительная механика корабля. Ч.1. С.-Петербург. Типография Морского Министерства, въ Главномъ Адмиралтействе. 1912.
8. Бубнов И.Г. Строительная механика корабля. Ч.2. С.-Петербург. Типография Морского Министерства, въ Главномъ Адмиралтействе. 1914.
9. Папкович П.Ф. Труды по строительной механике корабля. Т.1 – Т.4 Л.: Гос. Изд. судостр. промышленности. Т1. 1962.576с., Т2.1962. 600с., Т3. 1962. 528с., Т4. 1963. 552с.
10. Папкович П.Ф. Труды по прочности корабля. Л.: Гос. Изд. судостр. промышленности. 1956.680с.
11. Папкович П.Ф. Строительная механика корабля. Ч.1.Т.1.М.:Водный транспорт.1945. 618с.
12. Папкович П.Ф. Строительная механика корабля. Ч.1.Т.2.М.:Водный транспорт.1947. 816с.
13. Папкович П.Ф. Строительная механика корабля. Ч.2. Л.: Гос. Изд. судостр. промышленности. 1941. 960с.
14. Шиманский Ю.А. Проектирование прерывистых связей судового корпуса. Л.: Судостроение. 1949.
15. Шиманский Ю.А. Динамический расчет судовых конструкций. Л.: Гос. Изд. судостр. промышленности. 1963. 444с.
16. Курдюмов А.А. Строительная механика корабля. Ч.3. Л.: ЛКИ, 1954 г. 327с.
17. Курдюмов А.А. Прочность корабля. Л.: Судпромгиз, 1956 г. 350с.
18. Курдюмов А.А. Вибрация корабля. Л.: Судпромгиз, 1961 г. 300с.
19. Козляков В.В., Финкель Г.Н., Хархурим И.Я. Проектирование доковых опорных устройств. Л.: Судостроение, 1973. -176 с.
20. Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1974. -344 с.
21. Коротким Я. И., Рабинович О. Н., Ростовцев Д. М. Волновые нагрузки корпуса судна. — Л.: Судостроение, 1987. 236 с.
22. Родионов А.А. Математические методы проектирования оптимальных конструкций судового корпуса. Л.: Судостроение, 1990. 246 с.
23. Коршунов В.А., Родионов А.А. Исследование процессов многократного пластического деформирования конструкций на моделях метода конечных элементов. «Морские интеллектуальные технологии». №4(14) 2011г. с.27 - 33.
24. Коршунов В.А., Кутейников М.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Сравнительный анализ различных моделей для прогнозирования волновых нагрузок корпуса судна. В сб. «Труды Крыловского государственного научного центра». Вып.2(400) 2022. СПб 2022.с.17-23.
25. Коршунов В.А., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Анализ предельных состояний судовых валов из ПКМ с помощью численных моделей. «Морские Интеллектуальные Технологии», Научный журнал № 4 том 3, 2020, стр. 89-96.
26. Коршунов В.А., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Топологическая оптимизации винта подруливающего устройства. «Морские Интеллектуальные Технологии», Научный журнал № 4 (46) Т.1 2019, стр. 45-51.

27. Родионов А.А. Направления развития строительной механики корабля, обеспечивающие повышение эффективности судов и объектов морской техники. В сб. «Труды Крыловского государственного научного центра». Спец. Вып.2. 2018. СПб 2018.с.15-24.

References

1. Vitruvij. Desyat' knig ob arhitekture [Ten books about architecture] / Per. F. A. Petrovskogo. — Izd-e 3-e. — M.: Kom. Kniga, 2005. 320 s. ISBN 5-484-00192-7
2. Timoshenko S.P. Istoriya nauki o soprotivlenii materialov s kratkimi svedeniyami iz istorii teorii uprugosti i teorii sooruzhenij [The history of the science of the resistance of materials with brief information from the history of the theory of elasticity and the theory of structures]./ Per. s anglijskogo V.I. Kontovta. Red. A.N. Mitinskogo – M.: Gos. Izd. Tekhniko-teoreticheskoy literatury. 1957. 536s.
3. Galileo Galilej. Sochineniya, t. 1, «Besedy i matematicheskie dokazatel'stva, kasayushchiesya dvuh novyh otraslej nauki, otnosyashchihsia k mekhanike i mestnomu dvizheniyu» [Conversations and mathematical proofs concerning two new branches of science related to mechanics and local motion]. / Per. S. H. Dolgova. — Seriya «Klassiki estestvoznaniya», M.—L.: 1934 Gos. Izd. Tekhniko-teoreticheskoy literatury. 1934. 699s.
4. Euler L. Sur la force de colonnes .Mémoires de l'académie des sciences de Berlin, 13, 1759. — P. 252-282.
5. Rassol I.R. Ivan Grigor'evich Bubnov. ZHizn' i tvorchestvo.1872-1919 [Ivan Grigoryevich Bubnov. Life and creativity.1872-1919]- SPb. El'mor.1999. 256s.
6. Bubnov I.G. Izbrannye trudy [Selected works]. – L.: Gos. Izd. sudostr. Promyshlennosti. 1956. 440s.
7. Bubnov I.G. Stroitel'naya mekhanika korablya. CH.1. [Structural mechanics of the ship. Part 1.]. S.-Peterburg". Tipografiya Morskogo Ministerstva, v" Glavnom" Admiraltejstve. 1912.
8. Bubnov I.G. Stroitel'naya mekhanika korablya. CH.2. [Structural mechanics of the ship. Part 2.]. S.-Peterburg". Tipografiya Morskogo Ministerstva, v" Glavnom" Admiraltejstve. 1914.
9. Papkovich P.F. Trudy po stroitel'noj mekhanike korablya. T.1 – T.4 [Works on the structural mechanics of the ship. Vol.1 – Vol.4] L.: Gos. Izd. sudostr. promyshlennosti. T1. 1962.576s., T2.1962. 600s., T3. 1962. 528s., T4. 1963. 552s.
10. Papkovich P.F. Trudy po prochnosti korablya [Works on the strength of the ship]. L.: Gos. Izd. sudostr. promyshlennosti. 1956.680s.
11. Papkovich P.F. Stroitel'naya mekhanika korablya. CH.1.T.1. [Structural mechanics of the ship. P.1. Vol.1]. M.:Vodnyj transport.1945. 618s.
12. Papkovich P.F. Stroitel'naya mekhanika korablya. CH.1.T.2. [Structural mechanics of the ship. P.1. Vol.2] M.:Vodnyj transport.1947. 816s.
13. Papkovich P.F. Stroitel'naya mekhanika korablya. CH.2. [Structural mechanics of the ship. P.2.]. L.: Gos. Izd. sudostr. promyshlennosti. 1941. 960s.
14. Shimanskij YU.A. Proektirovanie preryvistykh svyazey sudovogo korpusa [Design of discontinuous members of the ship hull]. L.: Sudostroenie. 1949.
15. Shimanskij YU.A. Dinamicheskij raschet sudovykh konstrukcij [Dynamic analysis of ship structures]. L.: Gos. Izd. sudostr. promyshlennosti. 1963. 444s.
16. Kurdyumov A.A. Stroitel'naya mekhanika korablya. CH.3 [Structural mechanics of the ship. P.3]. L.: LKI, 1954 g. 327s.
17. Kurdyumov A.A. Prochnost' korablya [The structural mechanics of the ship] . L.: Sudpromgiz, 1956 g. 350s.
18. Kurdyumov A.A. Vibratsiya korablya [Ship vibration]. L.: Sudpromgiz, 1961 g. 300s.
19. Kozlyakov V.V., Finkel' G.N., Harhurim I.YA. Proektirovanie dokovykh opornykh ustrojstv [Design of Dock Supports]. L.: Sudostroenie, 1973. -176 s.
20. Postnov V.A., Harhurim I.YA. Metod konechnykh elementov v raschetakh sudovykh konstrukcij [Finite element method in calculations of ship structures]. L.: Sudostroenie, 1974. -344 s.
21. Korotkim YA. I., Rabinovich O. N., Rostovcev D. M. Volnovye nagruzki korpusa sudna [Wave loads of the ship's hull]. — L.: Sudostroenie, 1987. 236 s.
22. Rodionov A.A. Matematicheskie metody proektirovaniya optimal'nykh konstrukcij sudovogo korpusa [Mathematical methods of designing optimal ship hull structures]. L.: Sudostroenie, 1990. 246 s.
23. Korshunov V.A., Rodionov A.A. Issledovanie processov mnogokratnogo plasticheskogo deformirovaniya konstrukcij na modelyah metoda konechnykh elementov [Research of cyclic plastic deformation of structures on models of the method of finite elements]. «Morskie intellektual'nye tekhnologii». №4(14) 2011g. s.27 - 33.
24. Korshunov V.A., Kutejnikov M.A., Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Sravnitel'nyj analiz razlichnykh modelej dlya prognozirovaniya volnovykh nagruzok korpusa sudna [Comparative analysis of various models for predicting wave loads on ship hull]. V sb. «Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra». Vyp.2(400) 2022. SPb 2022.s.17-23.
25. Korshunov V.A., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Analiz predel'nykh sostoyanij sudovykh valov iz PKM s pomoshch'yu chislennykh modelej [Analysis of the limit states of ship composite shafts using numerical models]. «Morskie Intellektual'nye Tekhnologii», Nauchnyj zhurnal № 4 tom 3, 2020, str. 89-96.
26. Korshunov V.A., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Topologicheskaya optimizatsiya vinta podrulivayushchego ustrojstva [Topology optimization of ship thruster propeller]. «Morskie Intellektual'nye Tekhnologii», Nauchnyj zhurnal № 4 (46) T.1 2019, str. 45-51.
27. Rodionov A.A. Napravleniya razvitiya stroitel'noj mekhaniki korablya, obespechivayushchie povyshenie effektivnosti sudov i ob'ektov morskoy tekhniki [Tendency of development of the ship structural mechanics for increasing efficiency of ships and offshore structures]. V sb. «Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra». Spec. Vyp.2. 2018. SPb 2018.s.15-24.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Александр Александрович Родионов, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Aleksandr A. Rodionov, Dr.Sci.(Eng), Professor, the head of the Department of ship structural mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 28.03.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 08.08.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 27.08.2023.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СУДОВ DESIGN AND CONSTRUCTION OF SHIPS

Научная статья

УДК 629.5.07

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.023>

Обзор применения безэкипажных катеров и перспективности использования для них специализированных судов-носителей

М.О. Франк¹ frankmaks95@mail.ru, К.Д. Овчинников¹ ovchinnikov_kd@mail.ru

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В работе приведен обзор применения безэкипажных катеров (БЭК) в морской деятельности и приведена информация по проектам современных специализированных судов-носителей (СН), предназначенных для хранения, транспортировки, спуска/подъема, обслуживания, управления и других функций, обеспечивающих нормальное функционирование БЭК. Обзор применения БЭК демонстрирует увеличение количества их использования для выполнения военных и гражданских задач. Военные БЭК в большей степени используются для решения задач противоминной обороны (ПМО). БЭК гражданского направления используют для выполнения научных исследований, в частности для батиметрии. Опыт проведения таких работ продемонстрировал преимущество БЭК перед традиционными судами. Основным преимуществом является низкие затраты на проведение работ в виду значительно меньшего расхода топлива, а в случае группового применения БЭК сокращается и время проведения таких работ. Для эффективного функционирования БЭК необходимо обеспечить его/их базирование: береговое или морское. Береговое предполагает нахождение БЭК на берегу или у причальной стенки. Морское базирование подразумевает нахождение БЭК на борту СН. В настоящий момент в роли СН выступают следующие типы судов: суда снабжения, научно-исследовательские суда, военные корабли. Первые СН представляли собой переоборудованные транспортные суда. Опыт такой эксплуатации показал, что создание специализированных СН под конкретный (-ые) ПА является более эффективным решением. Сегодня строятся и разрабатываются проекты кораблей СН для БЭК ПМО. Некоторые зарубежные компании при разработке современных проектов боевых кораблей предусматривают размещение на них БЭК. Для обеспечения нормальной работы БЭК, СН должно обладать необходимой инфраструктурой. Для этого сформулированы общие требования, которые необходимо учитывать при разработке соответствующего проекта СН.

Ключевые слова: безэкипажный катер, судно-носитель, противоминная оборона, научные исследования, батиметрия.

Для цитирования: Франк М.О., Овчинников К.Д. Обзор применения безэкипажных катеров и перспективности использования для них специализированных судов-носителей, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 19—29. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.023

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.023>

Review of the use of unmanned surface vehicle and the prospects for using specialized mothership for them

Maksim O. Frank¹ frankmaks95@mail.ru, Kirill D. Ovchinnikov¹ ovchinnikov_kd@mail.ru

¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The paper provides an review of the use of unmanned surface vehicle (USV) in maritime activities and provides information on the current conditions specialized motherships designed for storage, transportation, launching/lifting, maintenance, control and other functions that ensure the normal functioning of the USV. A review of the use of USV demonstrates an increase in their use for military and civilian missions. Military USV are more used to solve mine countermeasures (MCM). The civilian USV is used for scientific research, in particular for bathymetry. The experience of carrying out such work has demonstrated the advantage of USV over traditional vessels. The main advantage is the low cost of work due to significantly lower fuel consumption, and in the case of group use of USV, the time for such work is also reduced. For the effective functioning of the BEC, it is necessary to ensure basing: coastal or sea. Coastal basing involves the location of the USV on the shore or near the quay wall. Sea-based means that the BEC is on board the mothership. At the moment, the following types of vessels are acting in the role of mothership: supply vessels, research vessels, warships. The experience of such operation has demonstrated that the creation of a specialized mothership for a specific underwater vehicle is a more effective solution. Now, projects of mothership ships for the USV-MCM are being built and developed. Some foreign companies in the development of new projects of warships provide for the placement of USV on them. To ensure the normal operation of the USV, mothership must have the necessary infrastructure. For this, general requirements are formulated that must be taken into account when developing the corresponding project of mothership.

Keywords: unmanned surface vehicle, mothership, dronship, mine countermeasure, scientific research, bathymetry.

For citation: Maksim O. Frank, Kirill D. Ovchinnikov Review of the use of unmanned surface vehicle and the prospects for using specialized mothership for them, Marine intellectual technologies. 2023. № 3 part 2, P. 19—29. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.023

Введение

Количество стран и компаний, работающих над созданием безэкипажных катеров (БЭК) (англ. – Unmanned surface vehicle (USV)) неуклонно растет. Так, мировые затраты на освоение технологий БЭК в 2021 г. оцениваются более 0,6 млрд долларов США. Согласно прогнозам различных маркетинговых исследований, в 2029 г. затраты могут достигать от 1 до 2 млрд долларов США [1,2].

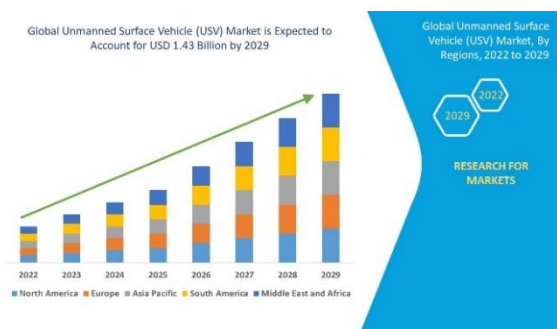


Рис. 1. Прогноз затрат на создание БЭК, представленный компанией Data Bridge Market Research [1]

Число компаний, ведущих работы по созданию БЭК, с каждым годом увеличивается и в 2022 г. насчитывает более 30. Ведущими компаниями, работающими над созданием военных БЭК, считаются: Eca Group (Франция), L3 Harris (США), Rafael (Израиль) и Northrop Grumman (США). Ведущие по гражданским БЭК: Kongsberg Maritime (Норвегия), HOCEAN (Ирландия), iXblue (Франция) (с осени 2022 г. iXblue и Eca Group объединились под брендом Ecxail).

Растет и число применений БЭК для решения реальных задач, как в гражданской деятельности, так и в военной. Военные БЭК прежде всего используются для случаев, когда требуется удаление личного состава от непосредственного контакта с противником (агрессивной средой). На сегодняшний день это задачи противоминной обороны (БЭК ПМО с англ. USV for Mine Countermeasures) и задачи причинения значительного ущерба военно-морской инфраструктуре (т.н. взрывающиеся катера с англ. Water-borne improvised explosive device - WBIED).

Современные БЭК гражданского назначения применяются для выполнения научных исследований. Одним из наиболее перспективных и активно развивающихся направлений является использование БЭК для изучения рельефа подводной части водных бассейнов (батиметрии). Данное направление активно осваивается за рубежом [4, 5].

Создание отечественных современных образцов БЭК началось в 2010 г. Представленный в 2013 г. опытный образец БЭК «Тайфун», выполненный на базе жестконадвудной быстроходной лодки БЛ-680 (производства ООО «ПКФ Мнев и К») и предназначенный для поиска мин, получил положительную оценку. Вместе с этим были

выявлены некоторые недостатки и выдвинуты предложения, касающиеся расширения его функционала. Позднее был представлен БЭК «Искатель» производства АО «НПП «АМЕ». Ряд других отечественных организаций выполняют НИОКР по разработке и созданию перспективных БЭК. Предлагаются отечественные проекты, являющиеся платформами под различную унифицированную полезную нагрузку (патент № RU 2760797 С1). Реализован учебно-тренажерный образец БЭК «Миротворец» (патент № RU 210564 U1) для обучения личного состава [6]. Несмотря на выполненные работы, а также существующие опытные образцы, состав ВМФ так и не был пополнен ни одним БЭК отечественного производства [7, 8].

Создание и применение БЭК является одним из актуальных и перспективных направлений морской политики многих государств. Выполненный значительный объем работ позволил перейти к опытной эксплуатации, в ходе которой выявляются конструктивные и тактические недостатки, а также формулируются дополнительные требования. Коммерческие компании и ВМС ряда зарубежных стран уже приняли на вооружение и заказывают различные образцы. Наиболее важным остается все еще нерешенные вопросы о роли и месте БЭК в морской деятельности [9]. Одним из таких является вопрос применения и обеспечения БЭК и их группы в отдаленных морских районах, для чего могут потребоваться специальные суда-носители (СН).

В настоящей работе приведен обзор использования БЭК в морской деятельности, освещены вопросы их базирования и представлена информация по современным проектам специализированных СН.

В заключительной части сформулированы общие требования к СН БЭК, удовлетворение которых особенно важно на этапе разработки проекта и позволит обеспечить на СН необходимую инфраструктуру для нормальной эксплуатации БЭК и аналогичной техники.

Обзор применения БЭК

БЭК – это беспилотное надводное транспортное средство, предназначенное для выполнения определенных задач посредством дистанционного управления или автономно.

Началом освоения технологий дистанционно-управляемых БЭК можно считать период конца XIX и начало XX вв. В течение XX в. БЭК исследовались и применялись для выполнения военных задач. Начало освоения гражданского сектора приходится на конец XX и начало XXI вв., чему послужило интенсивное развитие информационных технологий [10, 11]. На сегодняшний день БЭК используются для решения как военных, так и гражданских задач.

Военизированные БЭК могут применяться для поиска и траления мин, выполнения патрульных и охранных миссий и для решения ряда других задач (Рис.2). Взрывающиеся катера использовались Германией еще во время Первой мировой войны [3]. Последним случаем их военного применения

является использование семи БЭК (беспилотных необитаемых надводных аппаратов) неустановленной модели и начиненных взрывчатым веществом (Рис.3), для осуществления террористической атаки 29.10.2022 г. на корабли Черноморского флота и гражданские суда в бухте г. Севастополь. Совместно с БЭК были также использованы девять беспилотных летательных аппаратов (БПЛА). Вооруженные силы Российской Федерации (РФ) отразили атаку, однако был причинен незначительный ущерб морскому траулщику и водному заграждению в бухте Южная. Ранее БЭК такого же типа был обнаружен на берегу Черного моря в районе г. Севастополь.



Рис. 2. Военизированные БЭК: а – «Inspector Mk2», Eca Group; б – БЭК производства Textron Systems Advanced; в – «SAM 3», Saab Group; г – «Inspector 125», Eca Group; д - «ARCIMS», Atlas Electronik; е – «ULAQ», ARES Shipyard



Рис. 3. БЭК неустановленной модели на берегу Черного моря в районе г. Севастополь (длина – 5,5 м, масса – 1 т, масса полезной нагрузки (ПН) – 200 кг, скорость максимальная – 40 уз)

Гражданские БЭК используются для проведения различных морских исследований, например, выполняют батиметрическую съемку, сбор данных, мониторинг окружающей среды. Так, компания Kongsberg Maritime (Норвегия) создала БЭК «Sounder» (Рис. 4), предназначенный для гидроакустических исследований. В ближайшее время можно ожидать применения БЭК «Sounder» в реализации проекта создания батиметрической карты высокого разрешения со всеми известными данными о морском дне Мирового океана SEABED 2030 [12,13].

В июне 2020 г. компания HOCEAN (Ирландия) завершила батиметрическую съемку в восточной части Ирландского моря, используя БЭК «ХО-450» (Рис. 5). Для выполнения съемки площадью 422 км², на глубинах от 10 до 30 м, было задействовано четыре БЭК. По заявлению представителей компании суммарное время работ всех БЭК на 2020 г. составило 30 000 ч [14].

Прецеденты группового использования БЭК открывают широкие перспективы для сокращения времени выполнения морских исследований. При

этом, малая автономность и дальность плавания БЭК затрудняют их использование в отдаленных морских районах. Еще одним существенным недостатком БЭК является их ограниченная мореходность. Обладая малыми размерами, их эксплуатация в условиях волнения интенсивностью от 3 баллов и выше сопряжена со значительными трудностями и риском повреждения оборудования. Так, БЭК «SD 1023», производства компании Saildrone (США), при выполнении исследований в Южном океане попал в штормовую погоду, в результате чего был поврежден его жесткий парус и утеряна часть оборудования (Рис.6). Для исключения возникновения подобного повреждения, создатели БЭК «SD 1023» уменьшили размеры паруса [15]. Несколько БЭК компании Saildrone активно применяется ВМС США на ближнем Востоке для решения задач разведки и наблюдения. БЭК такого же типа планируется задействовать в программе SEABED 2030.



Рис. 4. БЭК «Sounder» компании Kongsberg Maritime (длина – 8 м, ширина – 2,2 м, высота – 4,4 м, масса – 4,2 т, скорость 12 уз, автономность – 20 сут., при скорости 4 уз, энергетическая установка (ЭУ) – дизельный двигатель 125 л.с., мощность для ПН – 4 кВт)



Рис. 5. БЭК «ХО-450» компании HOCEAN (длина – 4,5 м, ширина – 2,2 м, высота – 2,2 м, масса – 750 кг, масса ПН – 100 кг, скорость – 4 уз, автономность – 18 сут., дальность плавания – 1512 миль, ЭУ – комбинированная: дизель-генератор/Li-ion/солнечные панели)

Летом 2020 г. БЭК «Maxlimer» (Рис. 7), производства компании SEA-KIT (Великобритания), на протяжении трех недель выполнял батиметрические работы в Атлантике (460 км к юго-западу от Плимута). Управление «Maxlimer» осуществлялось оператором из офиса компании, расположенной в Толлесбери, Великобритания, используя спутниковую связь. В результате «Maxlimer» выполнил съемку морского дна площадью 1000 км² с глубиной до 1 км. Двигаясь со скоростью 4 уз он потратил около 2 т топлива при полном запасе 3 т [16].



Рис. 6. БЭК «SD 1023» компании Saildrone с поврежденным жестким парусом (длина – 7 м, осадка – 2 м, высота – 4,6 м, масса – 545 кг, скорость – до 8 уз, автономность – 12 мес., дальность плавания – без ограничений, ЭУ – Li ion/солнечные панели/жесткий парус, мощность ПН – 2 кВт, масса ПН – 100 кг)



Рис. 7. БЭК «Maxlimer» компании SEA-KIT (длина – 11,74 м, осадка – 0,72 м, ширина – 2,2 м, высота 8,45 м, масса – 11,2 т, скорость максимальная – 6 уз, масса ПН – 2 т)

Сегодня Мировой океан бороздит не один десяток автономных и дистанционно управляемых исследовательских необитаемых морских надводных средств. Часть из них используют альтернативные источники энергии для движения: энергию волн или ветра, например, «Wave Glider» от компании Liquid Robotics или «SailDrone» от компании Saildrone. Применение таких ЭУ позволяет значительно увеличить автономность, однако время, затрачиваемое на следование в заданный район и выполнение задания, увеличивается и зависит от метеорологических условий. На других образцах применены традиционные энергетические установки: дизельные двигатели, дизель-генераторы или аккумуляторные батареи, работающие на гребной винт или водометный движитель. Их автономность и дальность плавания ограничены запасами топлива и емкостью батарей, а время работы не зависит от метеорологических условий (в спецификациях пределах). Независимо от типа пропульсивного комплекса и источника энергии для движения, эксплуатация БЭК требует соответствующего технического обслуживания, а применение их в отдаленных морских районах – транспортировки.

Базирование БЭК

Сегодня применяются два варианта базирования БЭК: береговое и морское.

Береговое базирование подразумевает нахождение БЭК на берегу или у причальной стенки. Обслуживание, спуск и подъем, пополнение запасов и ремонт обеспечиваются береговой инфраструктурой: наличие причальных стенок, мест хранения, специальные ремонтные помещения и мастерские, помещения хранения запасных инвентаря и принадлежностей (ЗИП), энергетических сред и др. Данный вариант базирования БЭК характерен для выполнения задач в прибрежных зонах, а также для БЭК на которых применены альтернативные источники энергии и/или обладающие большим водоизмещением и габаритами. Транспортировка небольших БЭК может осуществляться всеми известными способами транспортировки подобных грузов.

Решение проблем берегового базирования не вызывают больших затруднений. По мере необходимости и развития БЭК, береговая инфраструктура, также развиваясь, способна удовлетворять всем возникающим потребностям.

Морское базирование подразумевает нахождения БЭК на борту СН. В настоящий момент в роли СН выступают следующие типы судов: суда снабжения, научно-исследовательские суда, военные корабли. Как правило, число принимаемых БЭК на борт таких судов ограничено размерами палубы и грузоподъемностью спуско-подъемных устройств (СПУ). Обслуживание БЭК осуществляется исходя из возможностей в каждом конкретном случае. Центр управления БЭК размещается в любом свободном помещении или, в случае контейнерного исполнения, на верхней палубе.

Сегодня необходимая «инфраструктура» морского базирования БЭК определена частично, а эксплуатация в составе СН пока остается экспериментальной.

Наиболее близким примером подобного морского базирования являются СН подводных аппаратов

(ПА). Изначально, их транспортировка и обслуживание производились на верхней палубе переоборудованных транспортных (грузовых) и промысловых судов, но в результате эксплуатации такая практика была признана нерациональной. Таким образом, был принят комплексный подход, заключающийся в том, что ПА и СН составляют единый комплекс, а создание ПА и СН должны выполняться согласованно. По этому подходу создаются практически все современные научно-исследовательские СН ПА, например, суда проектов 21300 и 22010 (Рис. 8). В 2021 г. был зарегистрирован патент «Судно – плавучая база автономных необитаемых подводных аппаратов (АНПА)» (№ RU2753062C1), в котором предложен вариант размещения СН на базе судна пр. 21300 (Рис. 9) [17, 18].



Рис. 8. СН: спасательное судно пр. 21300 (сверху) и океанографическое судно пр. 22010 (снизу)

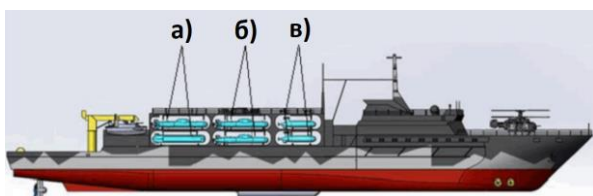


Рис. 9. СН АНПА: а - большие АНПА; б - средние АНПА; в - малые АНПА (патент РФ № RU2753062C1)

Известно, что использование подводной и надводной морской безэкипажной техники совместно, а иногда надводной и воздушной, может повысить эффективность решения ряда задач. В свою очередь решение задачи определения наиболее эффективной конфигурации системы СН – аппараты, БЭК в частности, является важной задачей. Ее решение требует разработки специальных расчетных моделей и алгоритмов, позволяющих осуществлять поиск наиболее оптимальной конфигурации судна, в том числе для каждого конкретного случая с учетом особенностей эксплуатации как СН, так и безэкипажной техники.

Обзор СН

СН ПА как тип сформировался в середине XX в. СН ПА – это специализированное судно,

обеспечивающее спуск и подъем, хранение, обслуживание, транспортировку и работу обитаемых и необитаемых подводных аппаратов.

Как указано ранее, изначально они представляли собой переоборудованные транспортные суда. Основным требованием для них было наличие свободной палубы и возможность размещения СПУ. Сегодня, как указано ранее, СН создаются под конкретный (-ые) ПА, что является более эффективным решением. Переоборудование судов встречается и сегодня, но в меньшем количестве [18].

В качестве несущей платформы применялись как однокорпусные, так и многокорпусные схемы. Последние, как правило, использовались для небольших и средних аппаратов, но были и исключения, например, известное спасательное судно «Коммуна» [19].

На сегодняшний день наиболее близкими к СН БЭК и их аналогам являются корабли противоминной обороны (ПМО) и научно-исследовательские (океанографические) суда (НИС). Первым НИС – носителем катеров можно считать Шведское исследовательское судно Sea Searcher (ранее Johan Mansson) (Рис. 10).

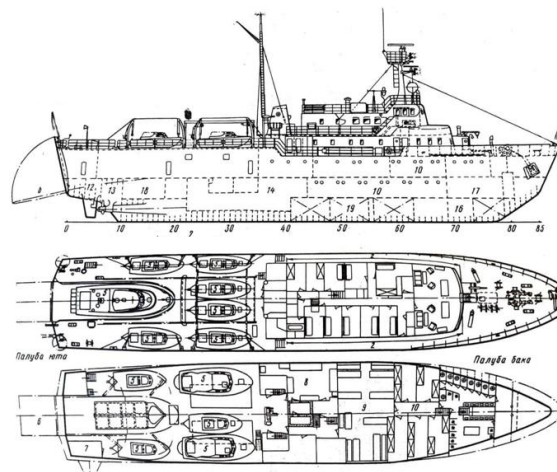


Рис. 10. СН промерных катеров Sea Searcher (длина – 55,8 м, ширина – 11,13 м, водоизмещение – 1000 т, скорость максимальная – 15 уз, экипаж – 80 чел., автономность – 80 сут., ПН – 12 промерных катеров: 1 х длиной – 11,3 м и шириной – 3,5 м, 2 х длиной 8 м и шириной 2,8 м, 9 х длиной 6 м и шириной – 2,2 м)

Судно Sea Searcher было построено в 1966 г. компанией Gavle в Швеции. Основным его назначением было проведение гидрографических исследований в виде промерных работ, используя 12 промерных обитаемых катеров водоизмещением от 1,5 до 7,0 т [20].

Промерные работы осуществлялись следующим образом: катера, выстроившись строем, двигаются по заданной траектории и проводят промерные работы. Замеры эхолотов автоматически транслируются в лаборатории, установленные на борту судна Sea Searcher. В то время такой метод позволял создавать весьма точные карты морских глубин. В целях обеспечения быстрого приема катеров на судно, например, при резком ухудшении погоды, проектанты предусмотрели кормовой слип.

Хранение катеров предусматривалось в кормовой части в два яруса (на двух палубах).

Представители кораблей ПМО, являющиеся носителями БЭК, появились в начале XXI в. До этого времени БЭК для ПМО имели размеры более 20 м, и размещать их на СН не представлялось возможным [10, 11]. В конце XX в. развитие технологий позволило уменьшить их массогабаритные характеристики.

Первым успешным БЭК ПМО можно считать «Inspector Mk2» производства Eca Group (Франция). В РФ данный образец должен был дополнить возможности корабля ПМО пр. 12700, выполняя операции по допоиску подводных объектов и спуску подводных аппаратов для идентификации и уничтожения мин. Проект БЭК предполагал размеры, обеспечивающие его размещение на борту корабля пр. 12700. Однако размеры БЭК, полученные в результате постройки, увеличились до 9 м, что не позволило его разместить на верхней палубе (Рис. 11). Указанное подтверждает необходимость согласованности СН с БЭК при его создании.



Рис. 11. Корабль ПМО пр. 12700 и БЭК «Inspector Mk2» (длина – 9 м, ширина – 2,9 м, высота – 3,5 м, масса – 4,3 т, масса ПН – 600 кг, скорость максимальная – 35 уз)

В 2017 г. Британская компания BMT Defense Services представила проект многоцелевого корабля «Venari-85» (Рис. 12). Корабль может выполнять различные задачи: ПМО, противолодочную оборону, гуманитарную помощь и помощь при стихийных бедствиях, а также гидрографические исследования. Ангар для ПН, расположенный в кормовой части, обеспечивает хранение разнообразного оборудования и систем:

- АНПА;
- телеуправляемые ПА;
- аппараты для обезвреживания мин и др.

Над ангаром для ПН расположена (ВППл) для БПЛА и вертолета. Для хранения БПЛА на уровне ВППл находится соответствующий ангар. На палубе юта размещаются два БЭК «ARCIMS» и контейнеры [27].



Рис. 12. Проект корабля-носителя «Venari-85» (длина – 85,9 м, скорость максимальная – 22 уз, экипаж 59 чел., ПН – 500 т, автономность – 30 сут, дальность плавания – 5000 миль)

В 2019 г. компаниям Naval Group и ECA Group поступил заказ от ВМС Бельгии и Нидерландов на поставку 12 кораблей и 10 комплектов систем ПМО [21]. 30 ноября 2021 г. Naval Group заложила первый корабль «BNS Oostende» (Рис. 13). Ключевой особенностью нового корабля является его значительное водоизмещение, равное 2800 т, в несколько раз превышающее состоящих на вооружении кораблей ПМО. Это связано с тем, что сам по себе корабль не предназначен для решения задач ПМО, а является носителем специально разработанной системы ПМО, поставляемой Eca Group и состоящей из следующих изделий:

- 2 БЭК «Inspector 125» (Рис. 14);
- 3 АНПА А-18;
- 2 буксируемых гидроакустических комплекса Т-18;
- 2 комплекта идентификации и уничтожения мин K-STER С или Seascan и K-Ster MK;
- 1 минный трал (5 магнитных модулей СТМ) и 1 акустический модуль PATRIA;
- 2 беспилотных летательных аппарата (БПЛА) UMS Skeldar V200 (Рис. 15).

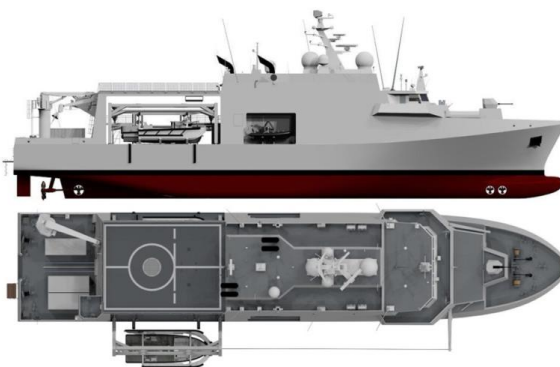


Рис. 13. Корабль-носитель системы ПМО ВМС Бельгии и Нидерландов (длина – 82 м, ширина – 17 м, автономность – 40 сут, скорость максимальная – 15,3 уз, дальность плавания – 3500 миль, экипаж – 30 чел, спец. персонал – 33 чел)



Рис. 14. БЭК «Inspector 125» (длина – 12,33 м, осадка – 0,7 м, ширина – 4,2 м, высота – 3,8 м, масса – 18,1 м, скорость максимальная 25 уз, автономность – 40 ч, удаленность от СН – 12 миль, мощность ПН – 2 кВт, масса ПН – 3 т)



Рис. 15. БПЛА UMS Skeldar V200 (длина – 4,03 м, ширина – 1,2 м, высота – 1,3 м, диаметр винта – 4,7 м, масса – 205 кг, скорость – 140 км/ч, автономность – 6 ч, удаленность от СН – 100 км, масса ПНТ – 40 кг, высотный потолок – 3 км)

Примечательно, что БЭК «Inspector 125», как и корабль, также является носителем. «Inspector 125» имеет значительную площадь палубы для размещения определенной полезной нагрузки. Выявленные в ходе опытной эксплуатации БЭК «Inspector Mk2» недостатки, прежде всего связанные с низкими мореходными качествами, послужили пересмотру его концепции. В результате за платформу БЭК приняли хорошо себя зарекомендовавший французский поисково-спасательный катер MAURIC V2 NG. По заявлению Ecsa Group, «Inspector 125» может двигаться на волнении интенсивностью 5 баллов ($h_{1/3\%}(SWH) = 4$ м) и способен обеспечивать спуск и подъем средств ПМО на волнении интенсивностью до 4 баллов ($h_{1/3\%}(SWH) = 2,5$ м) [21, 22, 23, 24].

БПЛА UMS Skeldar V200 также способен нести определенную полезную нагрузку, максимальный вес которой составляет 40 кг. Имеется ряд готовых электрооптических/инфракрасных датчиков высокого разрешения, радаров с синтезированной аппаратурой и датчиков радиоэлектронной борьбы [25].

Ряд зарубежных стран также работают над созданием платформ (СН) для развертывания робототехнических систем. Так, Норвежская компания Kongsberg в 2019 г. представила проект корабля «Vanguard» (Рис. 16). Корабль является многоцелевой платформой для воздушных, надводных и подводных объектов. Легко заменяемые полезная нагрузка и широкое использование

беспилотных транспортных средств позволяют быстро менять оперативное назначение. Корабль предназначен для решения задач ПМО и океанографических исследований. ПН размещается в ангаре, расположенном в кормовой части надстройки. На палубе юта размещена взлетно-посадочная площадка (ВППл) [26].



Рис. 16. Проект корабля-носителя «Vanguard»

23 июня 2022 г. ВМС Португалии объявили тендер на создание многоцелевого корабля (Рис. 17). Основные задачи корабля сконцентрированы на выполнении научных исследований, однако предусматриваются также функции патрульного корабля. Внешний облик концепции отличен от приведенных выше. Демонстрируется архитектура авианосца со значительной площадью палубы и с носовым трамплином. Практически половину длины корабля под палубой занимают грузовые отсеки, предназначенные для обеспечения транспортировки, хранения, обслуживания, спуска и подъема подводной и надводной безэкипажной техники. В корме грузового отсека предусмотрена доковая камера. Концепт представлен с БПЛА разных типов: двумя самолетного типа и шестью квадрокоптерами, и одним вертолетом [28].

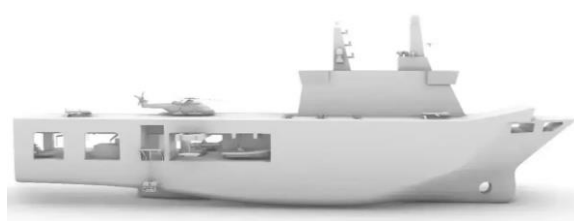


Рис. 17. Концепт корабля-носителя ВМС Португалии

ВМС ряда стран, при разработке перспективных проектов боевых кораблей, предусматривают размещение на них БЭК. Такие проекты есть у Сингапура (многоцелевой корабль «Vanguard 130» от ST Engineering) [29], Южной Кореи (корабль «НСХ 19» от Hyundai Heavy Industries) [30], Великобритании (фрегат «Type 32» от BAE Systems) [31] и др. Сингапурский концепт предлагает размещение нескольких БЭК в качестве расширения функциональных возможностей. Создатели концепций Южной Кореи и Великобритании именуют их «drone mothership» (рус. – СН «дронов», то есть судно-носители беспилотных судов) и отводят БЭК практически основную роль. В дополнение к БЭК, проекты предполагают также размещение БПЛА и ПА.

Общие требования, предъявляемые к СН БЭК

За основу требований, предъявляемых к СН БЭК, можно принять требования, сформулированные еще в прошлом веке к СН ПА [18]. При этом требования можно разделить на конструктивные и организационно-технические.

Формулирование и соблюдение конструктивных требований особенно важно на этапе разработки проекта СН. Например, несоблюдение требования к размещению не позволило разместить БЭК «Inspector Mk2» на судне пр. 12700. В общем виде к конструктивным требованиям можно отнести:

- требования к размещению (наличие требуемых площадей палуб, закрытое или открытое хранение);
- требования к размещению персонала, обеспечивающего работу БЭК;
- требования к размещению плавучих обеспечивающих средств (наличие на борту рабочих катеров с возможностью буксировки вышедшего из строя БЭК);
- требования к обеспечивающим эксплуатационным средам (размещение на СН требуемой номенклатуры энергоресурсов в требуемом объеме);
- требования к обеспечению ремонта и обслуживания (возможность реализации ремонтных работ, в том числе агрегатным методом, и наличие мастерских при необходимости);
- требования к спускоподъемным устройствам (обеспечение безопасного спуска и подъема БЭК);
- требования к обеспечению необходимого состава вооружения, обеспечивающего эксплуатацию БЭК (наличие на СН специальных радиотехнических средств);
- требования к противопожарным средствам (возможность быстрой ликвидации возникшего пожара на БЭК, находящегося как на борту СН, так и на воде);
- требования к размещению оборудования, обеспечивающего эксплуатацию (специальные помещения для оборудования, обеспечивающего работу БЭК, места для размещения сменной полезной нагрузки при необходимости);
- специальные требования.

Организационно-технические требования прежде всего предъявляются к персоналу, который непосредственно занимается обеспечением функционирования БЭК. Данные требования практически ничем не отличаются от тех, что

предъявляются к подобным изделиям и механизмам на судне. Как правило эти требования изложены в соответствующих инструкциях на эксплуатацию.

Удовлетворение сформулированных для СН требований обеспечит БЭК необходимой инфраструктурой и организацией работ для его (их) эффективной эксплуатации.

Заключение

В программах развития морской деятельности многих стран предусматривается разработка новых и совершенствование существующих робототехнических комплексов. В Российской Федерации это предусмотрено в стратегическом планировании развития национальной морской политики РФ и ее морской деятельности. В частности, указано, что производство морских роботизированных комплексов является одним из приоритетных направлений ее судостроительного комплекса [33].

Технологии БЭК, как элемента морского роботизированного комплекса, активно развивают многие зарубежные компании и страны. При этом, число компаний, ведущих работы по созданию БЭК, с каждым годом увеличивается. Растет и число применений БЭК для решения реальных задач, как в гражданской деятельности, так и в военной. Наиболее масштабным недавним использованием БЭК можно считать проведение ВМС США трехнедельных учений «Digital Horizon» начатых 23 ноября 2022 г. в Бахрейне с использованием 10 различных типов БЭК и другой беспилотной техники [34]. Подобные учения выполнялись и ранее, а полученный опыт уже позволил сделать вывод об эффективности использования БЭК в морской деятельности.

В тоже время, отечественный и мировой опыт эксплуатации БЭК показали, что для их эффективной эксплуатации могут потребоваться специализированные СН. Использование таких судов способно в полной мере использовать преимущества БЭК и другой роботизированной техники, а также нивелировать их существующие недостатки.

В свою очередь решение задачи определения наиболее эффективной конфигурации системы СН БЭК является сложной задачей. Она требует разработки специальных расчетных моделей и алгоритмов, позволяющих осуществлять поиск наиболее оптимальной конфигурации СН.

Литература

1. Global Unmanned Surface Vehicle (USV) Market – Industry Trends and Forecast to 2029. Report Data Bridge market research.
2. Unmanned Surface Vehicle (USV): Global Strategic Business Report. Report Research And Markets.
3. О. Тарасов, Е. Шошков. Судьба катеров волнового управления. Морской сборник №2 от 1990 г. Журнал Военно-Морского Флота СССР.
4. Millet R., Plumet F., Dern J. Autonomous surface vehicle for oceanographic survey. Conference: International. Autonomous Surface Ship Symposium. At: Paris. 2008.
5. Vikranth, T., Srinivasan, R., Krishna, S. S. V. R., & Rajesh, K. Design and development of Remotely Operated Unmanned Surface Vehicle for Oceanographic studies. Global Oceans 2020: Singapore – U.S. Gulf Coast
6. Викторов Р.В., Кнуров М.В. Безэкипажный катер. Обучающий робототехнический комплекс с модульной полезной нагрузкой. Вестник военного образования. Армия-2022. №4 (37). С.79-82
7. Пушкарев И.И. Российские безэкипажные катера: существующие проекты и их особенности. Молодежь. Наука. Инновации. Т.1. 2022 г. С.15-21

8. Безэкипажные катера для ВМФ. Электронный ресурс: URL [<https://bmpd.livejournal.com/1466166.html>] дата обращения 06.11.2022.
9. Быстров Б., Светлов М., Кулешов К. Методологические подходы по обоснованию места и роли безэкипажных катеров в системе вооружения ВМФ РФ. Морской сборник. 2018.
10. Франк М.О., Овчинников К.Д. Ретроспективный анализ проектных характеристик безэкипажных судов. Труды Крыловского государственного научного центра. 2020; Специальный выпуск 2: 160–164.
11. Франк М.О., Овчинников К.Д., Рыжов В.А. Обзор российского и зарубежного опыта создания безэкипажных катеров. Морские интеллектуальные технологии. Номер 3-1. 2022 г. С.22-28.
12. Mayer L., Jakobsson M. and other. The Nippon Foundation – GEBCO Seabed 2030 Project: The Quest to See the World’s Oceans Completely Mapped by 2030. Marine Geomorphometry, 2018. 8 (2), 63.
13. Newsletter of the Nippon Foundation-GEBCO Seabed 2030 Project. Issue 8: May 2022
14. Greener and cheaper: Crewless vessels are mapping the ocean thanks to an Irish startup. Электронный ресурс. URL: [<https://edition.cnn.com/2021/09/07/business/ocean-uncrewed-surface-vessels-ireland-spc-intl/>] дата обращения 08.11.2022
15. The New Ocean Explorers. Электронный ресурс. URL: [<https://www.popularmechanics.com/technology/infrastructure/a29849406/unmanned-ocean-drones-antarctic-voyage/>] дата обращения 08.11.2022
16. Robot boat completes three-week Atlantic mission. Электронный ресурс. URL: [<https://www.bbc.co.uk/news/science-environment-53787546>] дата обращения 08.11.2022
17. Илларионов Г.Ю., Лаптев К.З. и др. К вопросу создания плавучей базы морских робототехнических комплексов. Технические проблемы освоения мирового океана, 2019. Т.8, С.16-22.
18. Юрнев А.П., Сахаров Б.Д., Сытин А.В. Аварии под водой. Изд. 2-е, перераб. и доп. – Л.: Судостроение 1986
19. Пасякин В. Прабабушке современного флота – 90 лет! // Морской сборник. -2004. - №2. С.56-59.
20. Медведев С.Н. Суда для исследования мирового океана. Уч. Пособие. Л.: Судостроение 1971
21. This Is What The Future Belgian & Dutch MCM Motherships Will Look Like. Электронный ресурс. URL: [<https://www.navalnews.com/naval-news/2019/05/this-is-what-the-future-belgian-dutch-mcm-motherships-will-look-like/>] дата обращения 08.11.2022
22. Unmanned surface vehicle Inspector 125. Электронный ресурс. URL: [<https://www.ecagroup.com/en/solutions/unmanned-surface-vehicle-inspector-125>] дата обращения 08.11.2022
23. LARS For Future Belgian And Dutch MCM Motherships Successfully Tested. Электронный ресурс. URL: [<https://www.navalnews.com/naval-news/2022/01/lars-for-future-belgian-and-dutch-mcm-motherships-successfully-tested/>] дата обращения 08.11.2022
24. Тральщик - корабль будущего. Электронный ресурс. URL: [<https://topwar.ru/191975-tralschik-korabl-buduschego.html>] дата обращения 08.11.2022
25. V 200 skeldar. URL: [<https://umsskeldar.aero/v-200-skeldar/>] дата обращения 08.11.2022
26. KONGSBERG unveils Vanguard – a game changer in naval operations. Электронный ресурс. URL: [<https://www.edmagazine.eu/kongsberg-unveils-vanguard-a-game-changer-in-naval-operations>] дата обращения 08.11.2022
27. VENARI-85 Mine Warfare and Hydrographic Ship. Электронный ресурс. URL: [<https://www.naval-technology.com/projects/venari-85-mine-warfare-hydrographic-ship/>] дата обращения 08.11.2022
28. Portuguese Navy Unveils New Drone Mothership Project. Электронный ресурс. URL: [<https://www.navalnews.com/naval-news/2022/06/portuguese-navy-unveils-new-drone-mothership-project/>] дата обращения 08.11.2022
29. IMDEX 2019: ST Engineering Unveils Vanguard 130 Multi-Role Combatant. Электронный ресурс. URL: [<https://www.navalnews.com/event-news/imdex-asia-2019/2019/05/imdex-2019-st-engineering-unveils-vanguard-130-multi-role-combatant/>] дата обращения 08.11.2022
30. MADEX 2019: HHI Unveils HCX-19 Concept Ship. Электронный ресурс. URL: [<https://www.navalnews.com/event-news/madex-2019/2019/10/madex-2019-hhi-unveils-hcx-19-concept-ship/>] дата обращения 08.11.2022
31. Royal Navy’s New Type 32 Frigate To Serve As Unmanned Systems Mothership. Электронный ресурс. URL: [<https://www.navalnews.com/naval-news/2020/11/royal-navys-new-type-32-frigate-to-serve-as-unmanned-systems-mothership/>] дата обращения 08.11.2022
32. Water borne improvised explosive devices (WBIED). Report Solace global. Maritime rick. Maritime advisory. 08.03.2018
33. Морская доктрина Российской Федерации, утвержденная Указом Президента РФ от 31 июля 2022 г. №512. Москва
34. U.S. Launches ‘Digital Horizon’ Unmanned & AI Exercise. Электронный ресурс. URL: [<https://www.navalnews.com/naval-news/2022/11/u-s-launches-digital-horizon-unmanned-ai-exercise/#prettyPhoto>] дата обращения 25.11.2022

References

1. Global Unmanned Surface Vehicle (USV) Market – Industry Trends and Forecast to 2029. Report Data Bridge market research.
2. Unmanned Surface Vehicle (USV): Global Strategic Business Report. Report Research And Markets.
3. O. Tarasov, E. Shoshkov Sud’ba katerov volnovogo upravlenija [The fate of wave control boats]. Morskoj sbornik №2 of 1990 (in Russian).
4. Millet R., Plumet F., Dern J. Autonomous surface vehicle for oceanographic survey. Conference: International. Autonomous Surface Ship Symposium. At: Paris. 2008.

5. Vikranth, T., Srinivasan, R., Krishna, S. S. V. R., & Rajesh, K. Design and development of Remotely Operated Unmanned Surface Vehicle for Oceanographic studies. Global Oceans 2020: Singapore – U.S. Gulf Coast
6. Viktorov R., Knurov M., Unmanned surface vehicle. Education robotic complex with a modular payload. Army – 2022. №4 (37): 79-82 (in Russian).
7. Pushkarev I. Russian Unmanned Surface Vehicles: existing projects and their features. Molodej. Science. Innovation. 2022. V.3: 15-21(in Russian).
8. Unmanned Surface Vehicles for Russian Navy. URL [https://bmpd.livejournal.com/1466166.html] (06.11.2022)
9. Bistrov B., Svetlov M., Kuleshov K. Methodological approaches to substantiate the place and role of unmanned surface vehicle in the armament system of the Russian Navy. Morskoj sbornik. 2018 (in Russian).
10. Frank M., Ovchinnikov K. Design parameters of unmanned vessels: retrospective analysis. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2020; Special Edition 2: 160–164 (in Russian).
11. Maksim O. Frank, Kirill D. Ovchinnikov, Vladimir A. Ryzhov Review of Russian and foreign experience of marine unmanned surface vehicles development, Marine intellectual technologies. 2022. № 3 part 1. P. 22—28
12. Mayer L., Jakobsson M. and other. The Nippon Foundation – GEBCO Seabed 2030 Project: The Quest to See the World's Oceans Completely Mapped by 2030. Marine Geomorphometry, 2018. 8 (2), 63.
13. Newsletter of the Nippon Foundation-GEBCO Seabed 2030 Project. Issue 8: May 2022
14. Greener and cheaper: Crewless vessels are mapping the ocean thanks to an Irish startup. Электронный ресурс. URL: [https://edition.cnn.com/2021/09/07/business/xecean-uncrewed-surface-vessels-ireland-spc-intl/] дата обращения 08.11.2022
15. The New Ocean Explorers. Электронный ресурс. URL: [https://www.popularmechanics.com/technology/infrastructure/a29849406/unmanned-ocean-drones-antarctic-voyage/] дата обращения 08.11.2022
16. Robot boat completes three-week Atlantic mission. Электронный ресурс. URL: [https://www.bbc.co.uk/news/science-environment-53787546] дата обращения 08.11.2022
17. Illarionov G., Laptev K. and ot. To the issue of creating a floating base for marine robotic systems. Technical problems of world ocean exploration, 2019. V.8: 16-22
18. Yurnev A., Saharov B., Sitin A. Underwater accident. Ed. 2. Sudostroenie, 1986.
19. Pasyakin V. Great-grandmother of the modern fleet – 90 years old! Morskoj sbornik №2 of 2004: 56-59
20. Medvedev S. Ocean exploration ship. Tutorial. Sudostroenie, 1971
21. This Is What The Future Belgian & Dutch MCM Motherships Will Look Like. Электронный ресурс. URL: [https://www.navalnews.com/naval-news/2019/05/this-is-what-the-future-belgian-dutch-mcm-motherships-will-look-like/] дата обращения 08.11.2022
22. Unmanned surface vehicle Inspector 125. Электронный ресурс. URL: [https://www.ecagroup.com/en/solutions/unmanned-surface-vehicle-inspector-125] дата обращения 08.11.2022
23. LARS For Future Belgian And Dutch MCM Motherships Successfully Tested. Электронный ресурс. URL: [https://www.navalnews.com/naval-news/2022/01/lars-for-future-belgian-and-dutch-mcm-motherships-successfully-tested/] дата обращения 08.11.2022
24. Тральщик - корабль будущего. Электронный ресурс. URL: [https://topwar.ru/191975-tralschik-korabl-buduschego.html] дата обращения 08.11.2022
25. V 200 skeldar. URL: [https://umsskeldar.aero/v-200-skeldar/] дата обращения 08.11.2022
26. KONGSBERG unveils Vanguard – a game changer in naval operations. Электронный ресурс. URL: [https://www.edrmagazine.eu/kongsberg-unveils-vanguard-a-game-changer-in-naval-operations] дата обращения 08.11.2022
27. VENARI-85 Mine Warfare and Hydrographic Ship. Электронный ресурс. URL: [https://www.naval-technology.com/projects/venari-85-mine-warfare-hydrographic-ship/] дата обращения 08.11.2022
28. Portuguese Navy Unveils New Drone Mothership Project. Электронный ресурс. URL: [https://www.navalnews.com/naval-news/2022/06/portuguese-navy-unveils-new-drone-mothership-project/] дата обращения 08.11.2022
29. IMDEX 2019: ST Engineering Unveils Vanguard 130 Multi-Role Combatant. Электронный ресурс. URL: [https://www.navalnews.com/event-news/imdex-asia-2019/2019/05/imdex-2019-st-engineering-unveils-vanguard-130-multi-role-combatant/] дата обращения 08.11.2022
30. MADEX 2019: HHI Unveils HCX-19 Concept Ship. Электронный ресурс. URL: [https://www.navalnews.com/event-news/madex-2019/2019/10/madex-2019-hhi-unveils-hcx-19-concept-ship/] дата обращения 08.11.2022
31. Royal Navy's New Type 32 Frigate to Serve as Unmanned Systems Mothership. Электронный ресурс. URL: [https://www.navalnews.com/naval-news/2020/11/royal-navys-new-type-32-frigate-to-serve-as-unmanned-systems-mothership/] дата обращения 08.11.2022
32. Water borne improvised explosive devices (WBIED). Report Solace global. Maritime rick. Maritime advisory. 08.03.2018
33. The maritime doctrine of the Russian Federation approved by decree of the President of the Russian Federation of July 31, 2022, № 512. Moscow
34. U.S. Launches 'Digital Horizon' Unmanned & AI Exercise. Электронный ресурс. URL: [https://www.navalnews.com/naval-news/2022/11/u-s-launches-digital-horizon-unmanned-ai-exercise/#prettyPhoto] дата обращения 25.11.2022

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Максим Олегович Франк, аспирант, кафедра проектирования судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: frankmaks95@mail.ru

Maksim O. Frank, PhD student Department of Ship Design, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: frankmaks95@mail.ru

Кирилл Дмитриевич Овчинников, кандидат технических наук, доцент кафедры проектирования судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: ovchinnikov_kd@mail.ru

Kirill D. Ovchinnikov, PhD (Eng), Associate professor of the Department of Ship Design, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: ovchinnikov_kd@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 31.05.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 21.07.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 01.08.2023

ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА THEORY OF SHIP AND STRUCTURAL MECHANICS

Научная статья

УДК 539.422.5, 629.12

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.024>

Применение современных интеллектуальных технологий для проектирования конструкций из полимерных композиционных материалов

В.А. Коршунов¹ vovankorshunov@yandex.ru, Р.С. Мудрик¹ roman.morning@gmail.com,
Д.А. Пономарев¹ ponomarev.smk@corp.smtu.ru, А.А. Родионов¹ rodionovsmk@yandex.ru
¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В данной статье рассмотрен процесс проектирования как один из этапов жизненного цикла конструкций из полимерных композиционных материалов. Для решения особенностей проектирования предлагается система оптимизационного проектирования, которая обеспечивается разработкой цифровой платформы с применением современных интеллектуальных технологий с целью получения изделия с заданными потребительскими свойствами. Архитектуру цифровой платформы, как интеллектуальной системы проектирования и производства опирается на концепцию базы знаний, имеющую трехслойную иерархическую структуру. Выделены наиболее важные составляющие цифровой платформы – подсистема инженерного анализа, подсистема искусственного интеллекта. Рассмотрена структура потока информации при работе цифровой платформы, отмечены особенности применительно к морским инженерным сооружениям. Для демонстрации оптимизационного подхода рассмотрена процедура проектирования с применением инструментов разрабатываемой цифровой платформы.

Ключевые слова: цифровая платформа, композитный материал, расчетное проектирование, оптимизация, параметры напряженно-деформированного состояния, метод конечных элементов, жизненный цикл изделия, база знаний, интеллектуальные технологии.

Финансирование: Исследование выполнено в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2020-094/1 от 10.06.2020

Для цитирования: Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение современных интеллектуальных технологий для проектирования конструкций из полимерных композиционных материалов, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 30—38. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.024

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.024>

Application of modern intelligent technologies for designing polymer composite structures

Vladimir A. Korshunov¹ vovankorshunov@yandex.ru, Roman S. Mudrik¹ roman.morning@gmail.com
Dmitry A. Ponomarev¹ ponomarev.smk@corp.smtu.ru, Aleksandr A. Rodionov¹ rodionovsmk@yandex.ru
¹State marine technical university of Saint-Petersburg, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. This article considers the design process as one of the stages of the life cycle of structures made of polymer composites. In order to solve the peculiarities of design, the system of optimized design is proposed, which is provided by the development of a digital platform using modern intelligent technologies in order to obtain a product with the given consumer properties. The architecture of the digital platform as an intelligent design and production system is based on the concept of a knowledge base with a three-layer hierarchical structure. The main components of the digital platform - subsystem of engineering analysis, subsystem of artificial intelligence - are highlighted. The structure of the information flow during the operation of the digital platform is considered and the peculiarities related to offshore engineering structures are noted. In order to demonstrate the optimization approach, the design process using the tools of the digital platform under development is considered.

Keywords: digital platform, composite material, computational design, optimization, stress-strain state parameters, finite element method, product life cycle, knowledge base, intelligent technologies.

Financial Support: The study was done with a support of the state assignment (Theme No. 075-03-2020-094/1 dates 10 June 2020).

For citation: Vladimir A. Korshunov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov, Application of modern intelligent technologies for designing polymer composite structures, Marine intellectual technologies. 2023. № 3 part 2, P. 30—38. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.024

Введение

Процесс проектирования конструкций или еще шире – инженерных сооружений сложный творческий

процесс, имеющий своей целью формирование новой реальности или перехода к ней. Здесь необходимо учитывать тенденции и пути развития техники, основные факторы, которые определяют

качество изделия или сооружения, методы проектирования и основные этапы создания, материалы и принципы их использования, существующие и перспективные технологии изготовления, критерии работоспособности сооружения и т. п. Важную роль в процессе проектирования играет практика создания и эксплуатации сооружения. Веками человечество накапливало опыт возведения деревянных и каменных конструкций и сооружений, более двухсот лет в качестве конструкционного материала используется железо и сталь. Полимерные композиционные материалы в технике не имеют большой истории, однако они обладают целым рядом преимуществ и их применение может оказаться весьма эффективным. Для того, чтобы повысить качество изделий и сооружений из композиционных материалов и компенсировать отсутствие длительного опыта целесообразно привлекать к процессу проектирования современные интеллектуальные технологии, использующие возможности, предоставляемые вычислительной техникой.

1. Проектирование – этап жизненного цикла

Создание надежных инженерных сооружений, эффективно выполняющих свои функции, представляет собой серьезную проблему. Поскольку даже на этапе проектирования необходимо удовлетворять целому ряду противоречивых требований, по функциональности, технологичности, габаритным размерам, стоимости, массе - все они в той или иной степени отражаются на надежности объекта. В данном случае имеется в виду техническое понятие надежности, как свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных условиях применения, технического обслуживания, хранения и транспортирования. Для обеспечения данной надежности необходимо учитывать и анализировать целых комплекс разнообразных свойств статической и динамической прочности, жесткости, устойчивости и т.д.

Для однозначной оценки того или иного свойства необходим количественный параметр, с помощью которого определяются границы допустимых значений.

Допустимые значения параметров инженерных сооружений устанавливаются в нормативных документах, для морских сооружений — это правила классификационных обществ. Существующие на данный момент времени допустимые значения не обеспечивают полной надёжности и безопасной эксплуатации сооружения, осознавая это, классификационные общества при выдаче соответствующего сертификата явно отказываются от ответственности за безопасность, пригодность для использования или мореходность судна, морского инженерного сооружения, а только удостоверяют, что сооружение соответствует классификационным стандартам общества.

Сам процесс формирования допустимых значений для параметров надежности инженерных сооружений весьма сложен и включает в себя весь опыт проектирования, постройки и эксплуатации.

Проектирование представляет собой один из этапов «жизненного цикла» объекта, поэтому важно учитывать особенности и других этапов, а также назначение создаваемого объекта, направленного на удовлетворения задаваемых потребностей, рисунок 1.

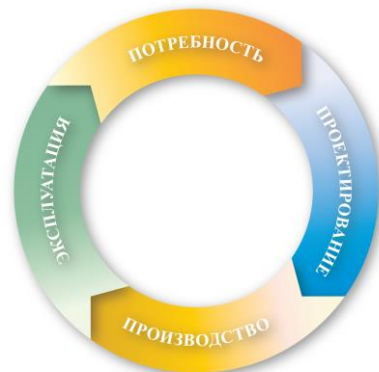


Рис. 1. Проектирование как один из этапов удовлетворения потребности

Потребительские качества создаваемого изделия должны обладать конкурентоспособностью, которые формируются на всех этапах жизненного цикла, начиная с определения потребностей до их удовлетворения. Типовая структура этапов жизненного цикла продукции морской техники представлена на рисунке 2.



Рис. 2. Схема жизненного цикла изделия – продукции морской техники

Сложившаяся к настоящему времени система проектирования изделий и конструкций из полимерных конструкционных материалов (ПКМ) базируется на испытаниях нескольких уровней: образцы, составные узлы, элементы конструкции, конструкция целиком. Расчетные методы, которые при этом используются, достаточно консервативны, что серьезно ограничивает на ранних стадиях проектирования область возможных вариантов конструкции и не позволяет обеспечить получения наилучшего сочетания потребительских свойств изделия. Кроме того, сам процесс проектирования весьма затратен.

Для решения рассмотренных особенностей в настоящей работе предлагается система оптимизационного проектирования, работа которой обеспечивается разработкой цифровой платформы (ЦП) с применением современных интеллектуальных технологий с целью получения изделия с заданными потребительскими свойствами. Разработка цифровой

платформы, как интеллектуальной системы проектирования и производства [1] в плане организации и управления данными опирается на концепцию базы знаний. Она включает в себя базу данных материалов на микро-, мезо- и макроуровне ПКМ, технологий производства, условий эксплуатации и корреляционные связи параметров на всех этапах жизненного цикла.

2. Архитектура цифровой платформы проектирования

Развитие судостроения в области применения ПКМ и создания новых типов конструкций и объектов приводит к необходимости использования сложных междисциплинарных систем проектирования, в частности систем автоматизированного проектирования (САПР). На сегодняшний день рынок САПР достаточно разнообразен и обладает гибким и универсальным функционалом. Значительную часть здесь занимают зарубежные системы, которые ориентированы на нормы и правила, отличающиеся от российских стандартов.

При автоматизированном проектировании можно выделить несколько стадий разработки: проведение исследований (эскизное проектирование), техническое проектирование и рабочее проектирование [2]. Последние два наиболее универсальны, т.к. решаемые задачи носят инвариантный характер системы. Если для системы технического и рабочего проектирования основой является работа с объектом на уровне геометрической модели, исследовательские системы в приоритете используют методы математического программирования, статистической обработки данных, анализ больших данных, машинное обучение и пр. Возможности использования таких систем и программных продуктов становится весьма затруднены, т. к. зачастую являются проприетарными и закрытыми, добавление необходимых алгоритмов и процедур расчетов и обработки информации становится ограниченными или невозможными.

Современная исследовательская платформа проектирования может использовать как готовые программные реализации необходимых математических моделей, так и синтезировать узконаправленные и ориентируемые на проектируемый объект алгоритмы, методы и процедуры. При этом необходимо учитывать, что математическая модель проектируемого объекта должна иметь достаточную полноту и детализацию для сохранения принятых проектных решений на последующих стадиях проектирования. Вариант архитектуры цифровой платформы проектирования представлен на рисунке 3.



Рис. 3. Предлагаемый вариант архитектуры цифровой платформы проектирования

Подсистема инженерного анализа, рисунок 4, предназначена для сопровождения конструкции/изделия практически на всех этапах жизненного цикла: формирование облика объекта и его предварительный анализ на основе ТЗ и функциональных ограничений; выбор или создание конструкционного материала ПКМ, с учетом технологий производства; формирование итоговой конструкции/изделия, выполнение необходимых подробных анализов внешних воздействий, проектирования, прочностного анализа, оптимизации для получения наилучшего варианта технико-эксплуатационных характеристик; эксплуатационный анализ - мониторинг внешних нагрузок и напряженно-деформированного состояния объекта при его эксплуатации и утилизации. Работа инженерной подсистемы реализуется на алгоритмах аналитических и численных процедур, заложенных в расчетное ядро цифровой платформы, а также на расширяемой базе знаний за счет включения новых процессов.

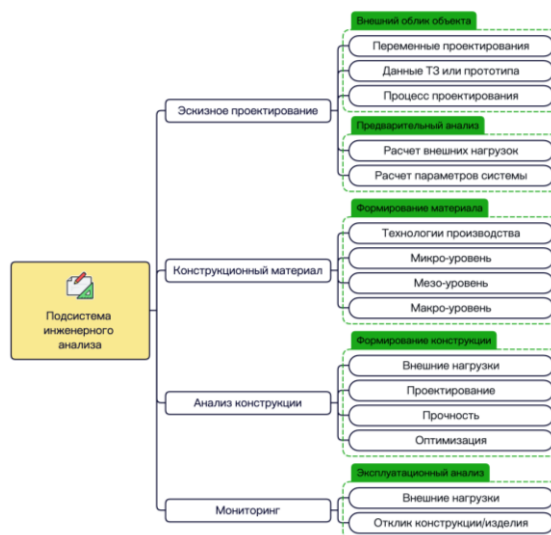


Рис. 4. Функциональная схема подсистемы инженерного анализа

Несмотря на большой опыт проектирования конструкций объектов из полимерных композиционных материалов, вопрос планирования процессов проектирования – выбор материала и технологии производства, проведение испытаний, анализ напряженно-деформированного состояния – остается достаточно сложной задачей. В первую очередь это связано с тем, что в отличие от традиционных конструкционных материалов, ПКМ являются материалами со сложной структурой, которая приводит к анизотропным свойствам конечного конструкционного материала, зависит от технологии производства и геометрии конструкции. Обязательной фундаментальной составляющей платформы должна быть база знаний, которая позволяет собирать, хранить и повторно использовать существующие знания о процессе производства и проектирования.

Методы инженерии, основанной на знаниях [3-4], могут использоваться для реализации рассмотренной выше системы: инжиниринг, основанный на знаниях, направлен на сбор и повторное использование инженерных знаний,

которые также называются знаниями предметной области, для сокращения времени и затрат на проектирование. Для реализации предлагаемой базы знаний ее различные компоненты и их отношения должны храниться с использованием структурированных и формализованных представлений, которые можно рассматривать как реализацию объектно-ориентированной парадигмы в области инженерных знаний [5-7]. Схема формирования слоев базы знаний представлена на рис.5.

 Данные	Физико-механические свойства ПКМ
	Технологические данные производства
	Эксплуатационные данные (мониторинг)
 Знания	Нормативные документы
	Технологические инструкции
	Профильные стандарты
	Функциональные ограничения для конструкции/изделия
 Управление	Методики и правила проектирования
	Выбор конструкционного материала
	Проверка технологичности
	Расчет стоимости
	Валидация и верификация

Рис.5. Трехслойная иерархическая структура базы знаний

За взаимодействия модулей и подсистем цифровой платформы, а также за взаимодействие с инженером и проектантом отвечает сервисная подсистема. В ее состав входит пользовательский интерфейс, который позволяет работать с базой знаний, выполнять инженерный анализ, прогнозировать выбор материала с требуемыми свойствами и обеспечивать мониторинг состояния изделия на основе машинного обучения. Еще одной важной составляющей является формирование расчетной процедуры. Работа данного компонента строится на алгоритмах и методиках, которые осуществляют связь отдельных модулей и подсистем, а также передачу данных и знаний. Таким образом сервисная подсистема объединяет основные компоненты, с которыми работает пользователь, в единую оболочку или экосистему.

Важной частью ЦП является подсистема искусственного интеллекта, которая реализует технологии и алгоритмы анализа больших данных, машинного обучения и искусственного интеллекта для решения практических инженерных задач, нахождения оптимальных параметров проектируемого изделия в кратчайшие сроки за счет построения моделей сокращенной (редуцированной) размерности (Reduced Order Model, ROM), а также прогнозирования состояния изделия при эксплуатации.

Анализ больших данных направлен на обработку данных по виртуальным и натурным испытаниям материала и изделия. Виртуальные испытания служат не только для оценки будущих характеристик конструкционного материала, но и для формирования достаточного объема синтетических экспериментальных данных. Данные будут содержать информацию о поведении объекта в

широком диапазоне сценариев механического нагружения, что необходимо для алгоритмов машинного обучения.

Анализ больших данных также служит для прогнозирования отклика конструкции, включающего в себя внешнюю нагрузку, напряженно-деформированное состояние, несущую способность на этапе эксплуатации объекта.

Применение современных возможностей искусственного интеллекта совместно с технологией оптимизации позволят в кратчайшие сроки прогнозировать оптимальные параметры реального объекта. Таким образом создание и развитие подсистемы искусственного интеллекта в рамках цифровой платформы проектирования охватывает весь жизненный цикл изделия: от его эскиза и формирования конструкционного материала до мониторинга его состояния при эксплуатации. Структура данной подсистемы представлена на рисунке 6.



Рис.6. Структурная схема подсистемы искусственного интеллекта

В отличие от традиционного подхода проектирования, цифровая платформа ориентирована на оптимизационное проектирование. В этом случае, на входе инженер-конструктор имеет дело только с проектными характеристиками изделия и функциональными ограничениями и далее, с помощью современного компьютерного моделирования и технологий оптимизации на выходе получает оптимальный проектный вариант – прототип – в виде компьютерной модели. После виртуальных испытаний происходит переход к натурным испытаниям и необходимая модификация. В случае удовлетворения целевых показателей и сформулированных ограничений изделие передается в производство. В специализированные модули входит модуль оптимизации, который включает в себя три современных направления [8]:

- Параметрическая оптимизация – процесс, связанный с обеспечением оптимального ряда переменных проектирования изделия, основанный на поиске экстремумов целевой функции с заданными ограничениями на переменные состояния;
- Топологическая оптимизация – оптимизация, позволяющая оптимально распределить материал в рамках задаваемого объема с точки зрения его жесткости и других физико-механических параметров с заданными ограничениями;

• Топографическая оптимизация – особый класс оптимизации формы, который можно использовать для изменения форм оболочечных конструкций путем изменения рельефа поверхностей.

Адаптация всех трех направлений оптимизации к конструкциям из ПКМ выводит проектирование на новый уровень. В данном случае оптимизация затрагивает не только форму, размеры и другие геометрические параметры изделия, но также и оптимальное использование слоистой структуры композитов (оптимальное армирование), оптимизацию технологических процессов, охватывая основные направления создания: геометрия – материал – технологии – производство.

3. Структура потока информации ЦП

Важной задачей функционирования цифровых платформ является обеспечение мгновенного доступа к ключевой информации и, что более важно, методам анализа такой информации, ее кастомизации под цели и задачи каждого конкретного пользователя и помощь в принятии ключевых решений, как в рамках одной частной задачи, так и в рамках стратегических задач всей системы.

При проектировании конструкций из ПКМ как правило в первую очередь возникает вопрос оценки физико-механических характеристик материала. Свойства ПКМ в общем случае зависят от типа исходных материалов, выбранной технологии, а также выбора завод-изготовителя, в этом основное отличие от изотропных материалов. На рисунке 7 показана схема описания работы платформы в форме движения информации и обработки данных. Здесь данные, которые подаются на вход в систему, основываются на требованиях технического задания проектируемой конструкции. Входящие данные в общем случае можно классифицировать по группам:

- данные, характеризующие функционирование проектируемой конструкции;
- данные по выбору геометрической формы проектируемой конструкции;
- данные по технологии производства проектируемой конструкции с учетом обеспечения формы и функций при изготовлении;
- данные по исходным материалам, их свойствам и свойствам готового ПКМ.

Такая организация данных позволяет в полной мере включить материал в общую информационную цепочку по проектируемой конструкции, учесть такую особенность ПКМ как изготовление материала в один цикл с конструкцией, когда проектанту необходимо более подробно работать с технологией и материалами, и, в соответствии с этим прогнозировать возможные преимущества и недостатки без дорогостоящих натурных испытаний.

Выбор основных категорий входящей информации, рисунок 7, в первую очередь связан с задачей сделать платформу универсальной для различных типов и форм конструкций, используемых в различных отраслях промышленности, а также основан на структуре, предложенной в [9].

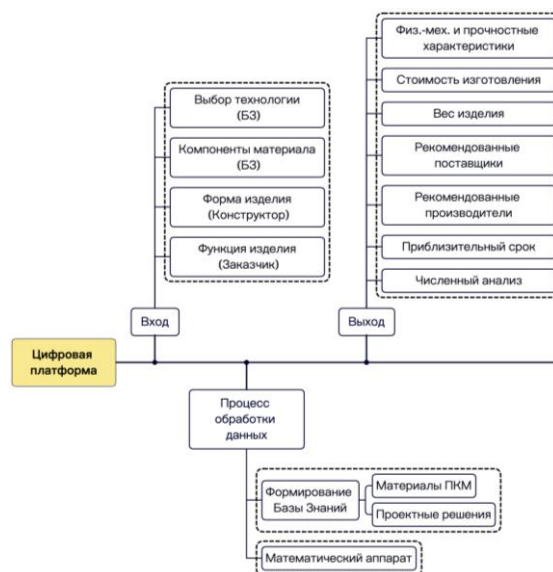


Рис. 7. Структурная схема потока информации ЦП

Зачастую материалоемкость будущей конструкции из ПКМ сложно прогнозировать с необходимой точностью. В связи с этим характеристики либо завышаются в безопасную сторону с большим запасом, либо оказываются заниженными ввиду не учета формирования технологического процесса. В случае больших запасов по материалоемкости завышается масса изделия и оказывается, что, казалось бы, очевидные преимущества использования ПКМ, согласно расчетам, не приводят к снижению веса относительно металлической конструкции. Это может происходить по нескольким причинам: отсутствие подтвержденных физико-механических характеристик, применение завышенных коэффициентов запаса прочности и устойчивости, недостаточное обоснованный выбор технологии изготовления и т.д. При этом рассчитанная на основе материалоемкости стоимость изделия может оказаться значительной. В случае занижения материалоемкости действительные экономические и эксплуатационные характеристики не удовлетворяют первоначальным требованиям и приходится пересматривать бюджет проекта и вводить неучтенные статьи затрат. Все это приводит к негативным последствиям относительно применения ПКМ, особенно в гражданском сегменте. В случае применения ПКМ действительное значение материалоемкости можно определить при работе с исходными компонентами материала, технологии, технологических возможностей предприятия, формы будущей конструкции, а также по результатам необходимых расчетов прочности и надежности.

Предлагаемая цифровая платформа не противоречит, используемой на практике схеме сертификации конструкций из ПКМ, а дополняет и расширяет ее возможности. Возможность рассмотрения большего количества типов ПКМ на начальной стадии проектирования, рассмотрение технологических факторов, проведение различных типов анализа расширит возможности проектанта и обеспечит экономию большого количества средств и времени.

В качестве выходной информации цифровой платформы выдается широкий диапазон данных, полезных для разных специалистов. В первую очередь характерности, связанные с техническими и экономическим показателями, анализируемые руководителями проектов для принятия основных решений. На данном этапе разработки цифровой платформы в первую очередь формируются данные, необходимые для расчетов прочности и надежности проектируемой конструкции. В дальнейшем выходные параметры группируются по ролям специалистов, принимающих участие в разработке. С учетом этих признаков будет структурироваться и входящая информация.

Процесс обработки входящих данных в цифровой платформе основывается на двух блоках: на базе знаний и подсистеме инженерного анализа, которая задействует расчетное ядро из специализированных модулей, рисунок 8. Первый блок связан с созданием постоянно обновляемой базы по материалам, технологиям, производителям, поставщикам исходных компонентов, а также сертифицирующих организаций и в конечном итоге по проектным решениям. Данная база знаний является по своей сути концентрацией существующего опыта и знаний в области ПКМ, которая должна помогать и ориентировать проектантов в его деятельности, связанной с разработкой проектируемых отдельных элементов конструкции и сертификации всего изделия. Другим модулем обработки входящих данных является математический аппарат для прогнозирования прочностных характеристик ПКМ, т.к. данные, полученные в результате анализа прочности и надежности, выбор толщин и основных геометрических размеров являются ключевыми для генерации выходящей информации. При этом зачастую проведение натурных испытаний является достаточно дорогостоящими и на этапе эскизного и концептуального проектирования приводят к большим финансовым затратам. Данный модуль предлагается использовать в соединении с отечественным конечно-элементным комплексом и в перспективе дополнением встроенного расчетного ядра, для выполнения независимых расчетов, по аналогии с существующими зарубежными аналогами (Mi Granta – Ansys; Digimat – MSC Nastran). Модуль генерирует исходные данные и постановку конечно-элементного анализа. Для повышения точности прогнозирования физико-механических характеристик предлагается рассматривать все уровни ПКМ (микро-, мезо- и макроуровень). При этом пользователю предоставляется возможность применять как простейшие аналитические зависимости, не требующие специальных профильных знаний по материалам, так и более сложные математические модели специального анализа свойств ПКМ. В том числе предлагается применение RVE (репрезентативные объемные элементы (РОЭ)) моделей и проведение автоматизированных МКЭ расчетов, выполненных в виде отдельного компонента цифровой платформы. Для повышения точности прогнозирования предлагается ввести корреляционные зависимости между рассматриваемыми уровнями, основанные на статистических данных, а также на свойствах ПКМ близких по характеристикам, но имеющих экспериментальное подтверждение.

Включение математического аппарата в процесс обработки данных обеспечивает способность давать базовые рекомендации проектанту по выбору системы армирования, типа армирующего или типа связующего материала для достижения необходимых ему прочностных и жесткостных характеристик. Расчеты по аппарату прогнозирования предлагается сохранять в отдельном модуле базы данных в случае применения сочетания армирующего и связующего материала в реальном проекте, сравнение с экспериментально полученными характеристиками. Такое сравнение с реальными данными позволит отслеживать результаты применения используемых методов, совершенствовать постановки, вводить поправочные коэффициенты и т.д.

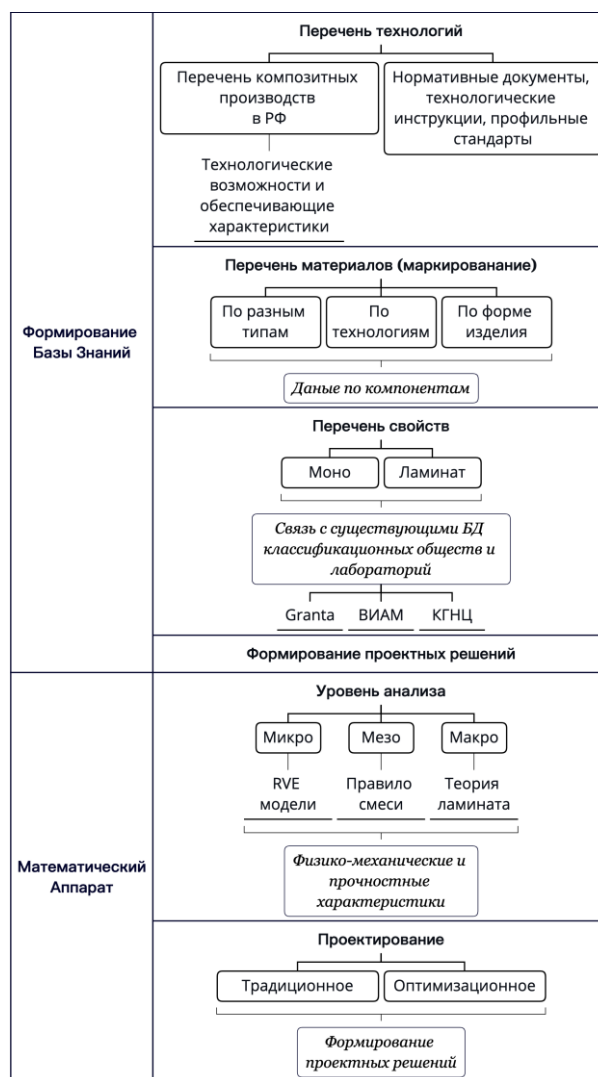


Рис. 8. Структурная схема процесса обработки данных

4. Оптимизационное проектирование приводного вала

Для демонстрации оптимизационного подхода к проектированию конструкции из ПКМ в настоящей работе рассмотрен приводной вал из углепластика, рисунок 9.

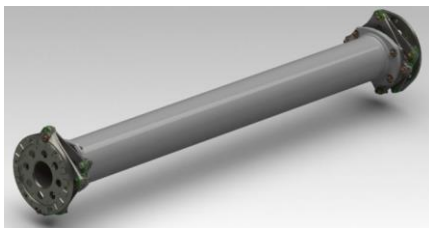


Рис.9. Модель приводного вала

Само проектирование представляется как многоэтапный процесс. Во-первых, определяются компоненты ПКМ и формируется конструкционный материал, который связан с определением и оптимизацией направлений армирования и последовательности укладки слоев на основе анализа требований к конструкции. Во-вторых, с помощью процедур оптимизации с использованием аппроксимации поверхности отклика для ограничений определяется толщина слоев для различных систем армирования, выполняется анализ прочностных и динамических параметров вала. Такая поэтапная оптимизация снижает количество переменных, участвующих в процессе проектирования и, соответственно, сложность задачи.

В качестве функциональных и технологических ограничений при проектировании рассматриваются:

- прочность на предельный крутящий момент. Анализ предельных состояний проводится из учета разрушения одного монослоя по критерию Цай-Хилла (Tsai-Hill) [10];
- вибрация, для исключения эффектов резонанса собственные частоты не должны превышать предельное значение;
- потеря устойчивости при кручении не допускается;
- технологические ограничения в зависимости от метода изготовления.

Для формирования конструкционного материала используется процедура расчета гомогенизации свойств монослоя и ламината, на основе данных о компонентах ПКМ. Данный алгоритм реализован в виде модуля подсистемы инженерного анализа цифровой платформы. Разработанный расчетный модуль встроен в программную систему работы с материалами ПКМ. Данные компонентов считываются из базы знаний, а после выполнения расчетной процедуры полученные характеристики для монослоев и ламинатов сохраняются в базе знаний и могут быть использованы повторно. На каждом этапе расчета могут быть внесены необходимые изменения.

Для построения поверхностей отклика используется метод конечных элементов (МКЭ) с использованием многослойных оболочечных конечных элементов. Пример конечно-элементной модели представлен на рисунке 10.

После определения ориентации армирования и последовательности укладки слоев расчетными переменными проектирования рассматриваются толщины слоев, которые могут плавно изменяться в заданном диапазоне, который регулируется технологическими и эксплуатационными

ограничениями. В общем процедуру оптимизации данного этапа можно представить в виде двух [11]:

- получение поверхностей отклика для функции цели и ограничений, которые включают в себя генерации точек выборки параметров проектирования, анализа напряженно-деформированного состояния модели и выполнения регрессионного анализа;
- оптимизация на основе градиентного метода с использованием сгенерированных поверхностей отклика.

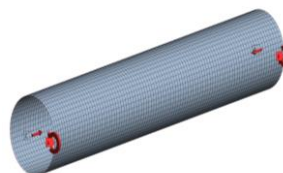


Рис. 10 Конечно-элементная модель с силовыми граничными условиями

Однако следует отметить, что на практике получаемый результат оптимизации является теоретическим. Так, например, для технологии намотки, которая как правило используется для изготовления тел вращения, известна толщина филаментной ленты, что накладывает технологическое ограничение на полученный результат. Поэтому для получения технологичной конструкции толщина теоретически оптимальной конструкции корректируется, и полученная «рациональная» конструкция является главным результатом оптимизационного проектирования. При этом данный анализ может быть выполнен перед процедурой оптимизации, но в таком случае параметры проектирования будут формировать дискретные, а не непрерывные выборки для формирования поверхностей отклика.

Поскольку поверхности отклика, используемые при оптимизации, являются приближением к реальным зависимостям между толщиной и ограничениями конструкции, необходимо выполнять проверочные расчеты [12]. Пример результатов расчета прочности и устойчивости при кручении для рассматриваемого вала представлен на рисунке 12.

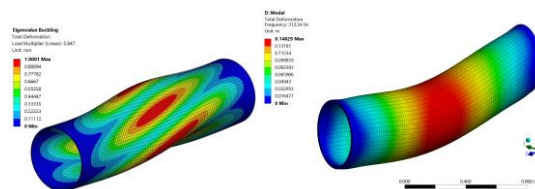


Рис. 12 Результаты проверочного расчета в виде полей перемещений при анализе прочности и устойчивости

Сопоставление данных поверхностей отклика и конечно-элементных расчетов позволяет оценить приемлемость получаемого результата. Также такое сопоставление позволяет выявить активное ограничение в процессе оптимизации, определить коэффициенты запаса. Все полученные результаты дополняют имеющиеся данные в базе знаний, тем самым расширяя возможности последующего

проектирования валов средствами цифровой платформы.

Заключение

В рамках настоящей работы предложена цифровая платформа для развития и совершенствования оптимизационного проектирования конструктивных схем из полимерных композиционных материалов, направленных на повышение надежности и безопасности конструкций и изделий. В предложенном варианте архитектуры проведена организация отдельных подсистем, чтобы в полной мере включить материал ПКМ в общую информационную цепочку по проектируемой конструкции, что позволяет прогнозировать возможные преимущества и недостатки без дорогостоящих натурных испытаний. Рассмотрена организация информационных потоков, осуществляющая связь между исходными данными и выходящими параметрами. Отмечена важность внедрения в цифровую платформу современных методов искусственного интеллекта и машинного обучения для получения оптимальных проектных решений и прогнозирования отклика объекта при эксплуатации. Наложение традиционных подходов

проектирования на передовые возможности в сфере вычислительных процедур и экспериментальной базы, а также глубокого анализа особенностей разработки изделия из ПКМ является развитием цифрового проектирования и повышает эффективность решения междисциплинарных задач с учетом различных внешних условий.

Для демонстрации работы и взаимодействия подсистем разрабатываемой цифровой платформы приведен пример расчетного проектирования и оптимизации конструкции, материала и технологии производства судового вала из ПКМ.

В совокупности применение методов расчетного и оптимизационного проектирования, организованная и структурированная система баз знаний в рамках единой цифровой платформы закрывает значительную долю области неопределенности при работе с ПКМ на начальных этапах и ускоряет реализацию проектов в области исследований и разработок с применением современных полимерных материалов, позволит сделать процесс разработки объектов из ПКМ более доступным и прозрачным для специалистов на всех этапах жизненного цикла.

Литература

1. Xiong Y , G Dharmawan A , Tang Y , et al. A knowledge-based process planning frame- work for wire arc additive manufacturing. *Adv Eng Inform* 2020;45:101135
2. Гайкович А.И. Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов. В 2т. Т.2 Анализ и синтез системы «Корабль». – СПб.: Изд-во НИЦ МОРИНТЕХ, 2014
3. K. Amadori, M. Tarkian, J. Ölvander, P. Krus, Flexible and robust CAD models for design automation, *Adv. Eng. Inform.* 26 (2012) 180–195, <https://doi.org/10.1016/j.aei.2012.01.004>
4. W.J.C. Verhagen, P. Bermell-Garcia, R.E.C. Van Dijk, R. Curran, A critical review of Knowledge-Based Engineering: an identification of research challenges, *Adv. Eng. Inform.* 26 (2012) 5–15, <https://doi.org/10.1016/j.aei.2011.06.004>
5. Yan Lu, Zhuo Yang, Douglas Eddy, Sundar Krishnamurty, Self-improving AM Knowledge Management, *Proceedings of the ASME 2018 International Design Engineering Technical Conferences & Computers & Information in Engineering Conference*
6. G. La Rocca, Knowledge based engineering: between AI and CAD. Review of a language based technology to support engineering design, *Adv. Eng. Inform.* 26 (2012) 159–179
7. Nazarux W., Osis J. An overview of knowledge representation using frames. *Advances in Model-Driven Architecture in Software Engineering*. Y. Razali red. Hershey, PA: IGI Global, 2021, pp. 46–63.
8. Коршунов В.А., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Современная методология оптимизации силовых схем конструкций. *Труды Крыловского государственного научного центра*. 2020; Специальный выпуск 1: 73–81.
9. *Material selection in mechanical design*, Michael F. Ashby, 2016
10. Daniel, Isaac M. *Engineering mechanics of composite materials* /Isaac M. Daniel, Ori Ishai.-2nd ed. 2006
11. Cherniaev, A., & Komarov, V. (2015). Multistep optimization of composite drive shaft subject to strength, buckling, vibration and manufacturing constraints. *Applied Composite Materials*, 22(5), 475–487
12. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Проектировочные расчеты судовых валов из полимерных композиционных материалов. *Морские интеллектуальные технологии*, Научный журнал № 4 т.2 2021 с.38-44

References

1. Xiong Y , G Dharmawan A , Tang Y , et al. A knowledge-based process planning frame- work for wire arc additive manufacturing. *Adv Eng Inform* 2020;45:101135.
2. Gajkovich A.I. *Teoriya proektirovaniya vodoizmeshchayushchih korablej i sudov*. V 2t. T.2 Analiz i sintez sistemy «Korabl'». – SPb.: IZD-VO NIC MORINTEKH, 2014.
3. K. Amadori, M. Tarkian, J. Ölvander, P. Krus, Flexible and robust CAD models for design automation, *Adv. Eng. Inform.* 26 (2012) 180–195, <https://doi.org/10.1016/j.aei.2012.01.004>
4. W.J.C. Verhagen, P. Bermell-Garcia, R.E.C. Van Dijk, R. Curran, A critical review of Knowledge-Based Engineering: an identification of research challenges, *Adv. Eng. Inform.* 26 (2012) 5–15, <https://doi.org/10.1016/j.aei.2011.06.004>
5. Yan Lu, Zhuo Yang, Douglas Eddy, Sundar Krishnamurty, Self-improving AM Knowledge Management, *Proceedings of the ASME 2018 International Design Engineering Technical Conferences & Computers & Information in Engineering Conference*
6. G. La Rocca, Knowledge based engineering: between AI and CAD. Review of a language based technology to support engineering design, *Adv. Eng. Inform.* 26 (2012) 159–179

7. Nazarux W., Osis J. An overview of knowledge representation using frames. Advances in Model-Driven Architecture in Software Engineering. Y. Razali red. Hershey, PA: IGI Global, 2021, pp. 46–63.
8. Korshunov V.A., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Up-to-date methodology for optimization of structural force diagrams. Transactions of the Krylov state research center. 2020; Special Issue 1:73-81.
9. Material selection in mechanical design, Michael F. Ashby, 2016
10. Daniel, Isaac M. Engineering mechanics of composite materials /Isaac M. Daniel, Ori Ishai.-2nd ed. 2006
11. Cherniaev, A., & Komarov, V. (2015). Multistep optimization of composite drive shaft subject to strength, buckling, vibration and manufacturing constraints. Applied Composite Materials, 22(5), 475-487.
12. Korshunov V.A., Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Designing of ship shafts made of polymer composite materials. Marine intellectual technologies, Scientific journal № 4 part 2 2021, 38-44.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Владимир Александрович Коршунов, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: vovankorshunov@yandex.ru

Роман Сергеевич Мудрик, аспирант кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: roman.morning@gmail.com

Дмитрий Александрович Пономарев, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля Санкт-Петербургский государственный морской технический университет 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3 e-mail: ponomarev.smk@corp.smtu.ru

Александр Александрович Родионов, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Vladimir A. Korshunov, Ph.D. (Eng), Associate professor at the Department of ship structural mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: vovankorshunov@yandex.ru

Roman S. Mudrik, graduate student of department of ship mechanics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: roman.morning@gmail.com

Dmitry A. Ponomarev, Ph.D, in Technology, associate professor of department of ship mechanics State marine technical university of Saint-Petersburg Lotsmanskaya, 3, St, Petersburg 190121, Russian Federation e-mail: ponomarev.smk@corp.smtu.ru

Aleksandr A. Rodionov, Dr.Sci.(Eng), Professor, the head of the Department of ship structural mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 28.03.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 08.06.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 12.07.2023.

Научная статья

УДК 539.42

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.025>

Применение численных методов для анализа методики проектирования конструктивной защиты судов с ядерными энергетическими установками

В.А. Коршунов¹ vovankorshunov@yandex.ru, Р.С. Мудрик¹ roman.morning@gmail.com,
Д.А. Пономарев¹ ponomarev.smk@corp.smtu.ru, А.А. Родионов¹ rodionovsmk@yandex.ru

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В работе исследуются возможности инженерной методики проектирования конструктивной защиты судов с ядерной энергетической установкой с помощью численных моделей метода конечных элементов. Выполнен анализ инженерного подхода для расчета энергоемкости защитных конструкций. Выявлены допущения о локализации зоны разрушения и принятых механизмов отказа. Предложена корректировка методики, обеспечивающая снижение избыточных запасов. Расчетные модели МКЭ адаптированы к вычислению энергоемкости конструктивной защиты при ее деформировании и разрушении в процессе бортового тарана носовой оконечности другого судна. Назначаемые размеры конечных элементов и расчетные значения предельной деформации в моделях МКЭ определены на основе серии численных расчетов, верифицированных апробированными инженерными методиками. С помощью численных моделей выполнен анализ допущения о линейном суммировании независимо вычисленных энергий разрушения составляющих конструкций для определения полной энергии разрушения конструкций в составе корпуса.

Ключевые слова: конструктивная защита, ядерные энергетические установки, столкновение судов, энергоемкость, метод конечных элементов, разрушение, пластическая деформация.

Для цитирования: Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение численных методов для анализа методики проектирования защитных конструкций судов с ядерными энергетическими установками, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 39—46. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.025

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.025>

Application of numerical methods for analysis of the methodology for designing the structural protection of ships with nuclear power plants

Vladimir A. Korshunov¹ vovankorshunov@yandex.ru, Roman S. Mudrik¹ roman.morning@gmail.com
Dmitry A. Ponomarev¹ ponomarev.smk@corp.smtu.ru, Aleksandr A. Rodionov¹ rodionovsmk@yandex.ru

¹State marine technical university of Saint-Petersburg, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. The paper explores the possibilities of an engineering technique for designing the structural protection of ships with a nuclear power plant using numerical models of the finite element method. An analysis of the engineering approach for the calculation of energy absorption by protective structures is carried out. Assumptions about the localization of the destruction zone and the accepted failure mechanisms are revealed. An adjustment of the methodology is proposed, which ensures the reduction of excess stocks. FEM computational models are adapted to the calculation of the energy absorption of structural protection during its deformation and destruction during the onboard ramming of the bow of another vessel. The assigned sizes of finite elements and the calculated values of the limiting deformation in the FEM models are determined on the basis of a series of numerical calculations verified by proven engineering methods. With the help of numerical models, the analysis of the assumption about the linear summation of independently calculated fracture energies of constituent structures was performed to determine the total fracture energy of structures in the hull.

Key words: structural protection, nuclear power plants, ship collision, energy intensity, finite element method, destruction, plastic deformation.

For citation: Vladimir A. Korshunov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov, Application of numerical methods for the analysis of the methodology for designing the protective structures of nuclear-power vessel. Marine intellectual technologies. 2023. № 3 part 2, P. 39—46. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.025

Введение

Современные суда с ядерными энергетическими установками должны быть оборудованы специальными конструкциями, предназначенными для защиты реакторной установки, ее систем безопасности и хранилищ радиоактивных отходов при навигационных авариях столкновения с другим судном. Проектирование конструктивной защиты выполняется в соответствии с требованиями Правил

РМРС [1] и обеспечено соответствующими методиками [2]. Указанные методики хорошо зарекомендовали себя в практике проектирования в силу относительной простоты и наглядности, однако присущая им консервативность приводит к избыточной во многих случаях металлоемкости создаваемых объектов.

В практике проектирования судовых конструкций все чаще используются высокоточные численные методы. Однако анализ аварийной прочности связан

с моделированием высоко нелинейных процессов деформирования и разрушения, что требует особого внимания к адаптации численных моделей к таким задачам.

В настоящей работе предложен один из вариантов адаптации численных расчетных моделей метода конечных элементов к анализу аварийной прочности защитных конструкций ядерных энергетических установок.

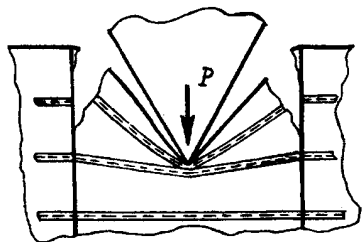
1. Современные инженерные подходы по анализу энергоёмкости корпусных конструкций

В существующих инженерных методиках расчета объёмов повреждений корпусных конструкций судна при столкновении используется условие равенства энергии, поглощенной при разрушении корпусных конструкций и энергии удара [2]. Сама энергия удара при столкновении судов определяется как разность кинетической энергии движения судов до и после столкновения. Полученные разрушения при этом зависят от скорости и водоизмещения таранящего судна, а также формы его носовой оконечности.

Поглощенная энергия в результате разрушения корпусных конструкций при столкновении судов в отечественной практике вычисляется согласно инженерной методике [3, 4], разработанной на базе большой серии экспериментальных исследований.

Схемы разрушения палубного и бортового перекрытий, используемые в методике, представлены на рис. 1.

а)



б)

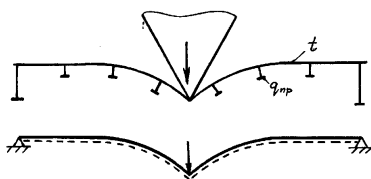


Рис.1. Модели разрушения перекрытий, используемые в инженерной методике [4]: а - палубного; б - бортового

Деформирование и разрушение палубного перекрытия с продольной системой набора представляется как последовательный процесс образования складки настила, ее растяжение, разрыв и образование новой складки за следующим продольным ребром и т.д. Бортовые перекрытия идеализируются жесткопластической струной на жесткопластическом основании.

Основными допущениями здесь являются следующие:

- таранящее судно считается абсолютно жестким, вся энергия разрушения воспринимается корпусными конструкциями таранимого судна;

- полная энергоёмкость корпусных конструкций определяется как сумма энергоёмкостей независимых разрушений ее отдельных элементов;

- зона разрушения ограничивается одной рамной шпацией, поскольку не учитывается изменение ширины носовой оконечности таранящего судна по мере ее внедрения в палубное перекрытие;

- для бортового перекрытия не учитывается прогрессирующее разрушение по мере внедрения наклонного форштевня таранящего судна, поэтому перекрытие исчерпывает сопротивление разрушению при достижении прогибом предельного значения в любой точке перекрытия, т.е.:

$$\begin{aligned} P_{БП}(w > w^*) &= 0, \\ E_{БП}(w > w^*) &= E_{БП}(w^*); \end{aligned} \quad (1)$$

где $P_{БП}(w)$ – усилие сопротивления бортового перекрытия; $E_{БП}(w)$ – энергоёмкость бортового перекрытия; w^* - предельное значение прогиба.

2. Расширение возможностей инженерного подхода

Из допущений инженерного подхода, отмеченных выше, наибольшую консервативность вносят последние два. В частности, последнее предполагает мгновенное распространение трещины по высоте бортового перекрытия после ее начального зарождения. Однако в бортовых перекрытиях имеются продольные связи, которые могут затормозить неконтролируемый рост трещины. Для внесения корректировок в расчетную методику следует подробно рассмотреть процесс деформирования и разрушения бортовых перекрытий с точки зрения инженерного подхода. При этом можно выделить два типа форштевня в зависимости от угла наклона:

- форштевень с большим углом наклона:

$$\text{tg}\beta > \frac{w^*}{h};$$

- форштевень с малым углом наклона:

$$\text{tg}\beta \leq \frac{w^*}{h};$$

здесь за h обозначено расстояние по высоте между ближайшими горизонтальными перекрытиями

В процессе разрушения бортового перекрытия таранящим форштевнем с большим углом наклона выделяются три стадии, показанные на рис. 2:

стадия 1: начальное внедрения форштевня характеризуется увеличением силы сопротивления и области контактного взаимодействия вплоть до зарождения трещины в наиболее напряженной точке с перемещением w^* ;

стадия 2: прогрессирующее разрушение по мере дальнейшего внедрения форштевня, при этом усилие сопротивления и размер области взаимодействия остается постоянным (наклонная красная линия на рис. 2);

стадия 3: характеризуется уменьшением усилия сопротивления и области контактного взаимодействия и заканчивается окончательным разрушением бортового перекрытия.

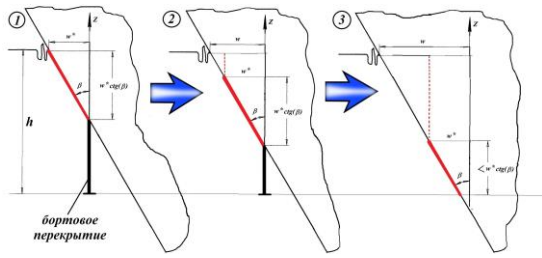


Рис. 2. Три стадии разрушения бортового перекрытия в соответствии с инженерным подходом для форштевня с большим углом наклона

В соответствии с расчетной методикой, как только прогиб перекрытия в какой-либо точке достиг предельного значения w^* считается, что перекрытие разрушилось и энергия деформации больше не накапливается. Из данного допущения следует, что методика ограничена только первой стадией деформирования. В результате энергоёмкость таранимых конструкций оказывается заниженной, что в итоге приводит к увеличению металлоёмкости конструкции. Для исключения этого недостатка предлагается следующая корректировка зависимостей инженерного подхода:

стадия 1: (ограничивается $w < w^*$):

$$P_{\text{БП}}^{\text{кор}} = \sigma_T t^* ctg\beta \left(\frac{aw^2}{2l_3} + bw \right);$$

стадия 2: (ограничивается $h tg\beta \geq w \geq w^*$):

$$P_{\text{БП}}^{\text{кор}} = \sigma_T t^* ctg\beta \left(\frac{aw^{*2}}{2l_3} + bw^* \right) = const; \quad (2)$$

стадия 3: (ограничивается $w^* + h tg\beta > w > h tg\beta$):

$$P_{\text{БП}}^{\text{кор}} = \frac{\sigma_T t^* ctg\beta}{2l_3} [a(w + w^* - h tg\beta) + 2l_3 b](w^* - w + h tg\beta).$$

Энергия деформации для каждой стадии определяется выражением:

$$E_{\text{БП}}^{\text{кор}} = \int_0^w P_{\text{БП}}^{\text{кор}} dw.$$

В процессе разрушения бортового перекрытия таранимым форштевнем с малым углом наклона выделяются две стадии, показанные на рис. 3:

стадия 1: начальное внедрения форштевня характеризуется увеличением силы сопротивления и области контактного взаимодействия вплоть до зарождения трещины в наиболее напряженной точке с перемещением w^* , при этом область контактного взаимодействия распространяется на всю высоту перекрытия;

стадия 2: характеризуется уменьшением усилия сопротивления и области контактного взаимодействия и заканчивается окончательным разрушением бортового перекрытия.

Здесь предлагается следующая корректировка:

стадия 1: (ограничивается $w < w^*$):

$$P_{\text{БП}}^{\text{кор}} = \sigma_T t^* ctg\beta \left(\frac{aw^2}{2l_3} + bw \right), \text{ при } w \leq h tg\beta$$

$$P_{\text{БП}}^{\text{кор}} = \sigma_T t^* \left[\frac{ah}{2l_3} w + bh - \frac{ah^2}{2l_3} tg\beta \right], \text{ при } w > h tg\beta \quad (3)$$

стадия 2: (ограничивается $w^* + h tg\beta \geq w \geq w^*$):

$$P_{\text{БП}}^{\text{кор}} = \frac{\sigma_T t^* ctg\beta}{2l_3} (w^* + h tg\beta - w)(aw + aw^* + 2l_3 b - ah tg\beta),$$

Энергия деформации для каждой стадии будет определяться:

$$E_{\text{БП}}^{\text{кор}} = \int_0^w P_{\text{БП}}^{\text{кор}} dw.$$

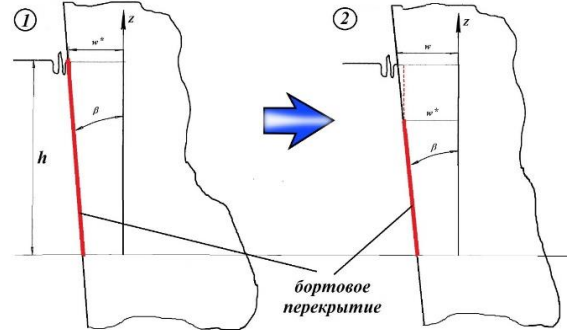


Рис. 3. Две стадии разрушения бортового перекрытия в соответствии с инженерным подходом для форштевня с малым углом наклона

В выражениях (2) и (3) введены обозначения: $\sigma_T = \frac{\int_0^{\epsilon_p} \sigma d\epsilon}{\epsilon_p}$ – расчётный предел текучести условной жёстко-пластической диаграммы деформирования; β – угол между рассматриваемым перекрытием и форштевнем таранившего судна; $t^* = t + \frac{f_p}{a_{\text{шпн}}}$ – приведённая толщина обшивки перекрытия; t – толщина обшивки; f_p – площадь продольного ребра; $a_{\text{шпн}}$ – шпация продольного набора; a, b – безразмерные коэффициенты, определяемые по графикам из [4] в зависимости от \bar{q} ; l_3 – рамная шпация.

Сопоставление изложенных подходов выполнено на примере расчета бортового перекрытия с продольной системой набора, имеющего параметры, представленные в табл. 1. Здесь предполагалось, что жесткость шпангоутов больше критической. Рассмотрены форштевни с углом наклона $\beta=24.5^\circ$ (большой угол наклона) и $\beta=4^\circ$ (малый угол наклона). Дополнительно приведены результаты, полученные по методу конечных элементов (МКЭ) и методу гибких нитей [5], где перекрытие по высоте разбивалось на 200 нитей. В данном методе углы наклона форштевня учитывались степенью деформирования гибких нитей по высоте перекрытия с дальнейшим исключением нити из расчетной процедуры после достижения в ней предельных значений пластических деформаций. Результаты расчетов в виде зависимостей усилия сопротивления и энергопоглощения от глубины внедрения форштевня с большим и малым углами наклона приведены соответственно на рис. 4 и 5.

Таблица 1

Параметры бортового перекрытия

fp, м2	aшпн, м	t, м	t*, м	h, м	l3, м
0.000863	0.52	0.01	0.012	2.6	1.6

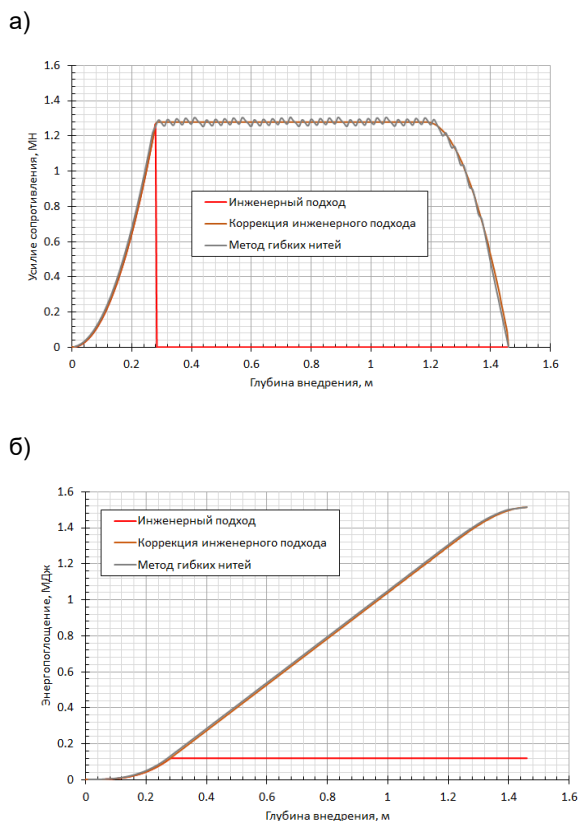


Рис. 4. Усилие сопротивления (а) и энергопоглощение (б) для наклонного форштевня ($\beta=24.5^\circ$), рассчитанные по различным методам

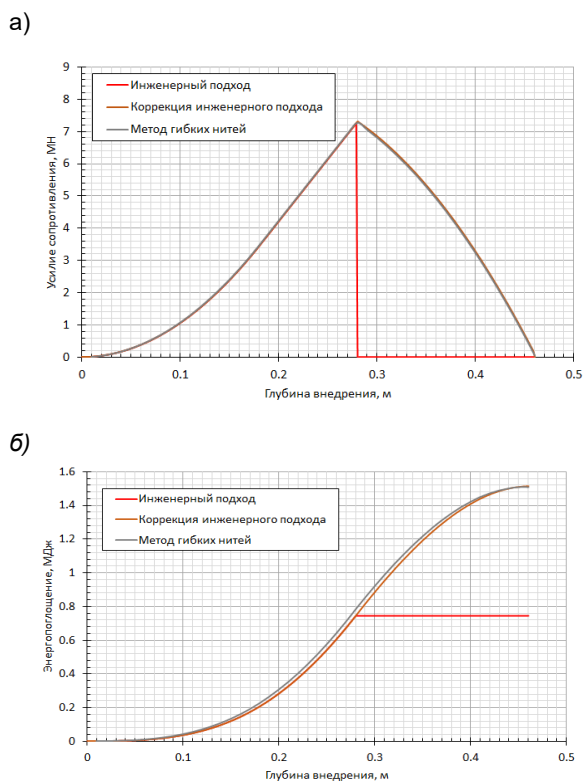


Рис. 5. Усилие сопротивления (а) и энергопоглощение (б) для форштевня с малым углом наклона ($\beta=4^\circ$), рассчитанные по различным методам

Максимальное значение усилия сопротивления, рассчитанное по различным подходам, для наклонного форштевня составляет 1.28 МН, а форштевня с малым углом наклона 7.3 МН. При этом характер кривых для усилий и ограниченной ими площадь, определяющая энергопоглощение, существенно отличаются от инженерной методики на стадиях разрушения бортового перекрытия. В табл. 2 приведены значения энергоемкости бортового перекрытия при его разрушении форштевнем с большим и малым углом наклона, определенные по рассмотренным подходам.

Таблица 2

Энергопоглощение бортового перекрытия при разрушении, МДж

Расчетный метод	Угол наклона форштевня	
	$\beta=24.5^\circ$	$\beta=4^\circ$
Инженерная методика	0.12	0.74
Откорректированная инженерная методика	1.514	1.514
Метод гибких нитей	1.51	1.51
МКЭ	1.3	2.3

Полученные значения энергопоглощения показывают существенный консерватизм инженерной методики, который увеличивается при увеличении расчетного угла наклона форштевня. Если к данному положению добавить не учет изменения ширины носовой оконечности, то расчетная энергоемкость бортового перекрытия будет существенно занижена. Недостатком внесенных корректив и метода гибких нитей является инвариантность полученных результатов энергоемкости к углу наклона форштевня. Исправить данный недостаток можно применением расчетных процедур МКЭ.

3. Адаптация моделей МКЭ к оценке энергоемкости конструкций

Особенности применения расчетных моделей МКЭ для оценки энергопоглощения корпусных конструкций при столкновении рассматривалась на примере конструктивной бортовой защиты (КБЗ) судна с ЯЭУ.

Расчет выполнялся в динамической постановке с явной схемой интегрирования по времени. Учет контактного взаимодействия конструкций при столкновении выполнялся с помощью алгоритмов на основе штрафных функций, учитывающих статическое и динамическое трение. Использовались оболочечные КЭ с размерами, позволяющими адекватно смоделировать форму потери устойчивости пластины при сжатии вдоль короткой стороны.

Процесс разрушения корпусных конструкций моделировался путем исключения из расчетной модели конечного элемента после достижения в нем заданного предельного значения пластической деформации. Величина предельного значения пластической деформации в расчетной модели МКЭ определяет весь процесс разрушения, влияя на форму деформации и объем вовлекаемых в процесс деформирования конструктивных элементов, она зависит как от предельных состояний самого материала, так и от размеров конечных элементов [6,

7]. Оценка этого значения осуществляется с помощью обработки результатов экспериментов разрушения типовых конструкций. В настоящем исследовании предельные пластические деформации оценивались с помощью аналитических зависимостей, которые в свою очередь построены на экспериментальных данных и многократно верифицированы. В соответствии с моделью разрушения палубного перекрытия при действии локальной нагрузки (см. рис.1-а) была разработана расчетная модель метода конечных элементов, по ней в результате серии численных расчетов было определено значение задаваемой предельной пластической деформации, при которой энергия и форма разрушения согласовывалась с инженерным подходом. Полученное значение предельной деформации было использовано в последующих расчетах с помощью МКЭ. Конечно-элементная модель в допущениях инженерной методики и результаты расчета поглощенной энергии разрушения представлена на рис.6. В данном случае принято, что зона разрушения локализуется в пределах шпации бимсов.

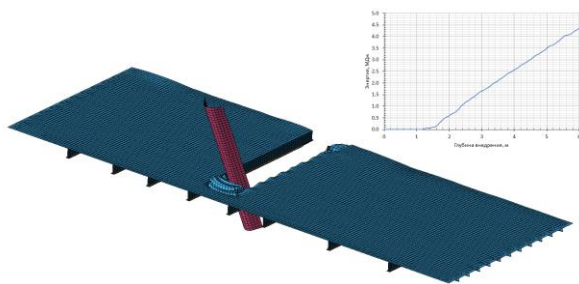


Рис. 6. Конечно-элементная модель разрушения палубного перекрытия и график зависимости поглощенной энергии от глубины внедрения таранящего носа по допущениям инженерной методики

Учет реальной геометрии таранящего носа клиновидной формы изменяет картину разрушения того же самого палубного перекрытия, приближая ее к реальности (рис. 7). В данном случае энергопоглощение возрастает почти в 3,5 раза.

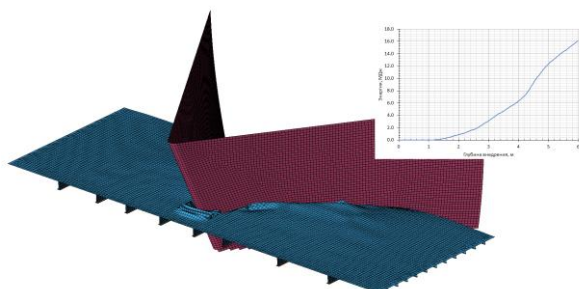
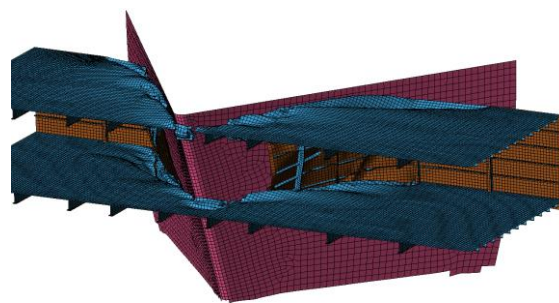


Рис. 7. Конечно-элементная модель разрушения палубного перекрытия и график зависимости поглощенной энергии от глубины внедрения таранящего носа реальной геометрии

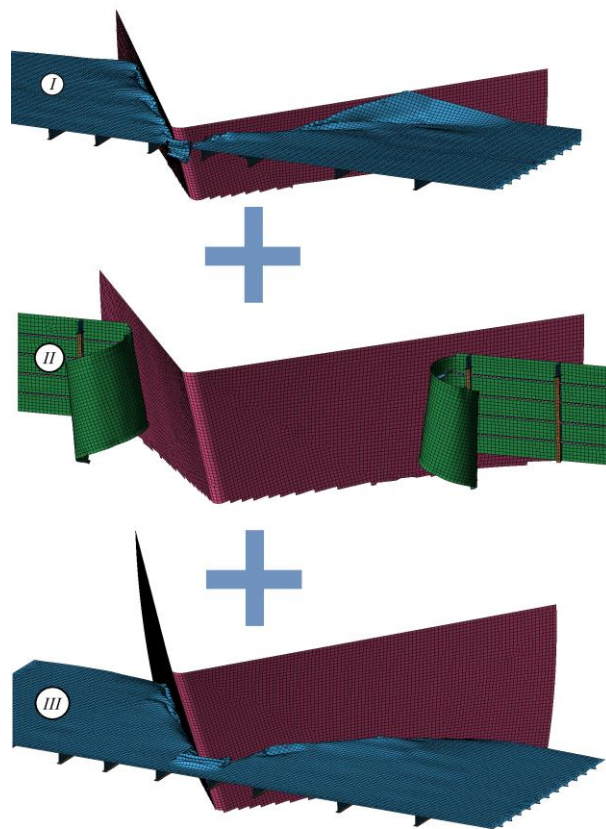
Разработанная расчетная модель МКЭ далее использована для оценки допущения инженерного подхода о линейном суммировании независимо вычисленных энергий разрушения составляющих конструкций для определения полной энергии разрушения отсека. Была выполнена серия расчетов

по МКЭ разрушения конструкций в составе отсека, образованного бортовыми и палубными перекрытиями, а также разрушения изолированных перекрытий, борта и палуб. Картины разрушения рассмотренных вариантов представлены на рис. 8. а)



$$E=47.4 \text{ МДж}$$

б)



$$\sum E=42.6 \text{ МДж}$$

Рис. 8. Форма разрушения и энергопоглощение конструкций в составе отсека: а – цельная конструкция; б – изолированные перекрытия

Формы разрушения палуб как в составе отсека, так и изолированных весьма похожи. Для бортового перекрытия картины различаются существенно, если в составе отсека помимо изгибных деформаций в борту обнаруживается мембранная составляющая за счет соединения с палубами, то для изолированного борта преобладает изгибная деформация.

Наибольший вклад в величину энергопоглощения вносят палубные перекрытия.

Результаты серии расчетов по МКЭ для моделей с различным количеством палуб в варианте отсека и изолированных перекрытий представлены в табл. 3. Здесь рассмотрены расчетные схемы, содержащие две, три и четыре палубы и один, два и три фрагмента бортового перекрытия между палубами, соответственно, погрешность расчетов рассчитана относительно цельной модели.

Видно, что при увеличении количества палуб в два раза и соответственно вертикальных связей в

три раза, погрешности процедуры линейного суммирования энергоемкостей составляющих конструктивных элементов также увеличивается.

Проведенные исследования показывают возможность использования результатов расчета разрушения изолированных составляющих конструкций с последующим суммированием. При этом стоит учитывать, что с усложнением конструкции более сложным будет и характер взаимодействия составляющих, а, следовательно, и погрешность процедуры линейного суммирования энергоемкостей, хотя и в безопасную сторону.

Таблица 3

Расчет энергопоглощения конструкций в составе отсека

Расчетная схема	Энергопоглощение, МДж		δ, %
	В составе отсека	Изолированные перекрытия	
	47.4	$22.1^{(I)} + 4.4^{(II)} + 16.1^{(III)} = 42.6$	11.3
	73.4	$22.1^{(I)} + 4.4^{(II)} + 16.1^{(III)} + 4.3^{(IV)} + 15.7^{(V)} = 62.6$	17.3
	94.2	$22.1^{(I)} + 4.4^{(II)} + 16.1^{(III)} + 4.3^{(IV)} + 15.7^{(V)} + 7.8^{(VI)} + 8^{(VII)} = 78.4$	20.2

Заключение

При проектировании судна с ЯЭУ в соответствии с требованиями классификационных обществ в районе реакторного отсека должна быть предусмотрена конструктивная бортовая защита, которая предотвращает повреждение защитного ограждения, окружающего защитную оболочку реакторной установки, при столкновении с другим судном [8]. Степень эффективности защиты определяется ее энергоемкостью, расчет которой выполняется в соответствии с инженерной методикой. Проведенный анализ этой методики выявил ее консерватизм, приводящий к завышенной металлоемкости проектируемых защитных конструкций атомных судов. Для повышения эффективности инженерной методики предложены корректировки, уменьшающие степень консервативности.

Выполнена адаптация расчетных моделей метода конечных элементов для вычисления энергоемкости

корпусных конструкций судна с ядерной энергетической установкой при его таране. Основными параметрами численной расчетной модели являются значение предельной пластической деформации в зависимости от размера конечного элемента. Показано, что эти параметры могут быть определены с помощью серии численных расчетов, верифицированных апробированными инженерными методиками.

С помощью численных моделей выполнен анализ допущения инженерного подхода о линейном суммировании независимо вычисленных энергий разрушения составляющих конструкций для определения полной энергии разрушения отсека.

Погрешность этого допущения составляет от 10 до 20% в безопасную сторону. Установлено, что с усложнением конструкции более сложным становится и характер взаимодействия составляющих, а, следовательно, и погрешность процедуры линейного суммирования энергоемкостей.

Литература

1. Правила классификации и постройки атомных судов и плавучих сооружений. – Российский морской регистр судоходства, 2018.

2. Minorsky V. U. An analysis of ship collision to protection of nuclear powered plant. Journal of ship research, 1959, vol. 3(1), pp. 1–4.
3. Нестеров А.Б. Исследование эффективности конструктивной бортовой защиты при аварийном столкновении судов // Вопросы судостроения. Сер.: Проектирование судов. – 1984. – Вып. 40. – С. 46–52.
4. Лепп Ю.Ф. Оценка защищенности грузовых помещений от повреждений при столкновениях // Судостроение. – 1980. – № 5. – С. 10–13.
5. Лепп Ю. Ф. Оценка энергоемкости бортовых конструкций танкеров при столкновениях. // Судостроение. - 1978, №8. - С.6-9.
6. Родионов А. А., Го Цзюнь Исследование проблем предельной прочности корпусных конструкций при повреждениях от столкновения судов // Морские интеллектуальные технологии. – 2010. – № 1(7). – С. 13–25.
7. Родионов А. А., Васильев Р. В. Оценка критериев разрушения судовых конструкций при численном моделировании столкновения судов // Морские интеллектуальные технологии. – 2011. – № 4 (14). – С. 7 – 15.
8. Волков Н. Н., Кодацкий С. Б. Конструктивные особенности атомных судов. – Л.: Судостроение, 1971. – 248 с.

References

1. Pravila klassifikacii i postrojki atomny`x sudov i plavuchix sooruzhenij. – Rossijskij morskoy registr sudoxodstva, 2018.
2. Minorsky V. U. An analysis of ship collision to protection of nuclear powered plant. Journal of ship research, 1959, vol. 3(1), pp. 1–4.
3. Nesterov A.B. Issledovanie e`ffektivnosti konstruktivnoj bortovoj zashhity` pri avarijnom stolknovenii sudov // Voprosy` sudostroeniya. Ser.: Proektirovanie sudov. – 1984. – Vy`p. 40. – S. 46–52.
4. Lepp Yu.F. Ocenka zashhishhennosti gruzovy`x pomeshhenij ot povrezhdenij pri stolknoveniyax // Sudostroenie. – 1980. – № 5. – S. 10–13.
5. Lepp Yu. F. Ocenka e`nergoemkosti bortovy`x konstrukcij tankerov pri stolknoveniyax. // Sudostroenie. - 1978, №8. - S.6-9.
6. Rodionov A. A., Go Czzyun` Issledovanie problem predel`noj prochnosti korpusny`x konstrukcij pri povrezhdeniyax ot stolknoveniya sudov // Morskie intellektual`ny`e tehnologii. – 2010. – № 1(7). – С. 13–25.
7. Rodionov A. A., Vasil`ev R. V. Ocenka kriteriev razrusheniya sudovy`x konstrukcij pri chislennom modelirovanii stolknoveniya sudov // Morskie intellektual`ny`e tehnologii. – 2011. – № 4 (14). – С. 7 – 15.
8. Volkov N. N., Kodaczki S. B. Konstruktivny`e osobennosti atomny`x sudov. – L.: Sudostroenie, 1971. – 248 s.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Владимир Александрович Коршунов, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: vovankorshunov@yandex.ru

Роман Сергеевич Мудрик, аспирант кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: roman.morning@gmail.com

Дмитрий Александрович Пономарев, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля Санкт-Петербургский государственный морской технический университет 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3 e-mail: ponomarev.smk@corp.smtu.ru

Vladimir A. Korshunov, Ph.D. (Eng), Associate professor at the Department of ship structural mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: vovankorshunov@yandex.ru

Roman S. Mudrik, graduate student of department of ship mechanics, State marine technical university of Saint-Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: roman.morning@gmail.com

Dmitry A. Ponomarev, Ph.D, in Technology, associate professor of department of ship mechanics State marine technical university of Saint-Petersburg Lotsmanskaya, 3, St, Petersburg 190121, Russian Federation e-mail: ponomarev.smk@corp.smtu.ru

Александр Александрович Родионов, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Aleksandr A. Rodionov, Dr.Sci.(Eng), Professor, the head of the Department of ship structural mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 28.03.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 29.05.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 12.07.2023.

Научная статья

УДК 629.5.015.4

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.026>

Влияние килеватости и конструкции днища на напряженно-деформированное состояние киля при доковании судна

Д.А. Душевский¹ danil.dushevskiy.98@mail.ru, В.А. Манухин² nikal6@mail.ru

¹ЦКБ «Айсберг», ²Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. При доковании судна на днищевые перекрытия со стороны килевой дорожки действуют значительные реактивные усилия, вызывающие местные деформации и напряжения в киле. С днищевых связей усилия передаются в основном на поперечные переборки и в меньшей степени на бортовые перекрытия, что вызывает общий изгиб корпуса судна. Расчеты общей прочности при постановке судов и кораблей в док показывают, что напряжения от общего изгиба корпуса незначительны. Дополнительные местные напряжения от изгиба киля, при использовании балочных моделей либо не учитываются совсем, либо определяются достаточно условно. Альтернативой является использование метода конечных элементов (МКЭ) при достаточно подробном пространственном моделировании связей судна, дока и опорного устройства. В данной работе с помощью 3D конечно-элементного моделирования судна упрощенных обводов исследуется влияние килеватости и конструкции днищевого перекрытия на деформации киля и дополнительные местные напряжения в нем при постановке в сухой док. Расчеты выполнены для восьми моделей судна, имеющих примерно равную общую продольную жесткость корпуса и доковый вес. Килеватость днища варьируется в пределах 0-15° как для моделей с одинарным, так и с двойным дном. Показано, что напряжения в киле вблизи поперечных переборок могут достигать недопустимо больших значений. Килеватость днища приводит к увеличению жесткости днищевых перекрытий и уменьшению местных деформаций киля и его локальной напряженности, причем для моделей с двойным дном указанный эффект проявляется в большей степени. Полученные в статье качественные и количественные оценки могут быть использованы при проектировании подкрепления киля у поперечных переборок.

Ключевые слова: сухой док, днищевое перекрытие, численное моделирование, локальные напряжения, местный изгиб, килевая дорожка.

Для цитирования: Душевский Д.А., Манухин В.А. Влияние килеватости и конструкции днища на напряженно-деформированное состояние киля при доковании судна, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 47—52. DOI:10.37220/MIT.2023.61.3.026

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.026>

Influence of the bottom keel angle and bottom structure on the stress-strain state of the keel when the ship is docked

Danil A. Dushevskiy¹ danil.dushevskiy.98@mail.ru, Vadim A. Manukhin² nikal6@mail.ru

¹CDB "Iceberg", ²State marine technical university of Saint-Petersburg

Abstract. When the ship is docked, significant reactive forces act on the bottom slabs from the keel track side, causing local deformations and stresses in the keel, stringers and floors. From the bottom braces, forces are transmitted mainly to the transverse bulkheads and, to a lesser extent, to the side floors, which causes a general bending of the ship's hull. Calculations of the total strength when ships are docked show that the stresses from the general bending of the hull are insignificant. Additional local stresses from the keel bending, when using beam models, are either not taken into account at all, or are determined quite conditionally. An alternative is to use the finite element method (FEM) in a sufficiently detailed spatial simulation of the ship, dock and support connections. In this work, with the help of 3D finite element modeling of the ship of simplified contours, the influence of the bottom keel angle and the design of the bottom floor on the deformations of the keel and additional local stresses in it during dry docking is investigated. Calculations were made for eight models of the ship, having approximately equal to the total longitudinal rigidity of the hull and dock weight. The bottom keel angle varies between 0-15° for both single-bottomed and double-bottomed models. It has been shown that stresses in the keel near transverse bulkheads can reach unacceptably large values. The increasing of the bottom keel angle leads to an increase in the stiffness of the bottom floors and a decrease in local deformations of the keel and its local strength, and for models with a double bottom, this effect is manifested to a greater extent. Qualitative and quantitative estimates obtained in the article can be used in the design of keel reinforcement at transverse bulkheads.

Key words: dry dock, floor slab, numerical modeling, local stresses, local bending, keel track.

For citation: Vadim A. Manukhin, Danil A. Dushevskiy, Influence of the bottom keel angle and bottom structure on the stress-strain state of the keel when the ship is docked, Marine intellectual technologies. 2023. № 3 part 2, P. 47—52. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.026

Введение

Корабли и суда периодически подвергаются докованию либо в плавучих, либо в сухих доках. На этапе проектирования для каждого проекта разрабатываются схемы докования и выполняются проверочные расчеты прочности при постановке в плавучий или сухой док [1-5], на основе которых в конструкции судна и дока могут быть внесены изменения, связанные с необходимостью подкреплений.

Для расчетов прочности судна и дока при доковании обычно используются балочные модели судна и дока, связанные между собой сплошным упругим основанием (СУО). При этом решается система из двух дифференциальных уравнений, описывающих изгиб судна и дока при действии на них внешних нагрузок и общей реакции СУО. Решение этой системы уравнений позволяет определить изгибающие моменты в судне и в доке, и тем самым проверить их общую прочность. Однако поскольку реакция опорного устройства действует непосредственно на днищевые перекрытия судна и понтоны дока, следует учитывать их конечную жесткость, приводящую к перераспределению реактивных усилий и возникновению локальных деформаций и напряжений при местном двумерном изгибе днищевых перекрытий судна между поперечными переборками и бортами и поперечном изгибе понтонов плавучего дока между башнями.

В 1946 г. академик Ю. А. Шиманский в своей книге [1] предложил методику расчета прочности корабля при постановке в сухой док и при спуске на воду. В ней было предложено учитывать местный изгиб килля, определяя его наибольший прогиб между переборками энергетическим методом. При этом было показано, как учитывать влияние килеватости днища на его жесткость. Для вычисления прогиба перекрытия им предлагались простейшие аппроксимации функций изгиба килля и стрингеров как жестко заделанных балок на поперечных переборках, и флоров, как шарнирно опертых на бортах. В этой же работе приведены выражения для вычисления жесткости опорных устройств – клеток и кильблоков.

Несколько иная схема учета конечной жесткости днищевых перекрытий судна приведена в [3]. Здесь для учета конечной жесткости днищевых перекрытий с несколькими перекрестными связями (ПС) и большим числом балок главного направления (БГН) используется система дифференциальных уравнений, описывающих изгиб ПС под действием неизвестной реактивной нагрузки на среднюю ПС – киль. При этом вводится упрощающее допущение о подобности формы изгиба БГН – флоров. В результате получается система дифференциальных уравнений относительно функций прогиба судна и прогиба килля. Для ее решения вводится упрощающее предположение о распределении податливости перекрытий и предлагается метод последовательных приближений.

Учитывая приближенность и вычислительную трудоемкость описанных выше схем, в работе [7] предложена более простая методика определения локальных напряжений в киле при постановке судна в сухой док на центральную килевую дорожку при нулевой килеватости днища.

Данная работа посвящена исследованию влияния килеватости и конструкции днищевого перекрытия судна на дополнительное локальное напряженно-деформированное состояние (НДС) килля в районе поперечных переборок. Различные аспекты учета килеватости перекрытий при расчетах их прочности содержатся в работах [6,8-10].

1. Методика расчета по балочной модели

Расчеты выполнены для упрощенной модели трехотсечной баржи-площадки в сухом доке. Проекция баржи и ее характеристики указаны на рис.1 и в табл.1.

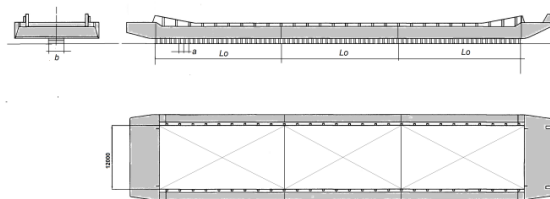


Рис. 1. Баржа-площадка в сухом доке

Таблица 1

Основные данные к расчетам

Угол килеватости, град	0	5	10	15
Высота борта H , м	3,00	3,29	3,58	3,87
Подъем скулы от ОП h , м	0,00	0,61	1,23	1,88
Осадка в грузу T , м	2,20	2,59	2,88	3,17
Длина корпуса L , м	70,0			
Ширина корпуса B , м	15,0			
Расчетное водоизмещение D , т	2100			
Доковый вес D_0 , т	600			
Длина грузовых отсеков L_0 , м	20,0			
Длина килевой дорожки L , м	60,0			

Поперечные сечения корпуса показаны на рис.2.

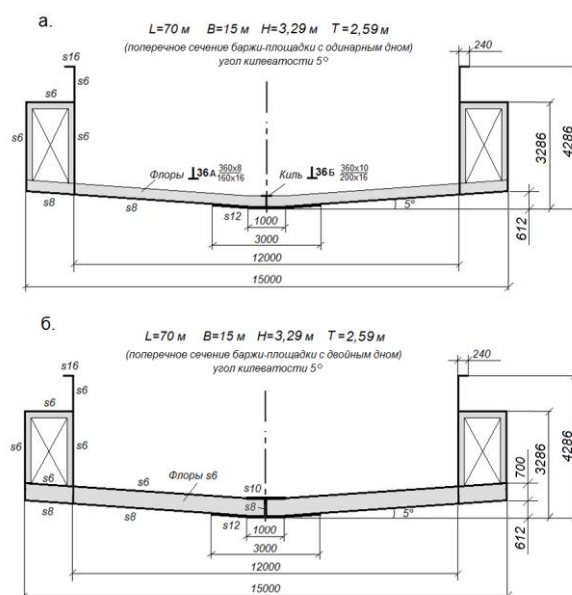


Рис. 2. Поперечное сечение и размеры, мм:
а. - с одинарным дном; б. - с двойным дном

Размеры поперечных сечений баржи-площадки для различной килеватости подобраны из условия

равенства водоизмещения и минимальной высоты надводного борта. При этом вес корпуса меняется незначительно.

Дифференциальное уравнение изгиба баржи на килевой дорожке при нулевом зазоре между килем и килевой дорожкой $D(x)$ имеет вид [4]

$$EI W_c^{IV}(x) + k_{\Sigma}(x)W_c(x) = q(x), \quad (1)$$

где $W_c(x)$ – прогиб баржи; EI – изгибная жесткость корпуса, $q(x) = q$ – погонный вес корпуса; $k_{\Sigma}(x)$ – погонная жесткость упругого основания, которая складывается из жесткости килевой дорожки и жесткости днищевых перекрытий с учетом их конструкции и угла килеватости α

$$k_{\Sigma}(x) = \frac{K_{кб}}{[1 + K_{кб}A_k(x)]d} \quad (2)$$

где $K_{кб}$ – жесткость кильблока; $A_k(x)$ – податливость килея в произвольном сечении с координатой $x \in [0, L]$; d – расстояние между центрами кильблоков.

Для нахождения функции $A_k(x)$ при малом расстоянии a между флорами можно выполнять расчет днищевое перекрытия баржи методом его приведения к перекрестной связи - килеу, лежащему на сплошном упругом основании из балок главного направления - флоров. В этом случае можно использовать известные решения о прогибе балки под сосредоточенной в произвольном сечении единичной силой, и в качестве функции $A_k(x)$ брать огибающую таких прогибов.

Килеватость учитывается введением вместо момента инерции килея I_k приведенного момента инерции $I'_k = I_k + \Delta I_k$, причем поправка ΔI_k определяется выражением

$$\Delta I_k = \frac{tL^3}{k(\gamma)} \sin^2 \alpha, \quad (3)$$

где t – суммарная средняя толщина обшивки днища и настила второго дна; $L=L_o$ – длина отсека; α – угол килеватости; $k(\gamma)$ – коэффициент, зависящий от отношения длины к поперечине перекрытия и от возможности смещения продольных кромок перекрытия в траверсном направлении и определяемый по графику в [6,9].

Для перекрытия баржи-площадки $\gamma=2L_o/B=3,3$. Из-за стесненности траверзных смещений продольных сторон перекрытия принимаем среднее значение $k(\gamma) \approx 140$.

В модели перекрытия учтены киль и флоры, для которых вычислены моменты инерции с присоединенными поясками обшивки. Балки приняты жестко заделанными: киль на поперечных переборках, флоры на продольных переборках.

На рис.3 показана безразмерная функция $\overline{A_k}(x) = A_k(x)EI'_k / (aL_o^3)$ для перекрытия с одинарным дном при угле килеватости 5° в зависимости от координаты $x \in [0, L_o]$ в пределах одного отсека.

На рис.4 показана функция $k_{\Sigma}(x)$ для этого же варианта перекрытия по всей длине килевой дорожки.

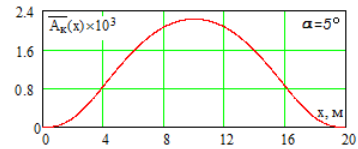


Рис.3. Функция $\overline{A_k}(x)$ при $\alpha=5^\circ$

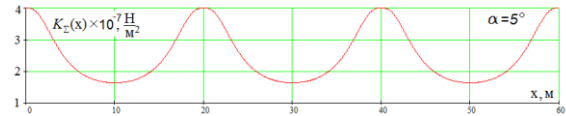


Рис.4. Функция $k_{\Sigma}(x)$ при $\alpha=5^\circ$

Уравнение (1) решается методом Ритца на интервале $x \in [0, L]$. В упрощенной модели баржи-площадки свешивающиеся части корпуса за пределы килевой дорожки не учитывались.

Для прогиба корпуса принимается следующее выражение

$$w_c(x) = a_0 + \sum_{i=1}^4 a_i \cdot y_i(x), \quad (4)$$

где a_0, a_i – коэффициенты, определяемые из условия минимума функционала полной потенциальной энергии системы «баржа - килевая дорожка», а базисные функции $y_i(x)$ имеют вид

$$y_1(x) = \sin \frac{\pi x}{L}, \quad y_2(x) = \sin \frac{3\pi x}{L}, \quad (5)$$

$$y_3(x) = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{L_o} \right), \quad y_4(x) = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{4\pi x}{L_o} \right).$$

Прогиб килея определяется выражением

$$w_k(x) = w_c(x) [1 - k_{\Sigma}(x)A_k(x)d], \quad (6)$$

а прогиб килея относительно корпуса баржи

$$w(x) = w_k(x) - w_c(x) = -w_c(x)k_{\Sigma}(x)A_k(x)d \quad (7)$$

На рис.6 показаны эти три функции для баржи с одинарным дном и углом килеватости 5° .

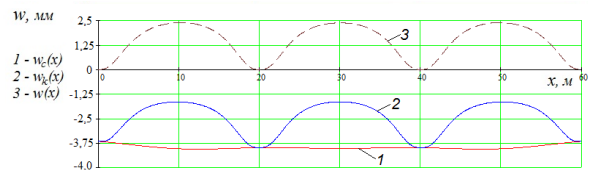


Рис.5. Функции $w_c(x)$, $w_k(x)$ и $w(x)$ при $\alpha=5^\circ$

Из рис.5 видно, что корпус баржи по линии борта прогибается в носу и корме на 6,6 мм, на миделе и поперечных переборках на 7,4 мм, а по линии килея в серединах отсеков на 1,6 мм.

Перерезывающую силу и изгибающий момент в корпусе баржи находим интегрированием нагрузки

$$N_c(x) = N_0 + \int_0^x q_{\Sigma}(x) dx, \quad M_c(x) = M_0 + \int_0^x N(x) dx, \quad (8)$$

где $q_{\Sigma}(x) = q - k_{\Sigma}(x)w_c(x)$; N_0 и M_0 – значения силы и момента при $x=0$, в данном расчете равные нулю.

Перерезывающую силу и изгибающий момент в киле находим дифференцированием функции $w(x)$

$$N_k(x) = EI_k w'''(x), \quad M_k(x) = EI_k w''(x). \quad (9)$$

По усилиям в судне и в киле вычисляем общие и местные нормальные и касательные напряжения.

2. Конечно-элементная модель

Для более точных расчетов и оценки балочной модели (БМ) были созданы восемь конечно-элементных моделей КЭМ-1, КЭМ-2, ..., КЭМ-8 симметричной четверти корпуса баржи-площадки с достаточно мелкой сеткой в районе киля и соответствующими граничными условиями в плоскостях симметрии по диаметральной плоскости и по плоскости мидель-шпангоута. Четыре КЭМ с нечетными номерами соответствуют барже-площадке с одинарным дном при углах килеватости 0°, 5°, 10° и 15° соответственно. Четыре КЭМ с четными номерами для тех же углов килеватости соответствуют барже-площадке с двойным дном. Свешивающиеся за килевую дорожку части корпуса не моделировались. Поперечные сечения были приняты постоянными по всей длине баржи-площадки в соответствии с рис.2. Для моделирования конструкций корпуса, включая обшивку, киль и поперечный набор, использованы конечные элементы тонкой оболочки, для кильблоков – объемные конечные элементы.

Для возможности сопоставления результатов с БМ поперечные переборки моделировались как жесткие диафрагмы. Весовая погонная нагрузка q прикладывалась по линиям пересечения продольных переборок и днища.

Вертикальные перемещения и напряжения в киле в районе А для КЭМ-1 показаны на рис.6-8.

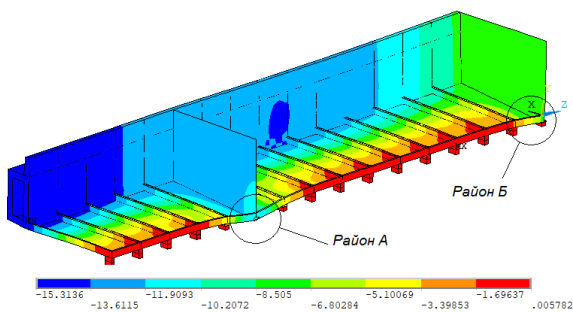


Рис.6. Вертикальные перемещения КЭМ-1, мм

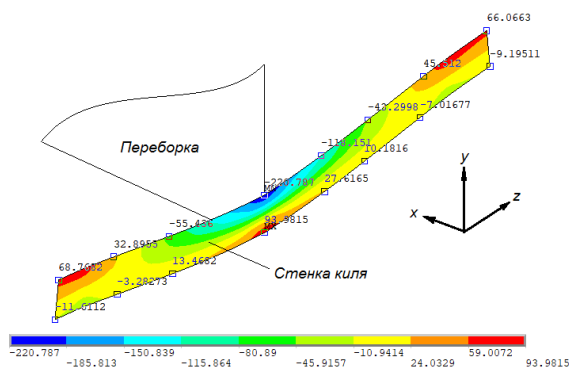


Рис.7. Нормальные напряжения в киле КЭМ-1, МПа

На рис.6-8 хорошо видна местная деформация днищевых перекрытий и локальный изгиб киля у поперечных переборок в районах А и Б.

3. Результаты расчета

Сравнение результатов расчетов по БМ и по КЭМ показывает, что в первой модели податливость днищевых перекрытий оказалась заниженной, что связано с неучетом в ней податливости заделки ПС и БГН, неравномерностью обжатия наиболее нагруженных кильблоков под переборками. Это привело к меньшему относительному изгибу киля в отсеках и меньшему абсолютному смещению и прогибу корпуса. В табл.2 приведены перемещения баржи с одинарным дном при угле килеватости 5°.

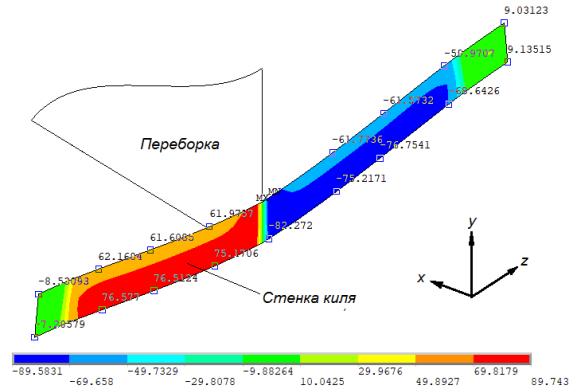


Рис.8. Касательные напряжения в киле КЭМ-1, МПа

Таблица 2
Вертикальные перемещения корпуса

Величина, мм	БМ	КЭМ-1
На переборках среднее	3,8	10,2
На переборках наибольшее	4,0	12,8
На переборках наименьшее	3,6	7,6
Стрелка прогиба корпуса по борту	0,4	6,5
Смещение киля на миделе	1,6	0,4
Стрелка прогиба киля на миделе	2,4	11,3

На рис.9 показаны для этого же варианта локальные напряжения в киле в районе А.

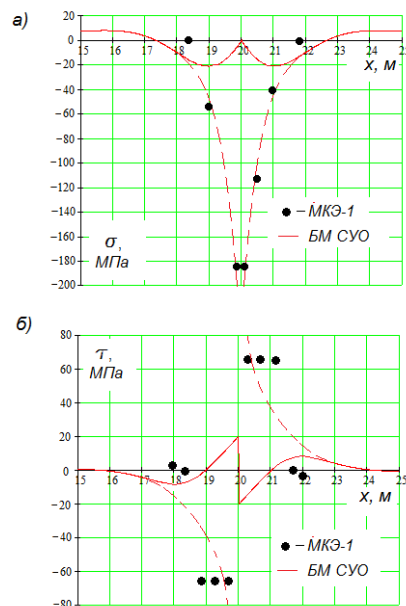


Рис.9. Напряжения в районе А киля: а)- нормальные; б)- касательные

На рис.10 показаны результаты расчетов восьми КЭМ, а именно: стрелка прогиба киле в среднем отсеке,

наибольшие местные нормальные и касательные напряжения в киле в районе А.

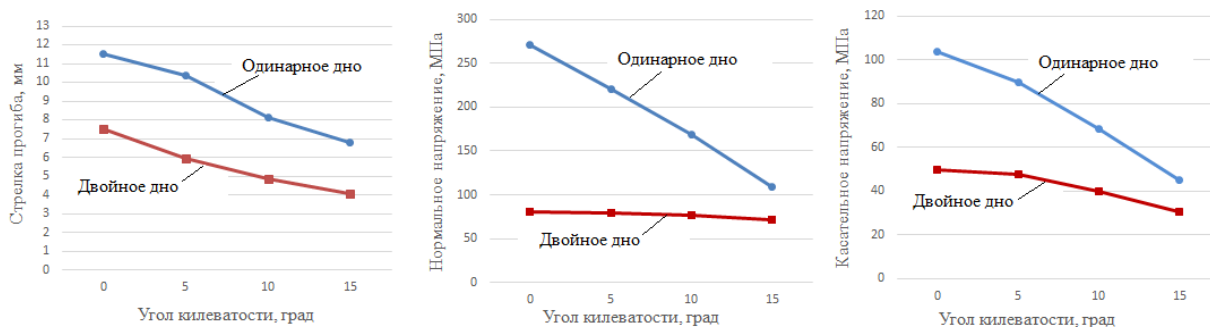


Рис.10 Результаты расчетов баржи-площадки МКЭ

Закключение

Показано, что максимальные напряжения в киле баржи-площадки возле поперечных переборок при одинарном днище и угле килеватости 0° достигают высоких значений: нормальные 250 МПа, касательные – 100 МПа.

Для конструкции с одним дном увеличение угла килеватости до 15° приводит к снижению этих напряжений в 2–2,5 раза.

При использовании для днища конструкции с двойным дном и угле килеватости 0° местные нормальные и касательные напряжения оказались

соответственно в три и в два раза меньше, чем при одинарном днище.

Несмотря на большую по сравнению с КЭМ жесткость БМ, она позволяет приближенно качественно и количественно оценивать местные напряжения, вызванные конечной жесткостью днищевых перекрытий.

Для снижения местных напряжений в киле следует увеличивать жесткость килевой дорожки в районе поперечных переборок за счет более частой установки кильблоков и/или установки клеток под поперечными переборками.

Литература

1. Шиманский Ю.А. Расчет прочности корпуса корабля при постановке в док и при спуске на воду. М., изд. «Обorongиз», 1946, 92 с.
2. Денисов В.И. Докование корабля. – М., Воен. изд-во, 1947, 96 с.
3. Короткин Я.И. Прочность корабля. Л., изд. «Судостроение», 1974, 432 с.
4. Манухин В.А. Прочность корабля. Конспект лекций. СПбГМТУ, 2011, 239 с.
5. Антоненко С.В. Докование судов. Теория и практика. LAP LAMBERT Academic Publishing RU, Saarbrucken, 2012, 304 с.
6. Манухин В.А. О расчетах прочности и жесткости днищевых перекрытий с килеватостью. Морские интеллектуальные технологии, № 2, Т.1, СПб, изд. «НИЦ МОРИНТЕХ», 2018, с.57-61.
7. Душевский Д.А., Манухин В.А. Учет изгиба килевой балки в расчетах общей и местной прочности корабля при доковании в сухом доке. Труды КГНЦ им. акад. А.Н.Крылова, спец. вып. 2, СПб, изд. ФГУП КГНЦ, 2020, с.256-259.
8. Манухин В.А. О локальных напряжениях в киле при постановке судна в док. Морские интеллектуальные технологии, № 4, Т.3, СПб, изд. «НИЦ МОРИНТЕХ», 2020, с.28-31.
9. Манухин В.А. Расчет V-образных перекрытий. Морские интеллектуальные технологии, № 1, Т.2, СПб, изд. «НИЦ МОРИНТЕХ», 2021, с.11-15.
10. Душевский Д.А., Манухин В.А. Влияние килеватости днища на местные напряжения в киле при доковании корабля. Труды КГНЦ им. акад. А.Н.Крылова, спец.вып. 1(2), СПб, изд. ФГУП КГНЦ, 2022, с.6-8.

References

1. Shimansky Y.A. Raschet prochnosti korpusa korablya pri postanovke v dok i pri spuske na vodu [Calculation of the strength of the ship's hull during docking and launching]. M., izd. «Oborongiz», 1946, 92 s.
2. Denisov V.I. Dokovanie korablya [Docking the ship]. M., Voennoe izd., 1947, 96 s.
3. Korotkin Y.I. Prochnost' korablya [The strength of the ship]. L., izd. «Sudostroenie», 1974, 432 s.
4. Manukhin V.A. Prochnost' korablya. Konspekt lektsiy [Ship's strength. Lecture summary]. SPbGMTU, 2011, 239 s.
5. Antonenko S.V. Dokovanie sudov. Teoriya i praktika [Docking vessels. Theory and practice]. LAP LAMBERT Academic Publishing RU, Saarbrucken, 2012, 304 s.
6. Manuhin V.A. O raschetah prochnosti i gestkosti dnishevogo perekrytiya s kilevatostiu [On calculations of strength and stiffness of bottom slab with keel angle]. Morskie intellektualnye tehnologii, №2, v.2, SPb, izd. NIC MORINTECH, 2018, s.57-61.
7. Dushevskiy D.A., Manuhin V.A. Uchet izgiba kilevoi balki v raschetah obshei i mestnoi prochnosti korablya pri dokovanii v suhom doke [Taking into account the bending of the keel beam in the calculations of the total and local strength of the ship during docking in dry dock]. Trudy KGNC im. akad. A.N. Krylova, spec.vyp. 2, SPb, FGUP KGNC, 2020, s.256-259.

8. Manuhin V.A. O lokalnyh naprjagenijah v kile pri postanovke sudna v dok [About local stresses in the keel when placing the vessel in the dock]. Morskie intellektualnye technologii. №4, v.3, SPb, izd. NIC MORINTECH, 2020, s.28-31.
9. Manuhin V.A. Raschet V-obraznyh perekrytij. Morskie intellektualnye technologii. №1, v.2, SPb, izd. NIC MORINTECH, 2021, s.11-15.
10. Dushevskiy D.A., Manuhin V.A. Vlijanie kilevatosti dnisha na mestnye naprjagenija v kile pri dokovanii korablya [The influence of the bottom keel on local stresses in the keel during docking of the ship]. Trudy KGNC im. akad. A.N. Krylova, spec.vyp. 1(2), SPb, FGUP KGNC, 2022, s.6-8.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Данил Алексеевич Душевский, инженер-конструктор 3 категории, ЦКБ «Айсберг», 197022, Санкт-Петербург, Большой пр. В.О., 36, e-mail: danil.dushevskiy.98@mail.ru

Вадим Анатольевич Манухин, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: nika16@mail.ru

Danil A. Dushevskiy, Category 3 Design Engineer, Central Design Bureau "Iceberg", Bolshoi pr. V.I., 36, St. Petersburg, 197022, Russian Federation, e-mail: danil.dushevskiy.98@mail.ru

Vadim A. Manukhin, Ph.D. (Eng), Associate professor, Associate professor of Department of ship structural mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: nika16@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 28.04.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 21.07.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 01.08.2023.

Научная статья

УДК 629.12:539.433

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.027>

Расчет вибрации соосного валопровода с учетом его вращения и гребных винтов

Н.В. Бабанин¹ nikolai-babanin@mail.ru, А.Л. Мелконян¹ mel1950@mail.ru, Д.А. Николаев¹ d.nikolaev@d-nik.de

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Работа посвящена разработке расчётного комплекса (модель, алгоритм и программа) для получения параметров совместной вибрации соосного многоопорного валопровода и корпуса судна при учете вращения гребных винтов, а также оценки взаимовлияния валов на параметры их вибрации. Разработана модель, включающая корпус судна и соосный валопровод, в виде совокупности трех квазиодномерных конечно-элементных конструкций. Алгоритм расчета построен на базе метода парциальных откликов в его дискретном варианте. Влияние вращения гребного винта учтено введением дополнительных моментов гироскопической природы. Действие этих моментов учитывалось модификацией инерционно-жесткостных характеристик каждой из квазиодномерных моделей валов. Для решения поставленной задачи были разработаны математическая модель и алгоритм расчёта параметров вибрации принятой модели. Для проведения расчётов параметров вибрации была создана программа «Соосность» и выполнена серия расчетов в задаче прикладного характера.

Ключевые слова: установившиеся колебания, квазиодномерная модель, модификация инерционно-жесткостных характеристик, парциальные отклики и параметры.

Для цитирования: Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Расчет вибрации соосного валопровода с учетом его вращения и гребных винтов, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 53—59. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.027

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.027>

Calculation of vibration parameters of a structure with multistage multichannel damping

Nikolay N. Babanin¹ nikolai-babanin@mail.ru, Armen L. Melkonian¹ mel1950@mail.ru,

Dmitri A. Nikolaev¹ d.nikolaev@d-nik.de

¹St. Petersburg state marine technical University

Abstract. The work is devoted to the design of computational complex (model, algorithm and program) to obtain the vibration parameters of a coaxial multi-supported ship shafting, taking into account the rotation of propellers, as well as estimates of the mutual influence of the ship shafts on their vibration parameters. A model that includes a ship's hull and a coaxial ship shafting represented by a set of three quasi-one dimensional finite-element structures was developed. The calculation algorithm is based on the discrete version of the partial responses method. The influence of the rotation of the propeller is compensated by applying additional moments of gyroscopic nature. Those moments, in turn, were taken into account by modifying of inertia-stiffness characteristics of each quasi-one-dimensional ship shafting models. The mathematical model and the computational algorithm for calculating the vibration parameters of the adopted model were developed to solve the given problem. The algorithm for calculating the vibration parameters of the adopted model was developed. To calculate the vibration parameters, the "Coaxiality" program was created and a series of calculations were performed in an applied problem.

Keywords: steady-state oscillations, quasi-one-dimensional (quasi-1D) model, modification of inertial-stiffness characteristics, partial responses and parameters

For citation: Nikolay N. Babanin, Armen L. Melkonian, Dmitri A. Nikolaev. Calculation of vibration of coaxial shafting taking into account its rotation and propellers, Marine intelligent technologies. 2023. № 3 part 2, P. 53—59. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.027

Введение

Действие вибрации снижает надежность работы приборов и комплексов вооружения, ухудшает условия обитаемости личного состава, а также прочностные характеристики элементов. В силу сложности задачи определения параметров вибрации конструкций, представляющих собой совокупность элементов, называемых ниже конструктивными модулями, на данный момент в литературе, практически отсутствуют ее аналитические решения либо авторы

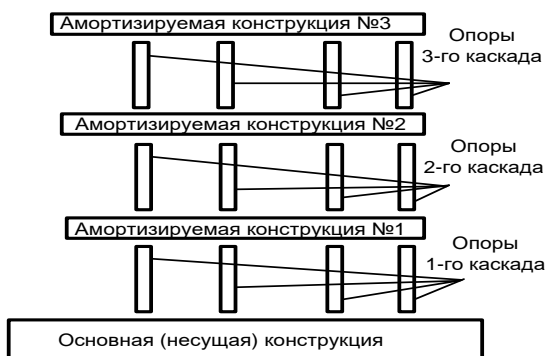
ограничиваются рассмотрением наиболее простых частных случаев и приведением приближенных зависимостей. Большинство работ по данной теме посвящено нахождению собственных частот такой конструкции, поскольку отражает общепринятый подход борьбы с вибрацией, основная идея которого в исключении совпадения частот вынуждающего воздействия с любой из частот собственных колебаний конструкции [1,2,3,4,5]. Однако уже долгие годы санитарные нормы вибрации предъявляют требования к амплитудам смещений и ускорений, а для анализа прочностных характеристик необходимо

знание внутренних усилий и опорных реакций. В последнее время подобного типа задачи решаются с помощью метода конечных элементов [1, 5], применение которого требует наличия дорогих универсальных программ, вычислительной техники высокого уровня и серьезной подготовки исходных данных. Получение возможности выполнить расчеты этих параметров достаточно быстро на вычислительной технике обычного уровня делает настоящую работу достаточно актуальной.

Постановка задачи, разработка математической модели и алгоритма расчета

В инженерном деле существенное место занимают конструкции (плоские и пространственные), модели которых представимы совокупностью конструктивных модулей, сопрягающихся между собой в сравнительно небольшом количестве узловых точек. Моделью каждого такого конструктивного модуля (один размер модуля существенно превышает два других) является квазиодномерная модель, представляющая собой цепочку последовательно соединенных «однотипных» конечных элементов [6,7,8,9,10,11], которые ниже будем называть базовыми. Особенно удобно такое представление конструкций на ранних стадиях их проектирования (например, корпус судна как совокупность полей перекрытий), когда о них еще нет полных данных, что затрудняет применение классического метода конечных элементов [1,3].

В качестве примера на рисунке 1 изображен вариант модели такой конструкции, обладающий тремя каскадами амортизации, при этом амортизация каждого из каскадов происходит по четырем каналам.



Ри.1. Вариант модели конструкции с многокаскадной многоканальной амортизацией

На первом этапе работы для одного конструктивного модуля была предложена физическая модель в виде пространственно-криволинейной упругой конструкции (ПКУК) и ее дискретного варианта – пространственно-криволинейной упругой дискретной системы (ПКУДС) [6,7,8,9,10,11,12]. Последняя представляла собой последовательность базовых элементов (рис.2).

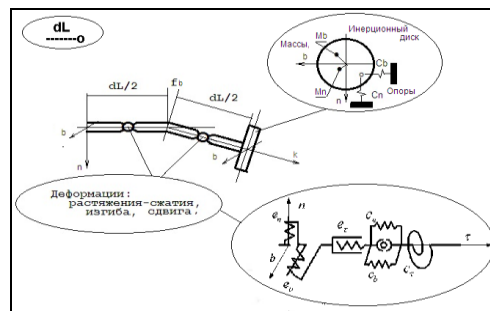


Рис. 2 - Устройство базового элемента ПКУДС

В общем случае для учета возможной пространственной ориентации ПКУДС используются три последовательных поворота осей местной системы координат присоединяемого элемента.

Материал модели предполагается линейно-упругим, но с введением в него неупругих сопротивлений комплексностью инерционно-жесткостных характеристик [1,6]; при этом внутренние сопротивления, пропорциональные деформациям и (или) их скоростям (т.е. относительным параметрам) корректируют жесткости в шарнире деформаций (т.е. вызывают появление у их величин мнимой части), а внешние сопротивления (пропорциональные абсолютным скоростям) – корректируют соответствующие инерционные характеристики (т.е. вызывают появление у их величин мнимой части). Ввиду малости деформаций и перемещений при вибрации задача решается в геометрически линейной постановке. В качестве основной кинематической гипотезы, позволяющей свести задачу теории упругости к задаче строительной механики, принята гипотеза плоских сечений с поправкой на сдвиг.

Внешняя динамическая нагрузка на рассматриваемую линейную модель в виде ПКУДС предполагается периодической. Она может быть представлена гармоническим рядом. Действие каждой гармоники рассматривается отдельно, а общее решение получается суперпозицией частных. Такой подход вызван тем, что величины присоединенных масс жидкости зависят от формы вынужденных колебаний рассчитываемой конструкции, которая, в свою очередь, изменяется с изменением частоты возбуждения. Приложенная внешняя нагрузка в виде сосредоточенных или распределенных сил и моментов автоматически приводится к центрам инерционных дисков элементов.

Анализ параметров установившихся колебаний позволяет перейти к квазистатическому варианту модели [1,6,7,8,9,10,11,12]. В этом случае модель представляет собой последовательность «базовых элементов» (Саму модель мы модифицировать не будем, только «базовый элемент», а учет инерционных характеристик аналогичен учёту установки опор отрицательной жесткости) совокупность абсолютно твердых и безынерционных элементов, соединенных между собой и неподвижным основанием упругими связями, каждая из которых порождает усилия определенной структуры (пропорциональные смещению, скорости, ускорению). При этом, как уже говорилось, характеристики жесткости могут быть комплексными величинами. В частном случае, когда частота

колебаний равна нулю, имеет место статический расчет параметров деформирования квазиодномерной модели.

В качестве математического метода, принятого при разработке алгоритма расчета и программы вычислений параметров деформации квазистатического варианта одиночной модели, был выбран метод парциальных откликов (МПО) [1,6] в его дискретном варианте; при этом параметры установившихся колебаний (внутренние усилия и смещения) вычисляются при рассмотрении совместности деформаций правой и левой парциальных систем в точке их сопряжения. Выбранный подход позволил избежать традиционного решения краевой задачи, представляющего собой, на взгляд авторов, существенно более сложный и трудоемкий процесс. Выбор в качестве парциальных откликов (ПО) смещений от единичных усилий соответствует причинно-следственным связям в задачах строительной механики, что гарантирует, при соответствующем построении алгоритма расчета, соответствие устойчивости результатов вычислений и устойчивости моделируемого процесса [6].

В случае необходимости учета некоторого дополнительного фактора, усложняющего картину установившихся колебаний квазиодномерной модели, авторами был предложен следующий подход [8]:

- проанализировать влияние этого фактора и выявить структуру дополнительных усилий, порождаемых его учетом; при этом дополнительные усилия условно разделить на четыре группы:

- к первой группе отнести слагаемые, прямо пропорциональные абсолютным и (или) относительным смещениям, скоростям и ускорениям, действие которых можно учесть коррекцией инерционно-жесткостных характеристик модели; их учет программа [12] выполнит автоматически при соответствующей коррекции исходных данных;

- ко второй группе отнести слагаемые, прямо пропорциональные абсолютным и (или) относительным смещениям, скоростям и ускорениям, действие которых можно учесть модификацией инерционно-жесткостных характеристик модели; действие этих слагаемых следует учесть введением в нее дополнительные упругие связи (напомним, что зависимость дополнительного усилия от абсолютной скорости удобнее выполнить комплексностью инерционных характеристик, а зависимость от относительной скорости - комплексностью характеристик жесткости, и т.п.);

- выделить слагаемые, которые можно учесть коррекцией внешней нагрузки, прикладываемой к квазистатической модели (слагаемые третьей группы);

- формализовать структуру слагаемых, учесть действие которых коррекцией либо модификацией характеристик квазиодномерной модели и действующей на нее нагрузки не удалось (слагаемые четвертой группы).

Очевидно, что при реализации такого подхода влияние слагаемых первой и третьей групп выполняется программой [12] автоматически при соответствующей коррекции исходных данных. При

наличии слагаемых второй группы в модель ПКУДС следует ввести дополнительные элементы, учитывающие влияние нового фактора; очевидно, что в таком случае требуется модернизация алгоритма и программы расчета.

В качестве иллюстрации подхода ниже приведено несколько задач [9, 10, 11], при решении которых потребовалась модификация инерционно-жесткостных характеристик «базового элемента» исходной квазиодномерной модели [12]; выполненные решения были учтены при разработке программы «Соосность».

Хронологически первой была решена задача о влиянии на параметры вибрации модели в виде квазиодномерной конструкции статической продольной (сжимающей либо растягивающей) силы [10]; ее действие в каждом базовом элементе приводило, во-первых, к возникновению дополнительного изгибающего момента, пропорционального абсолютному значению угла поворота элемента и, во-вторых, к возникновению дополнительного изгибающего момента, пропорционального деформации сдвига в обобщенном шарнире деформаций. В рамках программы [12] учет воздействия первого момента был выполнен на этапе вывода формул для ПО при проходе безынерционного стержня, учет воздействия второго – при проходе обобщенного шарнира деформаций.

Очередной задачей, для решения которой потребовалась модернизация исходной модели, была задача о вибрации валопровода, оснащенного винтом, вращающимся с заданной угловой скоростью [10]. В этом случае в процессе установившихся колебаний валопровода со стороны винта дополнительно действуют моменты гироскопической природы, обусловленные угловой скоростью его переносного движения. Необходимость учета этих моментов привела к введению в точку расположения винта для модели валопровода дополнительного опорного комплекса из двух пружин мнимой жесткости, которые и индуцировали появление таких моментов в процессе вибрации валопровода. Отметим, что моделируемый процесс обладает чертами автоколебательного процесса, поскольку валопровод с винтом при колебаниях порциями получает энергию от вращения винта с постоянной угловой скоростью. Наличие отмеченных черт подтверждает несимметрия матриц инерционно-жесткостных характеристик и, как следствие, матриц ПО. Для указанной задачи были разработаны алгоритм и программа расчета параметров вибрации валопровода переменного поперечного сечения, опирающегося в заданных точках на упругие опоры и обладающего винтом, вращающимся с заданной угловой скоростью (программа «Винт»). Результаты расчетов по разработанной программе показали хорошее совпадение с результатами для частных случаев, приведенными в литературе справочного характера.

Следует отметить, что предлагаемый подход оказывается достаточно эффективным при создании модели плоской или пространственной конструкции из сравнительно небольшого количества конструктивных модулей (до пары десятков, поскольку при увеличении числа точек сопряжения

модулей теряются сформулированные выше преимущества реализованного подхода). Сборка осуществляется посредством введения обобщенных шарниров с задаваемыми линейными и угловыми податливостями в трех ортогональных направлениях; при этом каждый GL - шарнир (рис.3) представляет собой безразмерную балочку из 4х элементов. Крайние элементы нужны для согласования с осями связываемых балок, а средние - для задания податливостей шарнира отдельно (если надо) для каждой балки. В точке соединения этих элементов осуществляется поворот между осями балок 1 и 2.

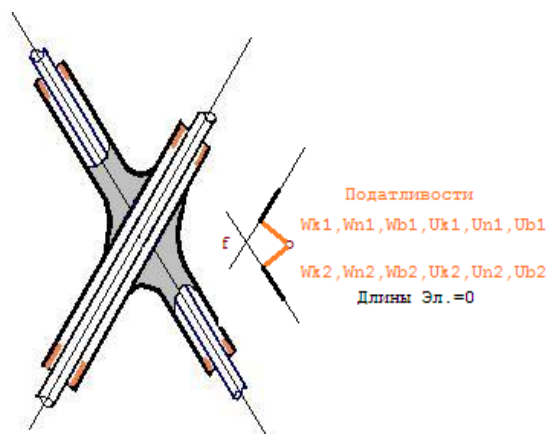


Рис. 3 - Схема GL - шарнира

Под «Рамой» в программе [12] подразумевается набор одновременно рассчитываемых одиночных конструкций (балок) как связанных между собой шарнирами в собственно «Раму», так и независимых. Балки, осевые линии которых частично совпадают (рис.4), могут быть связаны несколькими шарнирами. Подобная реализация позволяет гибко и разнообразно строить соединения конструктивных модулей.



Рис. 4 - Варианты расположения GL – шарниров

Программа и результаты расчета

В качестве примера конструкции с многоканальной многокаскадной амортизацией была рассмотрена задача о совместной вибрации корпуса подводного объекта и его соосного валопровода; обобщенная схема такой конструкции приведена на рисунке 5. При этом в задаче о совместной вибрации каждый из валов оснащен винтом, вращающимся с заданной угловой скоростью. Две из трех квазиодномерных конструкций (наружный и внутренний валопроводы) обладают несколькими точками сопряжения между собой (GL- шарниры), а также концевыми опорами на третью квазиодномерную конструкцию (модель корпуса); модель наружного валопровода дополнительно имеет несколько опор на модель корпуса. Для

указанной задачи так же были разработаны алгоритм и программа расчета параметров совместной вибрации валов и корпуса (программа «Соосность»), а также выполнен расчет тестового характера.

Алгоритм расчета задачи

Алгоритм, реализованный в программе «Соосность» [12], основан на вычислении динамических коэффициентов взаимовлияния от приложения единичных нагрузок в точках установки шарниров и последующего решения систем уравнений, отражающих совместность деформаций в точках установки шарниров. Поскольку число точек сопряжения квазиодномерных моделей валов сравнительно не велико, вычислительный процесс даже на персональных компьютерах пользователей выполняется достаточно быстро.

В качестве математического метода, принятого при разработке алгоритма расчета и программы вычисления параметров деформации квазистатического варианта модели каждого конструктивного модуля (корпус, наружный вал, внутренний вал), был выбран метод парциальных откликов (МПО) [1, 6, 7] в его дискретном варианте; при этом параметры установившихся колебаний (амплитуды внутренних усилий, опорных реакций и смещений) вычисляются при рассмотрении совместности деформаций правой и левой парциальных систем в точке их сопряжения.

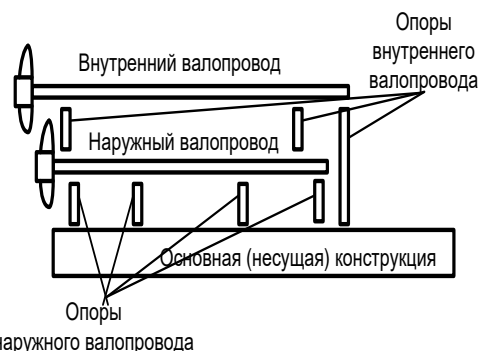


Рис. 5 – Схема объекта с соосным валопроводом

Выбранный подход позволил избежать традиционного решения краевой задачи, представляющего собой, на взгляд авторов, существенно более сложный и трудоемкий процесс. Выбор в качестве ПО смещений от единичных усилий соответствует причинно-следственным связям в задачах строительной механики, что гарантирует, при соответствующем построении алгоритма расчета, соответствие устойчивости результатов вычислений и устойчивости моделируемого процесса [6].

Описание программ «Демонстрация» и «Соосность»

Новая программа позволяет быстро и наглядно (используются привычные при расчёте балок графические представления) подготовить и провести расчёт параметров вибрации непризматических балок с учетом вращения гребных винтов.

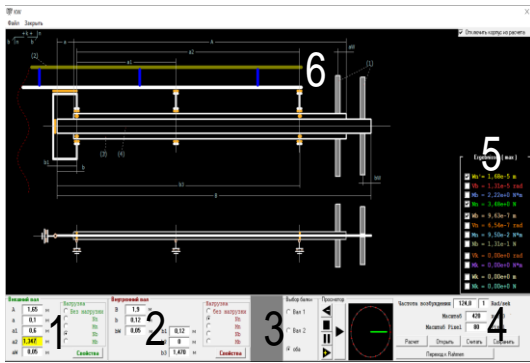


Рис. 6 – Фрагмент окна программы «Демонстрация»

При старте программы (рис.6) появляется окно со схемой конструкции. В окне пять различных панелей настроек и дисплей под номером 6, на котором представлена схема рассчитываемой конструкции: 1-я панель дает возможность задать геометрические характеристики внешнего вала и нагрузку на внешний вал; 2-я панель предназначена для задания геометрических характеристик внутреннего вала и нагрузки на внутренний вал; 3-я панель позволяет выбрать ПКУДС, для которой следует строить графики распределения выбранных параметров;

4-я панель дает возможность менять частоту возбуждения, а также с возможностью перейти в расчетную программу «Соосность»; 5-ая предназначена для назначения параметров вибрации, графики распределения амплитуд которых следует вывести на экран.

Приведенная программа «Демонстрация» показывает, как пользователь может, используя программу «Соосность» как подпрограмму, сравнительно легко создавать программы с более удобным интерфейсом, соответствующим его конкретной задаче.

Исследование влияния вращения отдельных элементов валов и при совместной работе на параметры вибрации (подготовка исходных данных)

На настоящем этапе оказалось затруднительным получить исходные данные для расчета инерционно-жесткостных характеристик корпуса подводного объекта далее (ПО). В этом случае ниже приведены расчеты параметров вибрации соосного валопровода в допущении, что корпус объекта для валопровода является неподвижным основанием.

Следующим этапом требуется рассчитать собственные частоты (внешнего и внутреннего) валов в отдельности, а также при их совместной работе.

Для этого, во-первых, в качестве исследуемых параметров были выбраны:

амплитуда вертикального смещения в точке присоединения винта W_n , мм;

амплитуда вертикальной составляющей опорной реакции на опоре вблизи винта N_n , Н;

частоты собственных колебаний ω^* (рад/с), принадлежащие исследуемому диапазону частот. Диапазон частот вынуждающего воздействия $\omega \in [0 - 502,64]$, рад/с ограничивается числом лопастей (у винта 4 лопасти); диапазон рабочей частоты вращения винта $\Omega \in [0 - 125,66]$, рад/сек

(ограничивается максимальным числом оборотов гребного вала в минуту).

Во-вторых, в качестве исходных данных были выбраны:

Наружный (рис.7) вал поз.3: материал – сталь 40, внешний диаметр 76мм, внутренний диаметр 64мм, длина 1.65м; отстояние первого опорного подшипника 0,12м; второго опорного подшипника 0.22м; третьего опорного подшипника 1,1м; податливости опор в указанных направлениях нулевые; масса винта 1.5кг, осевой момент инерции 0.026 кгм²; расположен на 0.05м от конца вала поз.1; угловая скорость вращения вала $\Omega=125.66$ рад/с; статическая сила упора винта далее (ССУВ) 7214Н.

Внутренний (рис.7) вал поз.4: материал – сталь 40, диаметр 60мм, внутренний диаметр 48мм, длина 1.9м; отстояние упорного подшипника от начала отсчета 0м; первой промежуточной опоры 0.34 м; второй промежуточной опоры 1.22м; масса винта 1.7кг, осевой момент инерции 0.033кгм²; расположен на 0.05м от конца вала поз.1; рабочая угловая скорость вращения вала $\Omega=-125.66$ рад/с; ССУВ равна 7214Н.

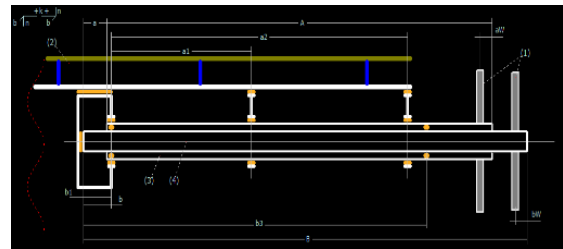


Рис. 7 – Расчетная схема

Результаты расчета

Вычисление параметров вибрации отдельных валов и при совместной работе(с учетом вращения винтов и без учета).

При расчете внутреннего вала было получено, что влиянием вращения элементов вала на собственные частоты, а также на параметры вибрации валопровода можно пренебречь. При этом первая собственная частота изгибных колебаний данного вала составила $\omega^*=478$ рад/с. Результаты полученные без учета вращения элементов вала аналогичны тем, что были при учете влияния вращения на рабочей частоте, а также на частоте близкой к собственной.

При расчете внешнего вала было получено, что влиянием вращения элементов вала на собственные частоты, а также на параметры вибрации валопровода можно пренебречь. При этом первая собственная частота изгибных колебаний данного вала составила $\omega^*=662$ рад/с. Результаты полученные без учета вращения элементов вала аналогичны тем, что были при учете влияния вращения на рабочей частоте, а также на частоте близкой к собственной.

При расчете совместной работы валов было получено, что влиянием вращения элементов вала на собственные частоты, а также на параметры вибрации валопровода можно пренебречь, хотя первая собственная частота изгибных колебаний системы валов составила $\omega^*=438$ рад/с. Результаты полученные без учета вращения элементов вала аналогичны тем, что были при учете влияния

вращения на рабочей частоте, а также на частоте близкой к собственной (табл. 1).

Таблица 1 – Сравнение параметров вибрации соосных валов с учетом вращения гребных винтов и без учета

Наименование	Собственная частота вынуждающего усилия	Рабочая частота винта	Амплитуда	Опорная реакция
	ω , рад/с	Ω , рад/с	W_n , мм	N_n , Н
Параметры совместной вибрации валов без учета вращения гребных винтов	438	-	$3,76e^{-4}$	$2,51e^2$
Параметры совместной вибрации валов с учетом вращения гребных винтов	438	Вращение в разные стороны 125,66 -125,66	$3,94e^{-4}$	$2,63e^2$

Выводы: 1) расчеты параметров вибрации соосного валопровода в исследуемом диапазоне частот показали снижение первой собственной частоты по сравнению с минимальным значением первой собственной частоты внутреннего вала практически на 10%; при этом в характерных точках валов существенного отличия амплитуд поперечных смещений и внутренних усилий не наблюдалось;

2) учет влияния вращения валов в разную сторону на основном режиме движения не показал существенного отличия амплитуд поперечных смещений и внутренних усилий; на взгляд авторов результат объясняется взаимной компенсацией возникающих гироскопических моментов.

Заключение

Разработанная модель и программа расчета параметров вибрации конструкции с многокаскадной многоканальной амортизацией позволяет учитывать совместность вибрации ее конструктивных модулей; для принятого варианта модели соосного валопровода выполнено исследование расчетного характера, позволившее оценить как влияние совместности вибрации наружного и внутреннего валов на параметры их совместной вибрации, так и влияние вращения валов в разную сторону.

Литература

1. Александров В.Л., Матлах А.П., Поляков В.И. Борьба с вибрацией на судах. СПб.: Мор Вест, 2005, 421 с.
2. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972, 415 с.
3. Давыдов В.В., Маттес Н.В. Динамические расчеты прочности судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1974, 336 с.
4. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.: Изд-во Академии Наук СССР, 1959, 248 с.
5. Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1974, 344 с.
6. Чувиковский В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля Л.: Судостроение, 1976, 374 с.
7. Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Квазиодномерные модели для анализа параметров вибрации судового корпуса на ранних стадиях его проектирования. СПб, Моринтех, №2(44)Т.1, 2019, стр.45-51.
8. Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Модификация инерционно-жесткостных характеристик модели как путь решения задач о ее установившихся колебаниях. СПб, Моринтех, №1(47) Т.3, 2020, стр.12-19.
9. Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Совместная вибрация судового корпуса и его конструктивных модулей с малым районом сопряжения. СПб, Морской вестник №1(81), 2022, стр. 53-58.
10. Гежа Д.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Оценка влияния на параметры вибрации валопровода силы упора вращающегося гребного винта. СПб, Моринтех, №2(56), Т.2, 2022, стр. 53-58.
11. Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Расчет вибрации соосного валопровода с учетом вращения гребных винтов. СПб, Труды ФГУП КГНЦ, Спец. Выпуск 1-2022, стр. 72-79
12. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Эффективное решение. Расчет изогнутых балок и рам.). 30.10.2022

References

1. Alexandrov V.L., Matlakh A.P., Polyakov V.I. Borba s vibratsiyey na sudah [Vibration control on ships], SPb, MorVest, 2005, s.421
2. Biderman V.L. Prikladnaya teoriya mekhanicheskix kolebaniy [Applied theory of mechanical vibrations] M.: Visshaya shkola, 1972, 415 s.
3. Davidov V.V., Mattes N.V. Dinamicheskie rascheti prochnosti sudovix konstruksiy [Dynamic strength calculations of ship structures], L.: Sudostroenie, 1974, 336 s.
4. Dimentberg F.M. Izgibnie kolebaniya vraschayuschixsya valov [Bending vibrations of rotating shafts], M.: AN SSSR, 1959, 248 s.
5. Postnov V.A., Xarkhurim I. Y. Metod konechnix elementov v raschetax sudovix konstruksiy [Finite element method in calculations of ship structures], L.: Sudostroenie, 1974, 344 s.
6. Chuvikovskiy V.S. Chislenniy metodi raschetov v stroitelnoy mehanike korabliya. [Numerical Methods of Calculations in the Structural Mechanics of a Ship], L, Sudostroenie, 1976, 374
7. Melkonian A.L., Nikolaev D.A. Kvaziodnomernye modeli dlia analiza parametrov vibratsii sudovogo korpusa na rannih stadiyah ego proektirovaniya [Quasi-one-dimensional models for the analysis of ship hull vibration parameters at early stages of its design], SPb, Morintex, №2(44) T.1, s. 44-51, 2019

8. Melkonian A.L., Nikolaev D.A. Modifikatsiya inetsionno-gestkostnih karakteristik modeli kak put resheniya zadach o ee ustanovivshisya kolebaniyah [Modification of the inertial-stiffness characteristics of the model as a way to solve problem of its steady-state oscillation]. SPb, Morintex, №1(47) Т.3, s. 12-20, 2020
9. Melkonian A.L., Nikolaev D.A. Sovmestnaya vibratsiya sudovogo korpusa I ego konstruktivnih moduley s malim rayonom sopryazheniya [Joint vibration of the ship's hull and structural modules with a small interface area]. SPb., Sea Messenger, №1(81), s. 53-58, 2022
10. Gezha D.V., Melkonyan A.L., Nikolaev D.A. Evaluation of the impact of the stop force of a rotating propeller on the vibration parameters of the shaft line [Evaluation of the impact on the vibration parameters of the shafting of the stop force of the rotating propeller]. St. Petersburg, Morintech, No.2(56), vol.2, pp. 53-58
11. Babanin N.V., Melkonyan A.L., Nikolaev D.A. Raschet vibratsii soosnogo valoprovoda s uchetom vrascheniya grebnih vintov [Calculation of vibration of coaxial shafting, taking into account the rotation of propellers]. SPb, Proceedings KGNC, T1, s. 72-79, 2022
12. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Effectivnoe reshenie. Raschet izognutih balok I ram [Effective solution for curved beams and frames]). 30.10.2022.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Николай Викторович Бабанин, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, тел. (921) 099-38-34, e-mail: nikolai-babanin@mail.ru

Nikolay V. Babanin, Ph(D), professor, professor of theoretical mechanics and material strength department, Saint-Petersburg State Marine Technical University, 3, Lotsmanskaya str., 190121 St. Petersburg, The Russian Federation, phone number (904) 518-70-66, e-mail: : nikolai-babanin@mail.ru

Армен Левонович Мелконян, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, тел. (911) 911-64-25; e-mail: mel1950@mail.ru

Armen L. Melkonian, Ph.D.(Eng), professor, professor of theoretical mechanics and material strength department, Saint-Petersburg State Marine Technical University, 3, Lotsmanskaya str., 190121 St. Petersburg, The Russian Federation, phone number (911) 911-64-25, e-mail: mel1950@mail.ru

Дмитрий Александрович Николаев, кандидат технических наук, пенсионер, e-mail: D.Nikolaevl@d-nik.de

Dmitry A. Nikolaev, Ph.D.(Eng), a pensioner e-mail: D.Nikolaevl@d-nik.de

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 02.06.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 10.07.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 07.08.2023.

Научная статья

УДК 629.12:539.433

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.028>

Расчет параметров вибрации многоопорного криволинейного трубопровода переменного поперечного сечения

А.Л. Мелконян¹ mel1950@mail.ru, Д.А. Николаев d.nikolaev@d-nik.de, М.В. Чуклин² chuklin1999@mail.ru

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, ²Крыловский государственный научный центр

Аннотация Работа посвящена разработке расчётного комплекса (модель, алгоритм и программа) для исследования параметров вибрации многоопорного криволинейного трубопровода переменного поперечного сечения (амплитуды смещений, внутренних усилий и опорных реакций), по которому протекает идеальная несжимаемая жидкость. Разработана модель трубопровода в виде квазиодномерной конечно-элементной системы. Алгоритм расчета построен на базе метода парциальных откликов в его дискретном варианте. Влияние протекающей жидкости учтено приложением дополнительной инерционной нагрузки, которая, в свою очередь, учитывается коррекцией и модификацией инерционно-жесткостных характеристик элементов модели трубопровода и действующей на них внешней нагрузки. Выведены формулы для парциальных откликов и парциальных параметров, необходимые при реализации предложенного алгоритма. Для решения поставленной задачи была разработана математическая модель, учитывающая действие сил, обусловленных протеканием жидкости. Разработан алгоритм расчёта параметров вибрации принятой модели. Для проведения расчётов параметров вибрации трубопровода была создана программа «Koriolis». Выполнено исследование влияния составляющих дополнительной инерционной нагрузки на параметры вибрации и значения собственных частот рассматриваемой конструкции. Совокупность выполненных работ привела к выполнению поставленной цели - созданию расчётного комплекса для определения параметров вибрации многоопорного криволинейного трубопровода переменного поперечного сечения.

Ключевые слова: установившиеся колебания, квазиодномерная модель, коррекция и модификация, инерционно-жесткостные характеристики, парциальные отклики и параметры, последовательные приближения.

Финансирование: исследование выполнено авторами в инициативном порядке

Для цитирования: Мелконян А.Л., Николаев Д.А., Чуклин М.В. Расчет параметров вибрации многоопорного криволинейного трубопровода переменного поперечного сечения, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 60—64. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.028

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.028>

Model, algorithm and program for calculation of vibration parameters of a multi-support curvilinear pipeline of variable cross-section

Armen L. Melkonian¹ mel1950@mail.ru, Dmitry A. Nikolaev d.nikolaev@d-nik.de,

Mikael V. Chuklin² chuklin1999@mail.ru

¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation, ²RESEARCH CENTRE «Krylov State Research Centre», St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. The work is devoted to the design of a computational complex (model, algorithm and program) to study the vibration parameters of a multi-supported curvilinear pipeline of variable cross-section (displacement amplitude, internal forces and support reactions) through which a perfect incompressible fluid flows. A model of a pipeline represented by a quasi-one-dimensional finite-element system was developed. The calculation algorithm is based on the partial response method in its discrete version. The velocity pulsation accounting is made by the method of successive approximations. The influence of the flowing fluid is taken into account by applying additional inertial load, which, in turn, is taken into account by correcting and modifying the inertial-stiffness characteristics of the pipeline model elements and the external load acting on them. Formulas for partial responses and partial parameters required in the implementation of the proposed algorithm were derived. To solve the problem, a mathematical model that takes into account the action of forces caused by the flow of fluid was developed. An algorithm for calculating the vibration parameters of the adopted model was developed. The «Koriolis» program was created to calculate the vibration parameters of the pipeline. The influence of the components of the additional inertial load on the vibration parameters and the values of natural frequencies of the considered structure was investigated. The totality of the performed work has led to the fulfillment of the set goal - the creation of a calculation algorithm allowing to obtain the vibration parameters of a multi-supported curvilinear pipeline with a variable cross-section.

Keywords: steady-state oscillations, quasi-one-dimensional model, correction and modification, inertial-stiffness characteristics, partial responses and parameters, successive approximations.

Financial Support: the authors on an initiative basis carried out the study.

For citation: Armen L. Melkonian, Dmitry A. Nikolaev, Mikael V. Chuklin, Model, algorithm and program for calculation of vibration parameters of a multi-support curvilinear pipeline of variable cross-section, Marine intellectual technologies. 2023. № 3 part 2, P. 60—64. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.028

Введение

Для любого современного судна или подводного аппарата присутствие различных трубопроводных систем необходимо для его нормального функционирования и удобства эксплуатации. От надёжности работы этих систем во многом зависит безопасность и эффективность как судна, так и его экипажа.

Судовые трубопроводы имеют разнообразные конструкции с использованием всевозможных труб и арматуры, работающих в специфических условиях и отличающихся большими показателями к надёжности и долговечности, устойчивости к механическим, вибрационным, химическим, термическим и другим воздействиям. Влияние нагрузок каждого рода важно при проектировании данных систем. Авторы же данной статьи ограничивались и ограничиваются лишь вибрационным воздействием.

$$q(x, t) = -m_T \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - m_{ж} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - 2m_{ж} u \dot{\vartheta} - m_{ж} u^2 \frac{1}{\rho} \quad (1)$$

После анализа выражения (1), расчёт параметров установившихся колебаний проводился с использованием конечно-элементной модели на базе метода парциальных откликов [7]. Модификация данной модели путём увеличения массы элемента модели на величину массы протекающей жидкости позволила учесть силу инерции её переносного движения ($m_{ж} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}$), а учёт силы инерции Кориолиса ($2u \cdot m_{ж} \cdot \dot{\vartheta}$) был выполнен по рекомендациям из [1] введением для каждого элемента дополнительного комплекса упругих опор. Действие силы инерции относительного движения жидкости ($m_{ж} \cdot \frac{u^2}{\rho}$) зависит от неизвестных заранее форм и амплитуд колебаний, поэтому его вклад был учтен методом последовательных приближений [7, 6].

Использованная ранее схема в виде свободноопёртой балки [3, 4, 5] не имеет возможности учесть многие характерные особенности трубопроводных систем, такие как криволинейность, переменность поперечного сечения и многоопорность. Для того чтобы избавиться от допущений, присущих предыдущей схеме, были разработаны более общие модель, алгоритм и программа расчёта параметров вибрации, расширяющие рамки применения ранее разработанных расчётной модели и алгоритма. Так, криволинейность схемы учитывается путём задания для каждого элемента модели углов его поворота, многоопорность – путём введения соответствующих жесткостей для элементов модели, опирающихся на несущую поверхность, а переменность сечения осуществляется с помощью дифференцированного задания инерционно-жесткостных характеристик КЭ; при этом изменение скорости жидкости на каждом участке модели вычисляется с помощью уравнения

Усовершенствование расчётной модели

В предыдущем цикле статей [3, 4] было выявлено, что быстрое движение масс жидкости может спровоцировать колебания трубопровода, которые, в свою очередь приводят к нарушению условий его эксплуатации, снижению надёжности, прочностных характеристик, а при критических скоростях движения рабочей среды вполне вероятно и локальное разрушение системы. В связи с этим, как уже говорилось, необходимо уметь точно определять не только собственные частоты, но и параметры колебаний (амплитуды смещений, внутренних усилий, опорных реакции).

В работах [3, 4, 6] была рассмотрена достаточно простая модель в виде двухопорной балки с постоянным кольцевым поперечным сечением. Для этого случая были разработаны модель, алгоритм и программа расчёта параметров вибрации, учитывающая определённые слагаемые инерционной нагрузки трубопровода. В работах [3, 4, 5] состав слагаемых инерции, действующих на малый элемент трубы при стационарном потоке:

неразрывности (сплошности) потока. Помимо этого, добавлена возможность учёта вязкости протекающей среды путём задания коэффициента гидродинамического линейно-вязкого сопротивления.

Рассмотрим дополнительные усилия, возникающие при переходе к обновлённой модели. Опорные реакции и внутренние усилия в рассматриваемом процессе будут иметь две составляющие. Первая из них – это динамические усилия, рассчитываемые по универсальному алгоритму, описанному в [3, 4]. Вторая составляющая является квазистатической и включает в себя силы обусловленные:

- 1) весом элементов трубы и жидкости;
- 2) отличной от нуля кривизной элементов трубопровода и инерцией элементов жидкости, создающих центробежные силы равные $F_{цб_i} = m_i \cdot u^2 / R_i$, где m_i и R_i – соответствующие масса элемента жидкости и радиус кривизны элемента трубопровода;
- 3) продольными силами, вызванными изменением поперечного сечения (следствие изменения количества движения жидкости).

Расчет этих составляющих должен быть выполнен предварительно; их следует приложить к модели трубопровода и по разработанной программе для статической внешней нагрузки (при $\omega = 0$) получить откорректированное положение нейтральной оси трубопровода.

Остановимся подробнее на вычислении квазистатической дополнительной продольной нагрузки для каждого элемента трубы переменного сечения. Обозначим площадь поперечного сечения и скорость жидкости на входе и на выходе участка

S_0, u_0 и S_1, u_1 соответственно; постоянная по трубе величина секундного расхода жидкости $q = S_0 \cdot u_0 = S_1 \cdot u_1$; плотность жидкости – ρ .

Ниже на рисунке №1 изображен элемент трубы переменного сечения и элемент жидкости, выделенные поперечными сечениями $a - a$ и $b - b$. Обозначения на рисунке: $\vec{Q}_0 = \rho \cdot q \cdot \Delta t \cdot \vec{u}_0$ – количество движения жидкости на входе, $\vec{Q}_1 = \rho \cdot q \cdot \Delta t \cdot \vec{u}_1$ – количество движения жидкости на выходе, \vec{R}_x – горизонтальная составляющая главного вектора поверхностных сил, действующих на элемент жидкости со стороны стенок трубы.

За время Δt эти сечения переместятся в положения $a' - a'$; $b' - b'$. Применив теорему об

изменении количества движения в интегральной форме в проекции на горизонтальную ось ($Q_1 - Q_0 = -R_x \cdot \Delta t$), после несложных преобразований получим, что $R_x = \rho \cdot q \cdot (u_0 - u_1)$. Горизонтальная составляющая главного вектора поверхностных сил, действующих на элемент трубы со стороны жидкости будет направлена в противоположную сторону и равна $R_x' = \rho \cdot q \cdot (u_0 - u_1)$.

Для иллюстрации возможностей разработанной программы была создана следующая модель трубопровода (рисунки 2 и 3), состоящая из трёх различных участков – А, Б и В. Результаты вычислений параметров вибрации данного трубопровода представлены в таблицах №1-2.

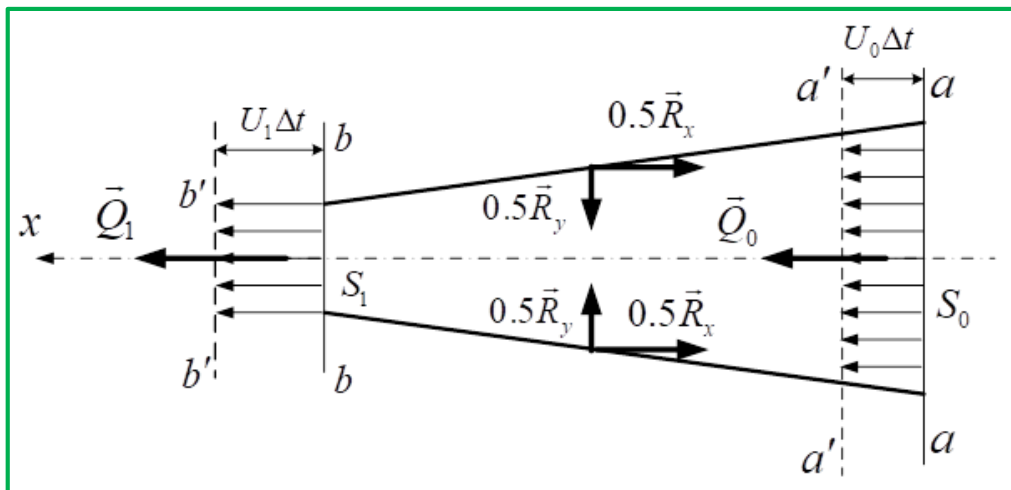


Рис. 1 К определению дополнительной продольной нагрузки

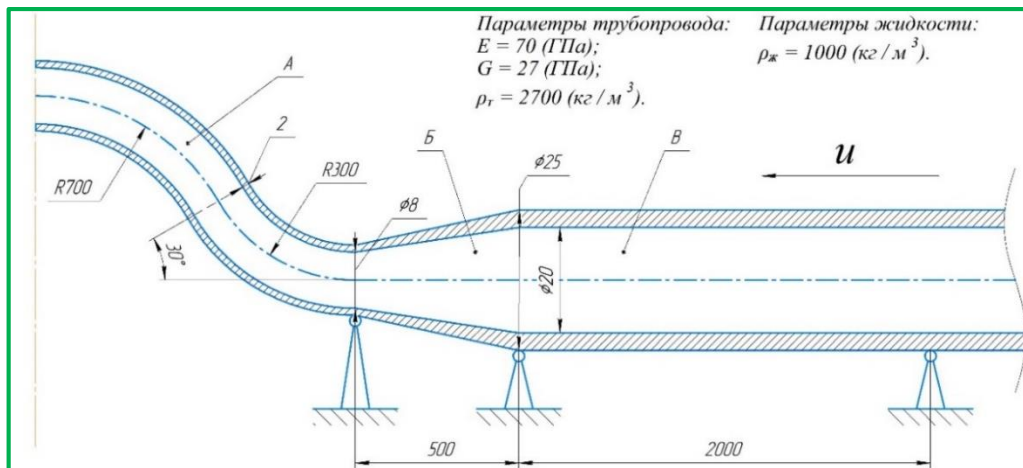


Рис. 2 Схема правой половины иллюстрационного примера

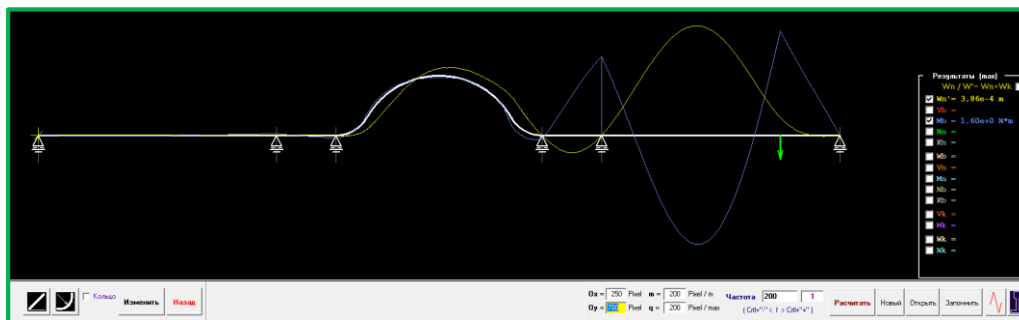


Рис. 3 Внешний вид программы и построенной геометрии

Таблица 1

Собственные частоты ω (рад/сек) от скорости потока u (м/сек)

$\omega \backslash u$	без жидкости	10	50
$3 \cdot \lambda_1/4$	2,26E-03	2,24E-03	1,86E-03
$5 \cdot \lambda_1/4$	1,73E-03	1,76E-03	1,81E-03
$3 \cdot \lambda_2/4$	3,63E-04	3,61E-04	3,36E-04
$5 \cdot \lambda_2/4$	3,76E-04	2,53E-04	3,8E-04

Таблица 2

Зависимость амплитуд колебаний (м) при различных скоростях u (м/сек) и частотах ω (рад/сек)

$u \backslash \omega$	без жидкости	10	50
λ_1	131,1	101,4	94,6
λ_2	403,9	333,2	326,4

Заключение

При решении данной задачи влиянием силы инерции относительного движения жидкости решено было пренебречь, так как демонстрация его вклада в параметры колебаний была произведена в предыдущих работах [3, 4]. Итог данной работы - решение задачи о вибрации трубопровода в

существенно более полной постановке: разработанные модель, алгоритм и программа позволяют создавать многоопорные схемы, учитывать криволинейность и непрямизаточность трубопровода; ввод различных параметров движущейся среды позволяет более корректно моделировать существующие трубопроводы судовых систем.

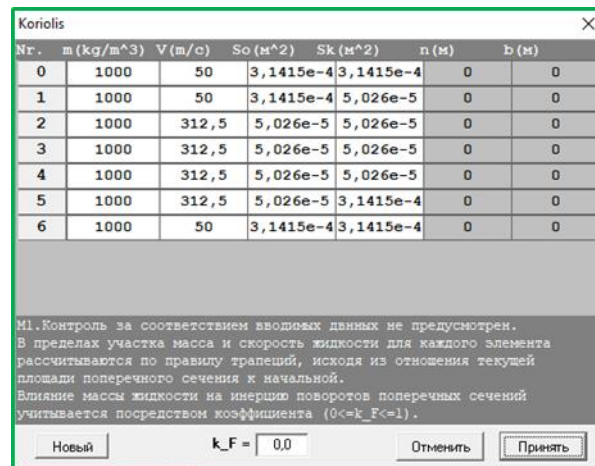


Рис. 4 – окно задания параметров движения жидкости для каждого участка трубопровода: m – плотность; V – скорость; S_0 – начальное «живое» сечение; S_k – конечное «живое» сечение; k_F – коэффициент гидродинамического трения

Литература

1. Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Модификация инерционно-жесткостных характеристик модели как путь решения задач о ее установившихся колебаниях / А.Л. Мелконян, Д.А. Николаев // Морские интеллектуальные технологии. - 2020. - №1 том 3 - С.12-20
2. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Эффективное решение. Расчет изогнутых балок и рам.)
3. Мелконян А.Л., Николаев Д.А., Чулкин М.В. Расчёт параметров вынужденных установившихся колебаний трубопровода / А.Л. Мелконян, Д.А. Николаев, М.В. Чулкин // Морские интеллектуальные технологии. – 2021. - № 1 том 2. – С.51-59
4. Мелконян А.Л., Чулкин М.В. Алгоритм и программа расчёта параметров вибрации трубопровода с учётом протекания жидкости. Труды Крыловского государственного научного центра. 2020; Специальный выпуск 2: 260-265.
5. Светлицкий В.А., Стасенко И.В. Сборник задач по теории колебаний. М., Высшая школа, 1979 г.
6. Мелконян А.Л., Чулкин М.В. Влияние протекающей жидкости на вибрацию трубопровода. Труды Крыловского государственного научного центра. 2021; Специальный выпуск 1: 144-146.
7. Чувиковский В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля Л.: Судостроение, 1976, 374 с.
8. Александров В.Л., Матлах А.П., Поляков В.И. Борьба с вибрацией на судах. СПб. : Мор Вест, 2005, 421 с. Рождественский В.В. Динамика подводной лодки, Л.: Судостроение, часть 1, 1970, 352 с.
9. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972, 415 с.
10. Давыдов В.В., Маттес Н.В. Динамические расчеты прочности судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1974, 336 с.
11. Сутырин В.И., Шинкаренко И.А. Расчет крутильных колебаний судового валопровода буксира проекта 1606. Калининград, Известия КГТУ, №49, стр. 261-272, 2018
12. Мелконян А.Л. Алгоритм расчета связанных изгибно-продольных вынужденных установившихся колебаний плоско-криволинейной упругой дискретной системы при наличии статической продольной нагрузки. депонировано ВИНТИ 367-В88, 14стр., 15.01.1988

References

1. Melkonian A.L., Nikolaev D.A. Modifikaciya inercionno-zhestkostnyh harakteristik modeli kak put' resheniya zadach o ee ustanovivshisya kolebaniyah [Modification of the inertial-stiffness characteristics of the model as a way to solve problems about its steady-state oscillations], SPb, Morintex, №1(47) T.3, s. 12-20, 2020
2. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Effectivnoe reshenie. Raschet izognutih balok I ram [Effective solution for curved beams and frames]). 30.03.2022.

3. Melkonian A.L., Nikolaev D.A., Chuklin M.V. Raschyot parametrov vyzhdenykh ustanovivshisya kolebanij truboprovoda [Calculation of parameters of forced steady-state fluctuations of the pipeline], SPb, Morintex, №1(51) T.2, s. 51-59, 2021. – 2021. - № 1 том 2. – С.51-59
4. Melkonian A.L., Chuklin M.V. Algorithm and program for calculating pipeline vibration parameters taking into account fluid flow. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2020; Special Edition 2: 260-265.
5. Svetlitsky V.A., Stasenko I.V. Collection of problems on the theory of oscillations. M., Higher School, 1979
6. Melkonian A.L., Chuklin M.V. The effect of the flowing liquid on the vibration of the pipeline. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2021; Special Edition 1: 144-146.
7. Chuvikovskiy V.S. Chislennye metody raschetov v stroitelnoy mehanike korabliia. [Numerical Methods of Calculations in the Structural Mechanics of a Ship], L, Sudostroenie, 1976, 374 s.
8. Alexandrov V.L., Matlakh A.P., Polyakov V.I. Borba s vibratsiyey na sudah [Vibration control on ships], SPb, MorVest, 2005, s.421.
9. Biderman V.L. Prikladnaya teoriya mehanicheskix kolebaniy [Applied theory of mechanical vibrations] M.: Visshaya shkola, 1972, 415 s.
10. Davidov V.V., Mattes N.V. Dinamicheskie rascheti prochnosti sudovix konstruksiy [Dynamic strength calculations of ship structures], L.: Sudostroenie, 1974, 336 s.
11. Sutyurin V.I., Shinkarenko I.A. Calculation of torsional vibrations of the ship shafting of the tug of project 1606. Kaliningrad, Izvestiya KSTU, No. 49, pp. 261-272, 2018
12. Melkonian A.L., Nikolaev D.A. Kvaziodnomernie modeli dlia analiza parametrov vibratsii sudovogo korpusa na rannih stadiyah ego proektirovaniya [Quasi-one-dimensional models for the analysis of ship hull vibration parameters at early stages of its design], SPb, Morintex, №2(44) T.1, s. 44-51, 2019

Конфликт интересов

Не указан.

Conflict of Interest

None declared.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Армен Левонович Мелконян, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, тел. (911) 911-64-25; e-mail: mel1950@mail.ru

Armen L. Melkonian, Ph.D.(Eng), professor, professor of theoretical mechanics and material strength department, Saint-Petersburg State Marine Technical University, 3, Lotsmanskaya str., 190121 St. Petersburg, The Russian Federation, phone number (911) 911-64-25, e-mail: mel1950@mail.ru

Дмитрий Александрович Николаев, кандидат технических наук, пенсионер, e-mail: D.Nikolaev@d-nik.de

Dmitry A. Nikolaev, Ph.D.(Eng), a pensioner e-mail: D.Nikolaev@d-nik.de

Михаил Владимирович Чуклин, инженер ФГУП «Крыловский государственного научного центра», Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44, тел. (906) 251-05-32, e-mail: chuklin1999@mail.ru

Mikael V. Chuklin, engineer of Krylov State Research Centre, Moskovskoe shosse, 44, 196158 St. Petersburg, The Russian Federation, phone number (906) 251-05-32, e-mail: chuklin1999@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 06.06.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 10.07.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 10.08.2023.

Научная статья

УДК 629.5.021.001

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.029>

Геометрически нелинейный анализ резонансных колебаний рамной модели надстройки при качке

П.Н. Шарков^{1,2} sharkov-p@mail.ru, М.Ю. Миронов² mironov31051973@mail.ru,¹АО «Невское ПКБ», ²Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация: Работа посвящена созданию комплекса вычислительных моделей гидродинамики и прочности, описывающих поведение маломерного научно-исследовательского судна (НИС), строящегося студенческим конструкторским бюро СПбГМТУ [1]-[3]. Рассматривается моделирование поведения легкой гибкой катерной надстройки из стеклопластика, представляющей собой пространственную сложную раму и предназначенную для размещения на ней массивного и жесткого яруса фотоэлектрических панелей. Расчетными для такой конструкции являются инерционные нагрузки при качке судна. Низкая конструкционная жесткость делает необходимым анализ колебаний конструкции в геометрически нелинейной постановке для выявления истинных амплитуд отклика в околорезонансной зоне, запасов прочности и жесткости, возможностей их повышения при использовании такелажа. В первом приближении анализируется поведение плоской рамы без расчалок и с расчалками для случая высокоамплитудного гармонического поворота опорной плоскости, имитирующего бортовую качку.

Ключевые слова: пространственная рама, композитные балки, качка судна, колебания надстройки, инерционные нагрузки, метод конечных элементов, геометрически нелинейный расчет, резонанс, такелажные подкрепления.

Для цитирования: Шарков П.Н., Миронов М.Ю. Геометрически нелинейный анализ резонансных колебаний рамной модели надстройки при качке, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 65—70. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.029

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.029>

Geometrically nonlinear analysis of resonant vibrations of the frame model of the superstructure during pitching

Pavel N. Sharkov^{1,2} sharkov-p@mail.ru, Mikhail Yu. Mironov¹ mironov31051973@mail.ru,¹JSC «Nevsky Design Bureau», ²State Marine Technical University, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract: The work is devoted to the creation of a complex of computational models of hydrodynamics and strength describing the behavior of a small research vessel (NIS) under construction by the student design bureau of SPbGMTU [1]-[3]. Modeling of the behavior of a light flexible fiberglass boat superstructure, which is a spatial complex frame and designed to accommodate a massive and rigid tier of photovoltaic panels on it, is considered. The design for such a design is the inertial loads during the rolling of the vessel. Low structural rigidity makes it necessary to analyze the vibrations of the structure in a geometrically nonlinear formulation to identify the true response amplitudes in the near-resonance zone, strength and stiffness reserves, and the possibilities of increasing them when using rigging. In the first approximation, the behavior of a flat frame without braces and with braces is analyzed for the case of a high-amplitude harmonic rotation of the reference plane, simulating a side pitching. Analysis of resonant vibrations of the frame model of the superstructure during pitching

Keywords: spatial frame, composite beams, ship rolling, superstructure vibrations, inertial loads, finite element method, geometrically nonlinear calculation, resonance, rigging reinforcements

For citation: Sharkov P.N., Mironov M.Yu. Geometrically Nonlinear Marine Intelligent Technologies. 2023. № 3 part 2, P. 65—70. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.029

Введение

Поведение гибкой и легкой конструкции надстройки из П-образных стеклопластиковых профилей при действии инерционных нагрузок рассматривалось в работе [3], где в качестве нагружения бралось малоамплитудное спектральное возмущение в форме однонаправленного синхронного перемещения опорных узлов конструкции, что может соответствовать случаям навала, разгона или посадки на мель. Оценка параметров качки на волнении, выполненная в [2], показывает, что в условиях таких акваторий, как Финский залив или Ладожское озеро для заданных

«валки» обводов и размеров судна весьма существенны углы динамического крена и дифферента. Моделирование малых возмущений опорного контура надстройки, состоящей из размещенных по бортам вертикальных стоек, связанных стрингерами и верхней конструкцией в виде перекрытия, в линейной стационарной постановке уже не представляется достаточным для суждения о запасах прочности и жесткости. Имитировать возмущение следует связанными большими перемещениями опорных узлов во времени с учетом геометрической нелинейности.

Описание исследовательской модели

С применением метода конечных-элементов, используя шаговую процедуру Ньюмарка для динамического расчета с учетом нелинейности методом Ньютона-Рафсона [4], [5] рассмотрим тестовые случаи нагружения упрощенной плоской балочно-массовой модели надстройки при значительных (с амплитудой до $\alpha=10^\circ$) угловых возмущениях опорной плоскости в околорезонансном диапазоне частот (рис. 1).

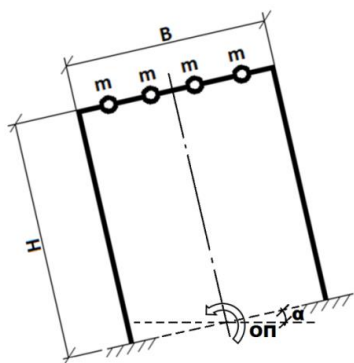


Рис. 1. Схема инерционного нагружения конструкции

Сечение композитного профиля балок нагружаемой рамы – П-образное, замкнутое, с развитыми полками для крепления на корпусе катера и с легким наполнителем (рис.2).

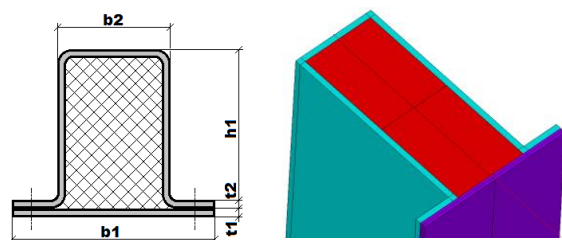


Рис. 2. Схема сечения балок конструкции и его составная модель

При численном моделировании конструкции используются суперпозиции балочных конечных элементов типа BEAM188 [5] на единой узловой сетке. Это подход, обеспечивающий учёт влияния разномодульности составляющих на положение главных центральных осей, учёт особенностей деформирования тонко- и высокостенного профиля регулируемой гауссовой сеткой, и при этом – существенно более экономичный, нежели использование идеализации несущей части профиля слоистыми оболочками, а наполнителя – объемными телами [3].

Модули упругости принимаемых изотропными стеклопластика и наполнителя – 100 ГПа и 15 МПа соответственно, плотности – 2000 и 35 кг/м³. Верификация составной балочной модели произведена сравнительными расчетами статического изгиба, кручения и колебаний двух моделей однопролетной балки: предлагаемой на рис.2 и более подробной, где наполнитель идеализируется объемными КЭ SOLID185, а обечайки – оболочечными КЭ SHELL181 [6].

Расхождение по собственным частотам в нижней части спектра составило не более 5%.

Используем следующие модельные значения параметров сечения: $b_1=56$ мм, $b_2=30$ мм, $h_1=74$ мм, $t_1=t_2=2$ мм. Радиусы скругления, оказывающие существенное влияние лишь на локальные напряжения, не учитываются.

Имитация батареи из солнечных панелей на жестком каркасе производится конечными элементами – материальными точками MASS21 [5], распределенными по узлам сетки на горизонтальной балке, жесткость материала которой повышена по сравнению со стойками на порядок (2000 ГПа).

Нестационарное возмущение опорного контура состоит в задании опорным узлам перемещений

$$\begin{cases} dx(t) = \pm \frac{B}{2} \cdot \sin(\alpha) \cdot \sin(\omega \cdot t) \\ dy(t) = \mp \frac{B}{2} \cdot (1 - \cos(\alpha)) \cdot \sin(\omega \cdot t) \end{cases} \quad (1)$$

где α – амплитуда, ω – частота качки.

Колебания рамы рассматриваются в течение нескольких периодов частоты качки с шагом интегрирования по времени не более 1/10 периода.

Оценка динамических свойств и подбор сопротивлений для исследования

Модельные значения параметров связаны с реальным судном [1]-[3] и таковы: $L=1,5$ м; $B=1,6$ м, суммарная масса распределяемых по узлам верхней связи элементов «солнечной батареи» - 20 кг (полная масса батареи 100 кг, распределена по 5-ти рамам).

Анализ собственных колебаний модели рамы в нижней части спектра дает низшие частоты (Гц): $f_1=16,8$; $f_2=138,3$; $f_3=281,6$; $f_4=282,8$ (парная); $f_5=391,8$; ..., $f_8=495,1$, которым соответствуют, в основном, формы изгиба стоек (рис. 3).

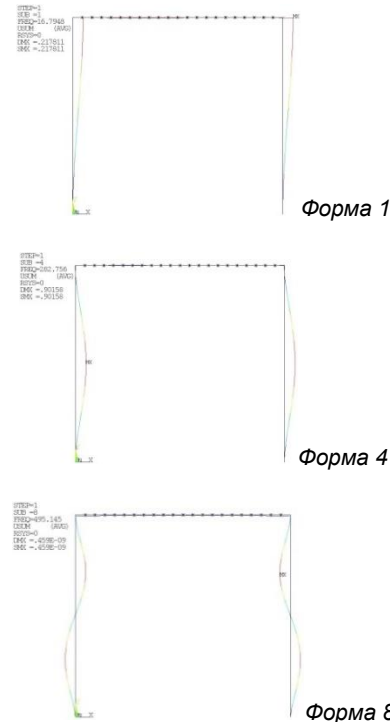


Рис. 3. Отдельные собственные формы (1,4,8) колебаний рамы без подкреплений

Высокая масса и низкая жесткость тестовой модели определяют близость порядков низших частот упругих колебаний с порядками частот качки судна (до 30 Гц) [2].

Принимаем для будущих расчетов вынужденного поведения конструкцию значение частоты качки равным первому резонансному значению частоты упругих колебаний надстройки: $\omega = f_1 = 16,8$ Гц. Очевидно, что здесь для корректной оценки амплитуд вынужденных колебаний следует ввести в модель сопротивление. Подбор общих диссипативных свойств модели выполняем из условия снижения амплитуды за 3 периода в 10 раз при импульсном возмущении. Во вспомогательном нестационарном расчете в линейной постановке задаём начальные горизонтальные скорости 10 м/с опорным узлам (возбуждаем 1-ю «консольную» форму). Подбираем коэффициенты демпфирования [5] α_d и β_d модельной симметричной матрицы сопротивления

$$[C] = \alpha_d \cdot [M] + \beta_d \cdot [K] \quad (2)$$

из приведенного выше условия. Результат расчета при подобранных коэффициентах приведен на рис. 4.

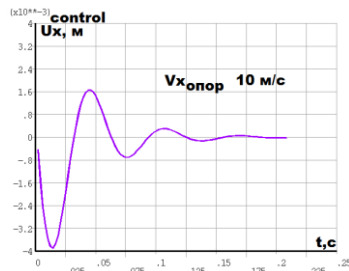


Рис. 4. Затухание колебаний при импульсном возмущении. Расчет выполнен для времени наблюдения 3,5 1-го собственного периода

Подобранные значения параметров общего демпфирования при этом - $\alpha_d = \beta_d = 0,005$.

Результаты нестационарных тестовых расчетов вынужденных колебаний в линейной и нелинейной постановках

Особенность расчета амплитуд гибкой и тяжелой системы при качке – в наличии больших перемещений и кривизн, связанных а) с довольно большими смещениями опорных узлов рамы при качке, б) с развитием резонанса. Гармонический же анализ (квази-статический расчет амплитудных откликов) допускается [5] лишь в физически и геометрически линейной постановке.

Для корректности сравнений расчета амплитуд в разных постановках выполняются именно нестационарные расчеты на протяжении 10-ти периодов качки для гарантированного выхода на стационарный процесс.

Во всех расчетных случаях опорные узлы модели получают смещения (1), при этом меняются величины системного сопротивления (подбранное и на порядок меньшее), а также амплитуды угла качки (малая - 2°, большая - 10°).

При расчете в геометрически нелинейной постановке учитывается изменение со временем форм колебаний за счет корректировки методом

Ньютона-Рафсона [4],[5] жесткости модели на каждом шаге интегрирования уравнений динамики.

Для геометрически нелинейного резонансного расчета выявлена необходимость существенного увеличения числа шагов во времени (до 1000 на период при разных пространственных сетках) и итераций уравнивания на каждом шаге в алгоритме Ньютона-Рафсона [4] с ростом амплитуды (значительно снижается устойчивость решения балочной модели). Как выяснилось, связано это с применяемым для балочных моделей порядком аппроксимации перемещений. Для предложенной модели «суперпозиции» фактически трёх балок с разными материалами и «разнесенными» сечениями на единой узловой сетке оказалось целесообразно, с позиций ускорения сходимости, применение *линейной*, а не квадратичной или кубической Эрмитовой [4] аппроксимации.

Динамическое состояние модели на одном из шагов процесса с развитием резонансом показано на рис. 5.

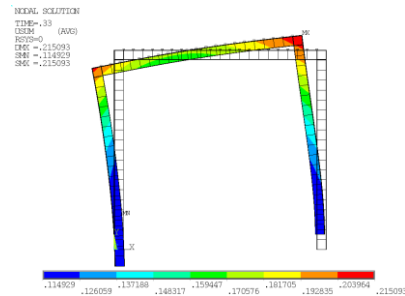


Рис. 5. Суммарные перемещения модели при качке, нелинейный расчет

Влияние сопротивления

При высоком принятом сопротивлении результаты расчетов в линейной и в геометрически нелинейной постановке практически не отличаются (рис. 6).

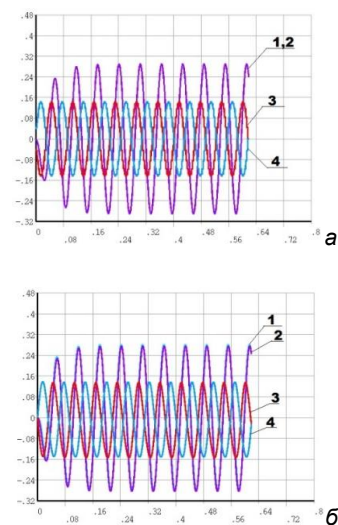


Рис. 6. Нестационарный гармонический отклик конструкции в вертикальных (1,2) и горизонтальных (3,4) перемещениях угловых точек, а) в линейной постановке, б) с учетом нелинейности; $\alpha = 10^\circ$, сопротивление высокое

Отличие можно заметить, строя зависимости разниц абсолютных перемещений контрольных и опорных узлов, поскольку перемещения последних при $\alpha=10^\circ$ довольно велики (рис. 6.1).

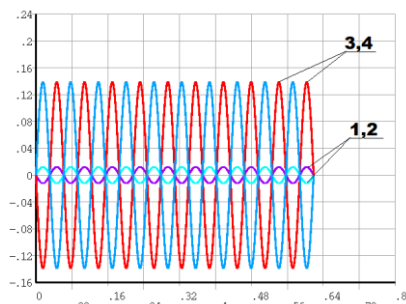


Рис. 6.1 Перемещения опорных узлов конструкции согласно (1); 1,2 – горизонтальные, 3,4 – вертикальные

Снижение коэффициентов α_d и β_d на порядок (0,0005) позволяет наблюдать развитие резонансного или квази-резонансного процесса, стабилизации за 10 периодов не происходит. Максимальные за время наблюдения амплитуды при этом возрастают по сравнению с предыдущими расчетами так: в линейной постановке - примерно в 8 раз, в нелинейной - примерно в 4 раза, здесь явно видно изменение формы (рис. 7).

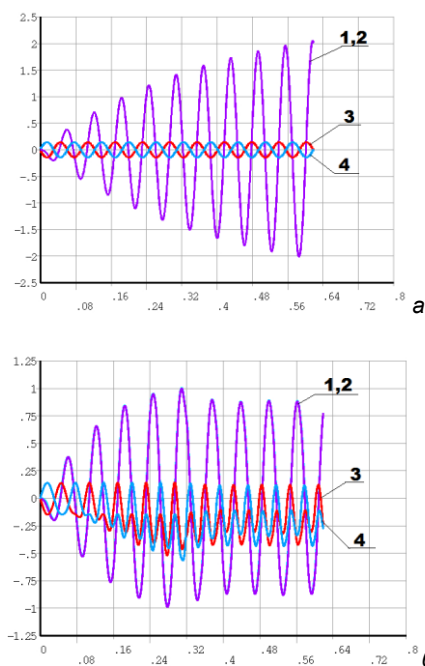


Рис. 7. Нестационарный гармонический отклик конструкции в вертикальных (1,2) и горизонтальных (3,4) перемещениях угловых точек, а) в линейной постановке, б) с учетом нелинейности. $\alpha=10^\circ$, сопротивление снижено на порядок

Как видно, учет геометрической нелинейности позволяет снизить оценку амплитуд откликов в вертикальном направлении при околорезонансном воздействии качки, за счет учета роста амплитуд горизонтальных перемещений.

Проблема обеспечения прочности

Отметим, что амплитуды изгибных напряжений при рассматриваемых процессах достигают предела прочности стеклопластика [7] уже при малых углах качки. Очевидно, что для предотвращения разрушений надстройки при резонансной качке необходимы или высокие диссипативные свойства, не обеспечиваемые стеклопластиком и низко модульным наполнителем, или повышение жесткости и размеров сечений связей. Отстройка от резонанса в сторону повышения частот возможна лишь за счет повышения толщин обечаек составных профилей, т.к. на габариты сечения накладываются ограничения узлы крепления надстройки и вместимость катера [1]-[3]. Повышение толщин увеличивает трудоемкость изготовления балок и массу конструкции.

В итоге для сохранения массо-габаритных характеристик надстройки и повышения общей жесткости и прочности видится целесообразным применение тросовых (такелажных) подкреплений по примеру парусных судов.

Моделирование такелажных подкреплений

Оценим влияние дополнительных тросовых односторонних связей (рис. 8) на снижение амплитуд колебаний конструкции в плоском варианте и требуемую прочность и жесткость этих дополнительных связей.

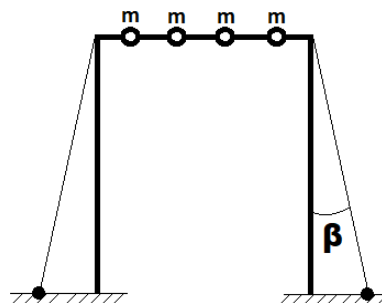


Рис. 8. Схема такелажного подкрепления

В силу ограниченности поперечных размеров корпуса судна и возможностей установки выносных элементов угол расчаливания ограничим значением $\beta_{\max}=30^\circ$.

Используемые дополнительные элементы модели – стержни-«кабели» LINK10, опционально работающие только на растяжение и допускающие задание преднатяжения уровнем относительного удлинения [5]. Поскольку моделирование провисаний и хлопков такелажных связей здесь не рассматривается, расчалки модели рамы состоят из единственного конечного элемента каждая.

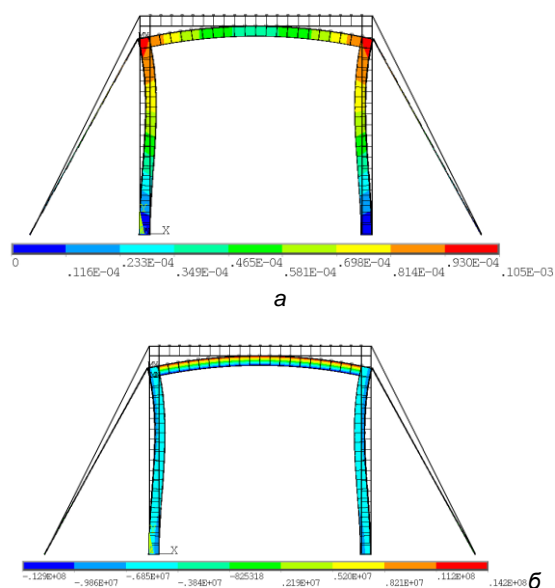


Рисунок 9. Напряженно-деформированное состояние системы с предварительно натянутыми тросами (а – суммарные перемещения, б – изгибные напряжения), $\beta=30^\circ$.

Особенностью расчета здесь является выполнение квази-статического шага с предварительным уравниванием системы с заданной деформацией ε (рис. 9).

Тросы диаметром 5 мм, свитые из стальных прядей, в настоящей модели подвергаются натяжению с $\varepsilon=0,1\%$ (0,001), что при $\beta_{\max}=30^\circ$ соответствует усилию натяжения около 3,7 кН и является для стали половинным уровнем от деформаций текучести. Анализ статической устойчивости конструкции показал, что критическим уровнем натяжения является 550 кН, т.е. в 150 раз больше, при этом первая форма потери устойчивости совпадает с первой формой свободных колебаний.

Оценим эффективность влияния преднапряженных подкреплений при нестационарной качке с амплитудой $\alpha=10^\circ$ и сниженном сопротивлении. С учетом односторонности работы тросовых связей выполнялся только нелинейный расчет.

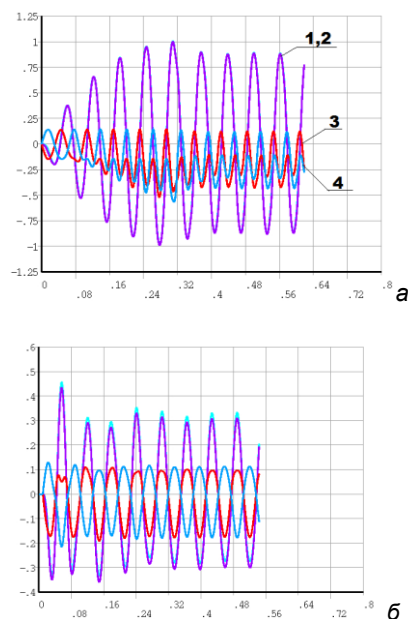


Рисунок 10. Нестационарный гармонический отклик конструкции без растяжек (а) и с преднапряженными растяжками (б) в вертикальных (1,2) и горизонтальных (3,4) перемещениях угловых точек, с низким сопротивлением, $\alpha=10^\circ$

Как видно из рис. 10, наличие такелажных натянутых подкреплений повышает жесткость конструкции, амплитуды перемещений снижаются практически в 3 раза, однако, с учетом предельных с точки зрения прочности и конструктивного окружения параметров натяжения, следует отметить ограниченную эффективность такой защиты.

Заключение

Используемый подход к моделированию нестационарных откликов пространственных гибких стержневых систем из ПКМ показал свою состоятельность и относительную экономичность для проектирования. Тем не менее, численный инженерный расчет целесообразно сводить к отысканию гармонического амплитудного отклика, а наличие преднапряжений в системе – к коэффициентам повышения конструктивной жесткости.

Литература

1. Миронов М.Ю., Мудрик Р.С. Определение мест установки тензорезисторов на корпусе легкого пассажирского катера, Тезисы доклада, в сборнике трудов научно-технической конференции по строительной механике корабля, посв. 125-летию Крыловского государственного научного центра 13-14 декабря 2018 г., ФГУП «КГНЦ», 2018, с. 178-179.
2. Рябушкин С.В. Динамика и прочность корпуса электрокатера, Труды Крыловского государственного научного центра, Специальный выпуск 2 (2020), с. 224-229
3. Корбова А.А. Проектирование легкой катерной надстройки из полимерных композиционных материалов, Труды Крыловского государственного научного центра, Специальный выпуск 2 (2020), с. 242-249.
4. Бененсон А.М., Миронов М.Ю., Родионов А.А. Численные методы оценки предельных состояний конструкций: Учебное пособие, СПб.: СПбГМТУ, 2013.
5. Release 2019 R3. Documentation for ANSYS, 2019 ANSYS, Inc
6. Ветлугина А.С., Миронов М.Ю., Цыварев М.В., Расчетно-экспериментальная оценка применимости экструдированного пенополистирола бытового назначения в трехслойных конструкциях корпуса маломерного судна. Санкт-Петербург: Труды Крыловского государственного научного центра, №402, 2022 – 75-84 с.

7. Композиционные материалы: Справочник/В.В. Васильев, В.Д. Протасов, В.В. Болотин и др.; Под общ. ред. В.В. Васильева, Ю.М. Тарнопольского. – М.: Машиностроение, 1990. – 512 с.

References

1. Mironov M.Yu., Mudrik R.S. Determination of the places of installation of strain gages on the hull of a light passenger boat, Abstracts of the report, in the proceedings of the scientific and technical conference on ship construction mechanics, dedicated to the 125th anniversary of the Krylov State Scientific Center on December 13-14, 2018, FSUE "KGNC", 2018, pp. 178-179.
2. Ryabushkin S.V. Dynamics and strength of the electric boat hull, Proceedings of the Krylov State Scientific Center, Special Issue 2 (2020), pp. 224-229
3. Korbova A.A. Designing a light boat superstructure made of polymer composite materials, Proceedings of the Krylov State Scientific Center, Special Issue 2 (2020), pp. 242-249.
4. Benenson A.M., Mironov M.Yu., Rodionov A.A. Numerical methods for estimating the limit states of structures: Textbook, St. Petersburg: SPbGMTU, 2013.
5. Release 2019 R3. Documentation for ANSYS, 2019 ANSYS, Inc
6. Vetlugina A.S., Mironov M.Yu., Tsyvarev M.V. Computational and experimental assessment of the applicability of extruded polystyrene foam for household use in three-layer structures of the hull of a small vessel. St. Petersburg: Proceedings of the Krylov State Scientific Center, No. 402, 2022 - 75-84 p.
7. Composite materials: Handbook / V.V. Vasiliev, V.D. Protasov, V.V. Bolotin, etc.; Under the general editorship of V.V. Vasiliev, Yu.M. Tarnopolsky. – М.: Mechanical Engineering, 1990. – 512 p.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Павел Николаевич Шарков, инженер, Невское проектно-конструкторское бюро, 199226, Санкт-Петербург, Галерный проезд, д.3; магистрант кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: sharkov-p@mail.ru

Pavel N. Sharkov, engineer, Nevsky Design Bureau, 199226, St. Petersburg, Galerny Proezd, 3; Master's student of the Department of Ship Construction Mechanics, St. Petersburg State Maritime Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya str., 3, e-mail: sharkov-p@mail.ru

Михаил Юрьевич Миронов, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: mironov31051973@mail.ru

Mikhail Yu. Mironov, Ph.D. (Eng), Associate Professor of the Department of Structural Mechanics of the Ship, St. Petersburg State Maritime Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya str., 3, e-mail: mironov31051973@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 00.00.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 00.00.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 00.00.2023.

Научная статья

УДК 531.22+531.787.91

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.030>

Метод определения местных нагрузок на основе их разложения по ортогональной системе функций

А.Р. Филатов^{1,2} filatov_ar@voenmeh.ru¹Крыловский государственный научный центр²Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Аннотация Объектами работы являются судовые корпусные конструкции. Цель работы состоит в решении обратной задачи строительной механики корабля – разработке метода определения местных нагрузок, действующих на корпусные конструкции, по значениям деформаций, полученным в их конечном числе точек. При разработке метода определения местных нагрузок применялся подход, основанный на их разложении по ортогональной системе двумерных вейвлет-функций Хаара. Для решения задач строительной механики и получения отклика конструкции на действие базисных нагрузок использовался метод конечных элементов. Выполнены тестовые расчёты перекрытия ледового пояса при трёх различных вариантах приложения на него нагрузки: равномерная и гидростатическая по всей наружной поверхности, а также равномерная по ограниченному пятну контакта. Минимальная погрешность разработанного метода по оценке интеграла местной нагрузки на тестовых задачах составила 1-3% в зависимости от варианта нагружения, размера выборки, размера базиса и амплитуды базисных функций.

Ключевые слова: обратная задача строительной механики, корпусные конструкции, местная нагрузка, ортогональная система функций, вейвлеты Хаара

Для цитирования: Филатов А.Р. Метод определения местных нагрузок на основе их разложения по ортогональной системе функций. Морские интеллектуальные технологии, 2023. № 3 часть 2, С. 71—78. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.030

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.030>

Method for evaluation of local loads based on their expansion in terms of an orthogonal set of functions

Anton R. Filatov^{1,2} filatov_ar@voenmeh.ru¹Krylov State Research Centre²Baltic State Technical University "Voenmeh" D.F. Ustinov

Abstract The work objects are ship hull structures. The work goal consists in solving the inverse problem of the structural mechanics of ships that is development of a method for evaluating local loads acting on hull structures, according to the strain values obtained at finite number of points. When developing the method for evaluation of local loads, an approach was used based on local loads series expansion in the orthogonal set of two-dimensional Haar wavelets. The finite element method was used for solution of structural mechanics problems and obtaining the response of the structure to the action of basic loads. Test calculations of the ice belt grillage were performed for three different load cases: uniform and hydrostatic over the entire outer surface, as well as uniform over a limited contact patch. Minimum error of the developed method for evaluating the local load integral on test problems was equal to 1 to 3%, depending on the load case; sampling size, basis size and basis function amplitudes.

Key words: structural mechanics inverse problem, hull structures, local load, orthogonal set of functions, Haar wavelets

For citation: Anton R. Filatov, Method for evaluation of local loads based on their expansion in terms of an orthogonal system of functions. Marine intellectual technologies, 2023. № 3 part 2, P. 71—78. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.030

Введение

Актуальность темы обусловлена актуальностью разработки цифрового двойника (ЦД) как судна в целом [1], так и его корпуса в частности. Подход к разработке последнего описан в работе [2], где в архитектуру ЦД корпуса судна неизбежно включается система мониторинга (СМ), в частности, деформаций конструкций, на основании показаний которой требуется судить о напряжённо-деформированном состоянии (НДС) всего корпуса. Обзор тенденций развития СМ деформаций корпусных конструкций выполнен в работе [3]. Основная проблема заключена в том, что СМ включает в себя конечное, ограниченное число точек,

что в общем случае не позволяет однозначно судить о НДС в любой другой точке конструкции. Указанная проблема рассмотрена, в частности, в работах [4, 5, 6], в работе [7] для ее решения использовалась матрица коэффициентов влияния, построенная на основе численных расчётов с помощью метода конечных элементов, в [16] – перебор большого числа суперпозиций решений для пятен нагрузки методом главных изгибов. В работах [8, 9] для исследования полученных от СМ измерений применяются методы анализа больших данных, в частности, нейронные сети, а в работе [10] на основе анализа чувствительности датчиков к нагружению конструкции уточнены координаты их расположения для получения максимальной информации о НДС.

Заметим, что при подавляющем преобладании местной нагрузки, вид которой заранее известен, как это наблюдается, например, в перекрытиях ледового пояса судов и платформ, можно разработать метод решения обратной задачи строительной механики, позволяющий определить интеграл местной нагрузки и центр его приложения. А уже далее по найденному интегралу и центру приложения решить прямую задачу строительной механики с определением НДС всей цифровой модели (ЦМ) корпуса. При этом невязки между измеренными и расчётными значениями деформаций можно использовать для корректировки результатов расчётов. Схема описанного подхода показана на рис. 1.

Целью настоящей работы является решение обратной задачи строительной механики – разработка метода определения местной нагрузки, действующей на корпусные конструкции, по значениям деформаций, полученным в конечном числе точек.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

- разложение местной нагрузки, действующей на перекрытие, по ортогональной системе функций Хаара;
- решение тестовых задач по определению интеграла местной нагрузки и центра его приложения для различных вариантов нагружения перекрытия.

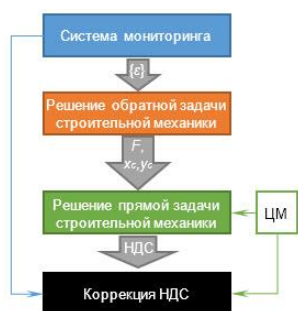


Рис. 2. Подход к определению **Ошибка! Источник ссылки не найден.** всего корпуса на основании показаний **Ошибка! Источник ссылки не найден.**

1. Материалы и методы

Местная нагрузка p , действующая на перекрытие, раскладывается на нормальную p_n и касательную p_τ составляющие:

$$\vec{p} = \vec{p}_n + \vec{p}_\tau. \quad (1)$$

При этом в связи с низким коэффициентом трения касательная составляющая намного меньше нормальной, поэтому местная нагрузка почти совпадает с нормальной:

$$p_\tau \ll p_n \Rightarrow p \approx p_n. \quad (2)$$

Давление p , действующее на перекрытие, является измеримым (т.е. имеет конечный интеграл), поэтому его можно разложить по ортогональной системе функций [11]:

$$p(\xi; \eta) = \sum \alpha_i p_i(\xi; \eta), \quad (3)$$

где p_i – функции из ортогональной системы (**базисные давления**);

α_i – коэффициенты Фурье;

ξ, η – внутренние координаты наружной поверхности перекрытия, на которую действует давление.

Если величина местной нагрузки относительно невелика, то отклик перекрытия на её действие является линейным:

$$\epsilon^A(p) = \epsilon^A(\sum \alpha_i p_i) = \sum \alpha_i \epsilon^A(p_i) = \sum \alpha_i \epsilon_i^A, \quad (4)$$

где ϵ^A – тензор деформаций в произвольной точке А перекрытия (необязательно на обшивке);

ϵ_i^A – тензор деформаций в точке А перекрытия при действии базисного давления p_i (**базисный отклик**).

Таким образом, при линейном поведении конструкций перекрытия коэффициенты Фурье α_i разложения нагрузки p по базисным давлениям p_i совпадают с коэффициентами Фурье разложения тензора деформаций ϵ по базисным откликам ϵ_i . А, зная коэффициенты Фурье α_i и базисные давления p_i , по формуле (3) можно легко восстановить местную нагрузку p и, соответственно, её интеграл с центром приложения.

Оценку коэффициентов Фурье можно выполнить, используя множественную линейную регрессию на основе метода наименьших квадратов [12]:

$$\{\hat{\alpha}\} = ([E]^T[E])^{-1}[E]^T\{\epsilon\}, \quad (5)$$

где $\{\epsilon\}$ – вектор измеренных в M точках перекрытия деформаций при действии нагрузки p :

$$\{\epsilon\} = \{\epsilon_j(p)\} | j = 1, \dots, M; \quad (6)$$

$[E]$ – матрица базисных откликов в тех же M точках перекрытия, включая отклик на единичную нагрузку p_0 :

$$[E] = \begin{bmatrix} \epsilon_1(p_0) & \epsilon_1(p_1) & \dots & \epsilon_1(p_N) \\ \epsilon_2(p_0) & \epsilon_2(p_1) & \dots & \epsilon_2(p_N) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \epsilon_M(p_0) & \epsilon_M(p_1) & \dots & \epsilon_M(p_N) \end{bmatrix}; \quad (7)$$

p_i – базисные давления, $i = 1, \dots, N$.

Одной из самых простых ортогональных систем функций являются вейвлеты Хаара, которые в двумерном случае имеют вид [13] (см. рис. 3)

$$h_0(x; y) = \varphi(x)\varphi(y), \quad (8)$$

$$h_v(x; y) = \varphi(x)\psi(y), \quad (9)$$

$$h_h(x; y) = \psi(x)\varphi(y), \quad (10)$$

$$h_d(x; y) = \psi(x)\psi(y), \quad (11)$$

где φ – масштабирующая (отцовская) вейвлет-функция (см. рис. 4):

$$\varphi(x) = \begin{cases} 1 & 0 \leq x \leq 1, \\ 0 & \text{иначе} \end{cases}; \quad (12)$$

ψ – родительская (материнская) вейвлет-функция (см. рис. 4):

$$\psi(x) = \begin{cases} 1 & 0 \leq x < 1/2 \\ -1 & 1/2 \leq x \leq 1. \\ 0 & \text{иначе} \end{cases}. \quad (13)$$

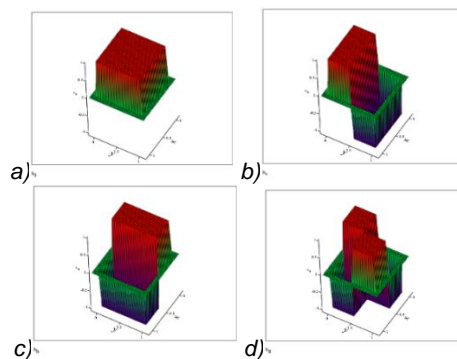


Рис. 3. Двумерные вейвлет-функции Хаара: а) отцовская (8); б) материнская вертикальная (9);

с) материнская горизонтальная (10); d) материнская диагональная (11)

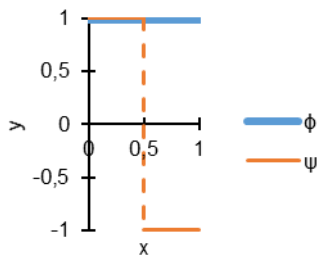


Рис. 4. Одномерные вейвлет-функции Хаара

Формулы (8)–(11) определяют базисные функции 0-итерации. Базисные функции 1-итерации получаются путём умножения на 2 аргументов базисных функций 0-итерации и их поочерёдного сдвига на $i = 0, 1$ единиц:

$$\begin{aligned} h_m^{00}(x; y) &= h_m(2x - 0; 2y - 0), \\ h_m^{01}(x; y) &= h_m(2x - 0; 2y - 1), \\ h_m^{10}(x; y) &= h_m(2x - 1; 2y - 0), \\ h_m^{11}(x; y) &= h_m(2x - 1; 2y - 1), \end{aligned} \quad (14)$$

где $m = v, h, d$.

Базисные функции 2-итерации получаются путём умножения на 2 аргументов базисных функций 1-итерации и их поочерёдного сдвига на i единиц и т.д.:

$$\begin{aligned} h_m^{00ij}(x; y) &= h_m^{ij}(2x - 0; 2y - 0), \\ h_m^{01ij}(x; y) &= h_m^{ij}(2x - 0; 2y - 1), \\ h_m^{10ij}(x; y) &= h_m^{ij}(2x - 1; 2y - 0), \\ h_m^{11ij}(x; y) &= h_m^{ij}(2x - 1; 2y - 1), \end{aligned} \quad (15)$$

где $i, j = 0, 1$.

Легко видеть, что вейвлеты Хаара взаимно ортогональны.

В результате ортогональная система вейвлет-функций Хаара H может быть записана в виде:

$$H = \begin{pmatrix} h_0, h_v, h_h, h_d; \\ h_v^{00}, h_v^{01}, h_v^{10}, h_v^{11}, \\ h_h^{00}, h_h^{01}, h_h^{10}, h_h^{11}, \\ h_d^{00}, h_d^{01}, h_d^{10}, h_d^{11}, \\ h_v^{0000}, h_v^{0001}, \dots, h_v^{1111}, \\ h_h^{0000}, h_h^{0001}, \dots, h_h^{1111}, \\ h_d^{0000}, h_d^{0001}, \dots, h_d^{1111}; \\ \dots \end{pmatrix}, \quad (16)$$

Первые 4^1 функции этой системы образуют 4-базис Хаара, первые 4^2 функций – 16-базис Хаара, первые 4^3 функций – 64-базис Хаара и т.д.

Замена диапазонов изменений значений с $0 \leq x, y \leq 1$ на $-a \leq x \leq a, -b \leq y \leq b$ выполняется путём линейной подстановки

$$\tilde{h}_m(x; y) = h_m\left(\frac{x+a}{2a}, \frac{y+b}{2b}\right), \quad (17)$$

откуда с помощью описанного выше алгоритма получаем ортогональную систему \tilde{H} с нужными для задачи диапазонами изменений значений переменных. При этом само перекрытие необязательно должно быть прямоугольным в плане, достаточно чтобы эти диапазоны соответствовали описанному вокруг перекрытия прямоугольнику.

В настоящей работе для базисных давлений рассматривался 16-базис Хаара:

$$p_0 = \tilde{h}_0, p_1 = \tilde{h}_v, p_2 = \tilde{h}_h, p_3 = \tilde{h}_d; \quad (18)$$

$$\begin{aligned} p_4 &= \tilde{h}_v^{00}, p_5 = \tilde{h}_v^{01}, p_6 = \tilde{h}_v^{11}, p_7 = \tilde{h}_v^{11}; \\ p_8 &= \tilde{h}_h^{00}, p_9 = \tilde{h}_h^{01}, p_{10} = \tilde{h}_h^{11}, p_{11} = \tilde{h}_h^{11}; \\ p_{12} &= \tilde{h}_d^{00}, p_{13} = \tilde{h}_d^{01}, p_{14} = \tilde{h}_d^{11}, p_{15} = \tilde{h}_d^{11} \end{aligned}$$

с двумя вариантами амплитудных значений в уравнениях (8)–(13): 1 кПа и 1 атм (100 кПа). А поскольку любой базис Хаара содержит единичную функцию, при выполнении многофакторной линейной регрессии (5) нет необходимости добавлять отклики на единичные давления в матрицу [E]. (7)

В качестве тестовой конструкции использовалось перекрытие ледового пояса, упруго-пластический расчёт которого выполнен в работе [14] в рамках ОКР «Платформы-лед-конструкция» [15], где Крыловский государственный научный центр являлся соисполнителем. Для проверки работы разработанного метода было выбрано три варианта его нагружения:

- 1) равномерное давление 1 атм (100 кПа) по всей наружной поверхности (рис. 5.a);
- 2) гидростатическое давление 0-46,8 кПа по всей наружной поверхности (рис. 5.b);
- 3) усилие 30 тс, равномерно распределённое по пятну нагружения индентором [14] со значением давления 147 кПа (рис. 5.c).

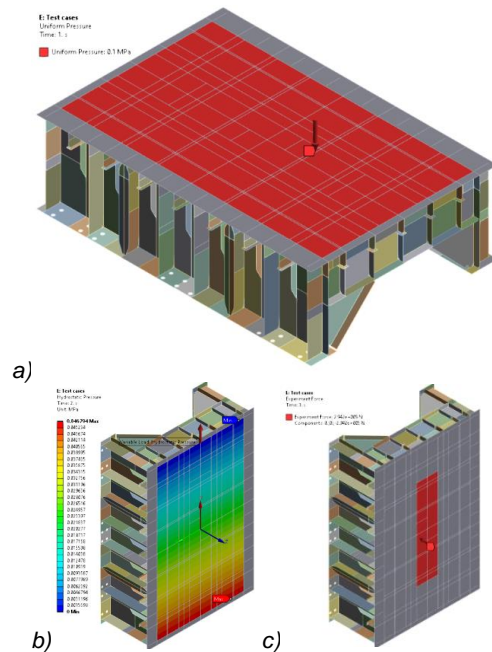


Рис. 5. Расчётные случаи нагружения перекрытия: а) равномерное давление 1 атм (100 кПа) по всей поверхности; б) гидростатическое давление 0-46,8 кПа по всей поверхности; в) усилие 30 тс, равномерно распределённое по пятну нагружения индентором [14] (давление 147 кПа)

Тестовые задачи решались с помощью метода конечных элементов в линейной упругой статической постановке.

Деформации по различным направлениям измерялись в точках перекрытия, в основном расположенных на стенках и поясах балок набора. Базисные отклики записывались в матрицу [E] (7), а из откликов на расчётные нагрузки формировались векторы $\{\epsilon\}$ (6), после чего по формуле (5) вычислялся вектор оценок $\{\alpha\}$ коэффициентов Фурье действующих расчётных нагрузок по базисным

давлениям (18). Далее по формуле (3) строилась оценка внешней нагрузки \hat{p} , для которой вычислялись интеграл

$$\hat{F} = \int_{-b}^b \int_{-a}^a \hat{p}(x; y) dx dy \quad (19)$$

и координаты центра его приложения

$$\hat{x}_c = \frac{\hat{S}_x}{\hat{F}}, \hat{y}_c = \frac{\hat{S}_y}{\hat{F}}, \quad (20)$$

где

$$\hat{S}_x = \int_{-b}^b \int_{-a}^a \hat{p}(x; y) x dx dy, \hat{S}_y = \int_{-b}^b \int_{-a}^a \hat{p}(x; y) y dx dy. \quad (21)$$

Для проверки работоспособности разработанного метода с истинными значениями сравнивались как оценка интеграла давления (19), так и координаты (20) центра его приложения.

2. Результаты и обсуждение

На рис. 6 показаны оценки распределений местной нагрузки для описанных выше вариантов нагружения:

- a) оценка нагрузки равномерного давления 1 атм (100 кПа) по всей наружной поверхности, полученная на выборке из $16 + 1 = 17$ точек перекрытия;
- b) оценка нагрузки гидростатического давления по всей наружной поверхности, полученная на выборке из $6 \cdot 16 = 96$ точек перекрытия;
- c) оценка нагрузки усилия 30 тс, равномерно распределённого по пятну нагружения индентором, полученная на выборке из $9 \cdot 16 = 144$ точек перекрытия.

На рис. 8 и рис. 9 показаны графики погрешностей определения интеграла давления и координат центра его приложения в зависимости от размера выборки для 16-базиса Хаара с амплитудами 1 кПа и 1 атм (для последнего варианта нагружения также приведены точки с погрешностями для 64-базиса Хаара). Погрешность интеграла давления определялась по формуле

$$\delta F = \left| \frac{\hat{F} - F_0}{F_0} \right|, \quad (22)$$

а погрешности координат центра его приложения – по формулам

$$\delta x = \left| \frac{\hat{x}_c - x_c}{x_{tot}} \right|, \delta y = \left| \frac{\hat{y}_c - y_c}{y_{tot}} \right|, \quad (23)$$

где F_0 – истинный интеграл давления;

x_c, y_c – истинные координаты центра его приложения;

x_{tot}, y_{tot} – размеры пятна давления по осям Ox и Oy соответственно.

В формуле (23) в знаменателе стоят габаритные размеры пятна давления именно потому, что, во-первых, все истинные координаты центра приложения равны нулю, кроме x_c в случае гидростатического нагружения, и, во-вторых, при такой формулировке даётся представление об ошибке приложения интеграла давления в рамках пятна нагружения.

В таблицах 1 и 2 приведены минимальные размеры выборок для 16-базиса Хаара амплитудой 1 кПа и 1 атм соответственно, начиная с которых погрешности оценок не превышают 5%.

Как видно, самым «сложным» получился третий вариант нагружения, у которого для 5% погрешности требуется размер выборки минимум $2^7 = 128$ точек. Столь плохая сходимости для данного

варианта может быть обусловлена тем, что пятно давления не попадает чётко в квадраты базиса, в отличие от двух других вариантов нагружения. В этой связи для лучшей сходимости возможно использование 64-базиса Хаара (см. рис. 7), что, с одной стороны, приводит к существенному повышению вычислительной сложности алгоритма и фактической невозможности его использования для обработки данных в режиме реального времени, а, с другой стороны, не гарантирует повышения точности результатов, как это видно на примере базиса с амплитудой 1 атм на рис. 9.

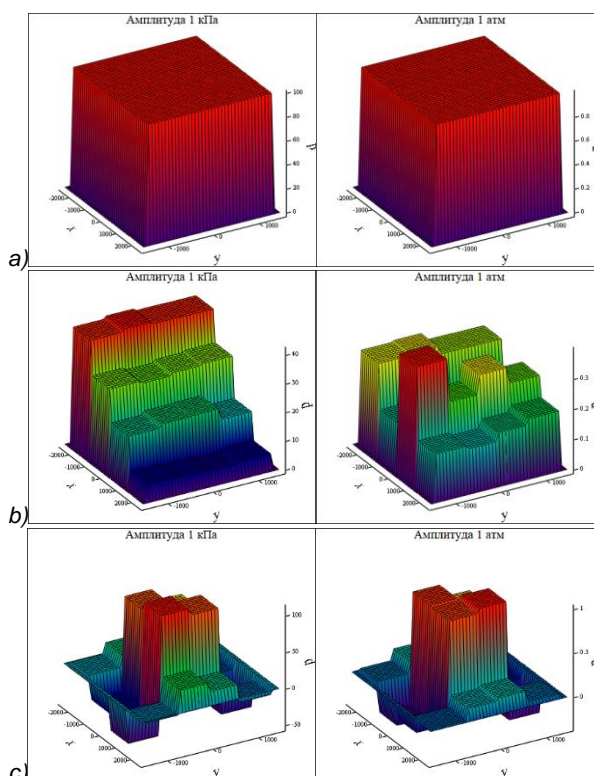


Рис. 6. Оценки распределений местных нагрузок на основе 16-базиса Хаара: а) равномерное давление 1 атм по всей поверхности (выборка из $16 + 1 = 17$ точек перекрытия); б) гидростатическое давление по всей поверхности (выборка из $6 \cdot 16 = 96$ точек перекрытия); в) усилие 30 тс, равномерно распределённое по пятну нагружения индентором (выборка из $9 \cdot 16 = 144$ точек перекрытия)

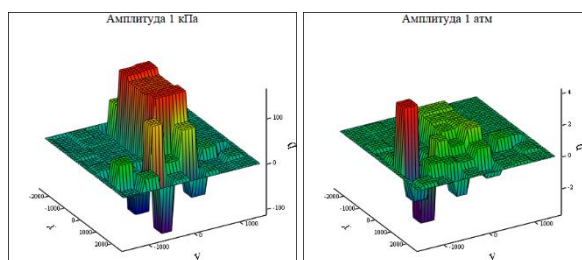


Рис. 7. Оценка усилия 30 тс, равномерно распределённого по пятну нагружения индентором, на основе 64-базиса Хаара (выборка из $2 \cdot 64 + 16 = 144$ точек перекрытия)

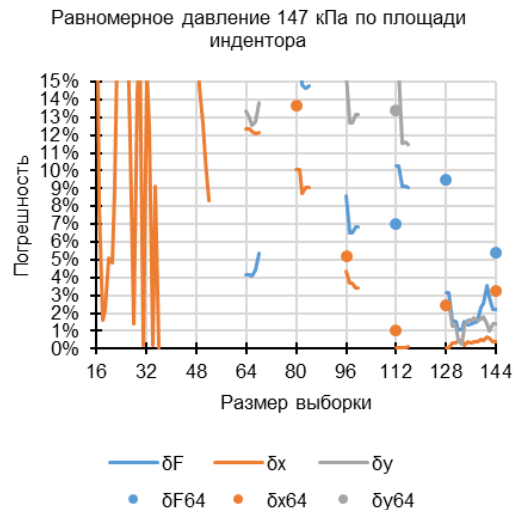
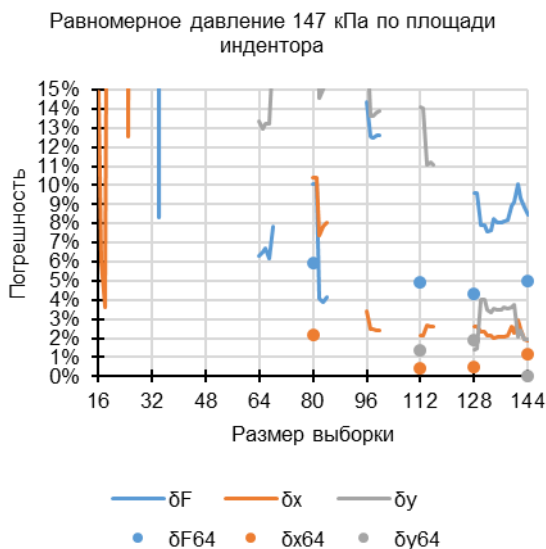
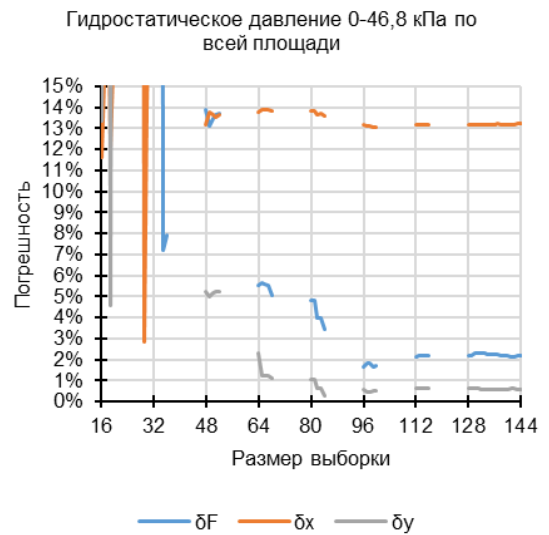
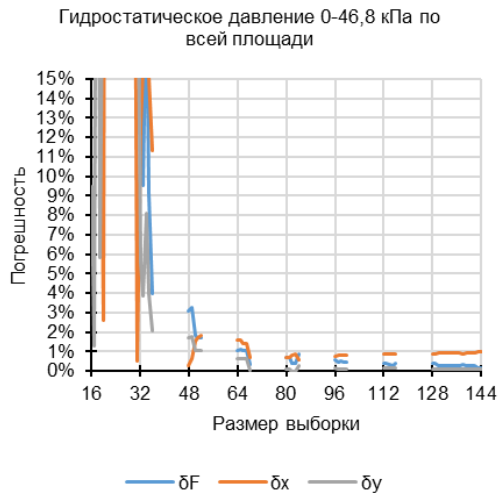
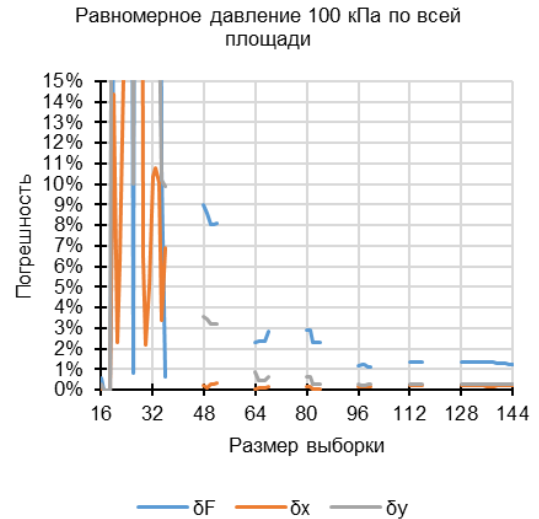
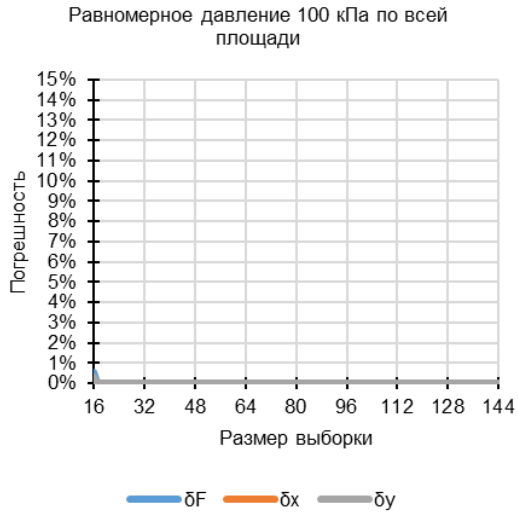


Рис. 8. Погрешности определения интеграла давления и координат центра его приложения в зависимости от размера выборки для 16-базиса Хаара с амплитудой 1 кПа

Рис. 9. Погрешности определения интеграла давления и координат центра его приложения в зависимости от размера выборки для 16-базиса Хаара с амплитудой 1 атм

Таблица 1
Минимальные размеры выборки для 16-базиса Хаара с амплитудой 1 кПа, начиная с которых погрешности оценок не превышают 5%

Вариант нагружения	$\delta F \leq 5\%$	$\delta x \leq 5\%$	$\delta y \leq 5\%$
Равномерное давление 100 кПа по всей площади	16	16	16
Гидростатическое давление 0-46,8 кПа по всей площади	48	48	48
Равномерное давление 147 кПа по площади индентора	> 144	96	128

Таблица 2
Минимальные размеры выборки для 16-базиса Хаара с амплитудой 1 атм (100 кПа), начиная с которых погрешности оценок не превышают 5%

Вариант нагружения	$\delta F \leq 5\%$	$\delta x \leq 5\%$	$\delta y \leq 5\%$
Равномерное давление 100 кПа по всей площади	64	48	48
Гидростатическое давление 0-46,8 кПа по всей площади	80	> 144	64
Равномерное давление 147 кПа по площади индентора	128	96	128

Выводы

Разработан метод оценки местной нагрузки на основе её разложения по ортогональному базису Хаара. На примере перекрытия ледового пояса с

помощью разработанного метода выполнены оценки внешних сил для трёх вариантов нагружения: равномерное давление по всей наружной поверхности, гидростатическое давление по всей наружной поверхности, а также равномерное давление по пятну контакта на наружной поверхности. Выявлено влияние как размера выборки, так и размера базиса и амплитудных значений базисных функций на погрешности оценок интеграла давления и центра его приложения. Для получения погрешности оценки интеграла давления порядка 5% на тестовых задачах необходим размер выборки порядка 128 точек, причём размер базиса (16 или 64) неоднозначно влияет на погрешность, но значительно увеличивает вычислительную сложность алгоритма. При этом базис с амплитудой 1 кПа в целом даёт более низкие погрешности, чем базис с амплитудой 1 атм, несмотря на то, что в двух из трёх вариантов нагружения значение равномерного давления составляло порядка 1 атм.

По результатам тестовых расчётов можно дать следующие рекомендации:

- размер базиса не имеет решающего влияния на погрешности оценок, но имеет существенное влияние на вычислительную сложность, поэтому его увеличение нецелесообразно и рекомендуется использование 16-базиса Хаара;
- амплитуды базисных функций заметно влияют на погрешности оценок и не должны приводить к нелинейному отклику конструкций, а тем более к появлению пластических деформаций;
- размер выборки имеет решающее влияние на погрешности оценок и должен составлять порядка 128 точек для погрешности порядка 5%.

Литература

1. Digital Twins for Blue Denmark / Danish Maritime Authority; K.B. Ludvigsen. Oslo: 2018. 22 p. (DNV GL Report; № 2018-0006, rev. A). URL: <https://www.iims.org.uk/wp-content/uploads/2018/04/Digital-Twin-report-for-DMA.pdf> (дата обращения: 01.10.2022).
2. Филатов А.Р. Цифровой двойник корпуса судна. Назначение и основные принципы построения. Труды Крыловского государственного научного центра. 2021; 4(398): 87–92.
3. Миронов М.Ю., Родионов А.А. Обзор тенденций развития систем мониторинга прочности корпусных конструкций морской техники. Тезисы докладов Конференции по строительной механике корабля, посвящённой памяти д.т.н., проф. О.М. Палия. Санкт-Петербург, 2019. С. 61–62.
4. Чернов А.В. Оценка глобальных ледовых нагрузок как обратная задача внешней сил строительной механики корабля. Труды Крыловского государственного научного центра. 2017; 3(381): 25–34.
5. Баширзаде С.Р., Овчинников И.Г. Оценка параметров напряженного состояния трубопровода как обратная задача строительной механики. Новые идеи нового века: материалы международной научной конференции ФАД ТОГУ. 2017; т. 3: 193–198.
6. Перельмутер А.В. Обратные задачи строительной механики. Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. 2020; 22(4): 83–101.
7. Матлах А.П., Миронов М.Ю., Родионов А.А. Исследование поведения бортовых перекрытий под воздействием ледовой нагрузки на различных моделях. Морской вестник. 2008; 1(25): 89–92.
8. Коршунов В.А., Петров О.Н., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение методов анализа данных к результатам работы системы мониторинга состояния морского инженерного сооружения. Морские интеллектуальные технологии. 2020; 3(4): 73–81.
9. Коршунов В.А., Кузнецова В.Н., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Исследование параметров регистрируемых системой мониторинга инженерного сооружения, с помощью методов анализа больших данных. Морские интеллектуальные технологии. 2021; 2(4): 53–60.
10. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Подходы к уточнению расчетных моделей для оценки напряженно-деформированного состояния конструкции на основе анализа данных систем мониторинга. Труды Крыловского государственного научного центра. 2021; 1(395): 47–54.
11. Математика, ее содержание, методы и значение. Т. 3. Под ред. Александрова А.Д., Колмогорова А.Н., Лаврентьева М.А. М.: Издательство Академии наук СССР, 1956. 336 с.
12. Кибзун А.И., Горяинова Е.Р., Наумов А.В., Сиротин А.Н. Теория вероятностей и математическая статистика. Базовый курс с примерами и задачами. Учебное пособие. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002. 224 с.
13. Добеши И. Десять лекций по вейвлетам. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. 464 с.

14. Крыжевич Г.Б., Филатов А.Р. Численное моделирование процессов упругопластического деформирования перекрытия ледового пояса морской ледостойкой платформы. Труды Центрального научно-исследовательского института им. акад. А.Н. Крылова. 2015; 86(370): 125–132.
15. ОКР «Платформы-лед-конструкция» / Федеральная целевая программа «Развитие гражданской морской техники на 2009-2016 годы». URL: <http://rgmt.spb.ru/catalog/upload/files/Platformi-led-konstrukciya.pdf> (дата обращения: 01.10.2022).
16. Тумашик Г.А., Фрумен А.И., Миронов М.Ю. Применение модифицированного метода главных изгибов в обеспечение системы мониторинга нагрузок на судовые перекрытия, Морские интеллектуальные технологии, №2, 2008, с.24-33

References

1. Digital Twins for Blue Denmark / Danish Maritime Authority; K.B. Ludvigsen. Oslo, 2018. 22 p. (DNV GL Report; № 2018-0006, rev. A). URL: <https://www.iims.org.uk/wp-content/uploads/2018/04/Digital-Twin-report-for-DMA.pdf> (accessed on 01.10.2022).
2. Filatov A.R. A digital twin of the ship hull, purpose and main principles of development. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2021; 4(398): 87–92 (in Russian).
3. Mironov M.Y., Rodionov A.A. Review of trends in the development of hull structural monitoring systems for marine equipment. Proceeding of the Conference on Ship Structural Mechanics dedicated to the memory of prof. O.M. Paliy. St. Petersburg, 2019. P. 61–62 (in Russian).
4. Chernov A.V. Global ice load assessment as inverse problem of external forces in naval structural mechanics. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2017; 3(381): 25–34 (in Russian).
5. Bashirzade S.R., Ovchinnikov I.G. Evaluation of stress state parameters of pipeline as the inverse problem of structural mechanic. New Ideas of New Century. 2017; vol. 3: 193–198 (in Russian).
6. Perelmuter A.V. Inverse problems of structural mechanics. Vestnik Tomskogo gosudarstvennogo arkhitekturno-stroitel'nogo universiteta. JOURNAL of Construction and Architecture. 2020; 22(4): 83–101 (in Russian).
7. Matlah A.P., Mironov M.YU., Rodionov A.A. Issledovanie povedeniya bortovyh perekrytij pod vozdeystviem ledovoj nagruzki na razlichnyh modelyah [Study of the Behavior of Side Floors Under the Influence of Ice Load on Different Models]. Morskoy vestnik. 2008; 1(25): 89–92
8. Korshunov V.A., Petrov O.N., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Application of data analysis methods to the results of operation of the marine structure health monitoring system. Marine intellectual technologies. 2020; 3(4): 73–81 (in Russian).
9. Korshunov V.A., Kuznetsova V.N., Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Investigation of parameters recorded by the monitoring system of an engineering structure using big data analysis methods. Marine intellectual technologies. 2021; 2(4): 53–60 (in Russian).
10. Korshunov V., Mudrik R., Ponomarev D., Rodionov A. Approaches to refinement of analytical models for stress-strain state assessments of structures based on the analysis of monitoring system data. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2021; 1(395): 47–54 (in Russian)
11. Aleksandrov A.D., Kolmogorov A.N., Lavrentyev M.A. Mathematics, its content, methods, and meaning. Vol. 3. Moscow: USSR Academy of Sciences, 1956. 336 p (in Russian).
12. Kibzun A.I., Goryainova E.R., Naumov A.V., Sirotin A.N. Theory of Probability and Mathematical Statistics. Basic course with examples and tasks. Moscow: FIZMATLIT, 2002. 224 p (in Russian).
13. Daubechies I. Ten Lectures on Wavelets. Philadelphia, Pa.: Society for Industrial and Applied Mathematics, 1992. 357 p.
14. Kryzhevich G.B., Filatov A.R. Numerical simulation of elastic-plastic strain of ice belt grillage of offshore ice resistant platform and comparison with full-scale experiment. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2015; 86(370): 125–132 (in Russian).
15. 'Platforms-ice-structure' R&D / Federal Target Programme 'Development of civil marine equipment for 2009-2016'. URL: <http://rgmt.spb.ru/catalog/upload/files/Platformi-led-konstrukciya.pdf> (accessed on 01.10.2022) (in Russian).
16. Tumashik G.A., Frumen A.I., Mironov M.Yu. Application of the modified method of main bends in providing a system for monitoring loads on ship floors, Marine Intelligent technologies, No. 2, 2008, pp.24-33 (in Russian).

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Антон Романович Филатов, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Крыловский государственный научный центр, 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44; доцент кафедры высшей математики, Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, 190005, Россия, Санкт-Петербург, 1-я Красноармейская ул., 1; e-mail: filatov_ar@voenmeh.ru

Anton R. Filatov, Ph.D. (Eng), Senior researcher, Krylov State Research Centre, 44, Moskovskoe shosse, St. Petersburg, 196158, Russian Federation; Associate professor of the Department of Higher Mathematics, Baltic State Technical University "Voenmeh", 1, 1st Krasnoarmeyskaya street, St. Petersburg, 190005, Russian Federation; e-mail: filatov_ar@voenmeh.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 10.05.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 15.07.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 21.08.2023.

Научная статья

УДК 621.791:629.02

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.031>

Детерминистическая модель оценки остаточной и полной долговечности феррито-перлитных сталей судовых корпусных конструкций

К.А. Молоков^{1,2} spektrum011277@gmail.com, В.В. Новиков¹ leka1551@rambler.ru,
С.В. Антоненко¹ sergey.antonenko.43@mail.ru, А.И. Мамонтов¹ Andrew.Mamontov@outlook.com
¹Дальневосточный федеральный университет, ²Владивостокский государственный университет

Аннотация. Циклическое действие волновых нагрузок на корпус судна приводит к структурной поврежденности стали и возникновению трещин в конструкциях из-за усталости материала. Вследствие чрезмерно высоких напряжений характерные трещины появляются в районе прерывистых связей, у «жёстких точек», а также в соединениях балок набора.

В предлагаемом подходе к построению кривых усталости для стали с поврежденностью и без нее могут быть использованы зависимости, позволяющие определить пределы выносливости исходного σ_{fr}^0 и поврежденного σ_{frL} материала, основанные на рассмотрении структурно механической модели. Этот подход положительно отличается от других и дает возможность рассчитывать кривые Веллера как для конкретных судостроительных сталей, так и для каждой зоны термического влияния (ЗТВ) сварного соединения отличающихся своей неоднородностью. Предлагаемые зависимости, составляющие детерминистическую модель оценки, и кривые усталости, получены путем аналитического рассмотрения стадий зарождения и распространения макротрещины при совместном решении задач. Остаточный ресурс существенно зависит от характерного размера трещины в переходной зоне между первой и второй стадией ее развития. Этот размер приоритетно определяется средней величиной зерна феррито-перлитной стали, асимметрией и амплитудой внешней нагрузки. Предложен достаточно простой инженерный подход к оценке полного ресурса сварных соединений и конструкций.

Ключевые слова: предел выносливости, линия Френча, сталь, микротрещина, макротрещина, поврежденность, долговечность

Благодарности: Авторы выражают признательность сотрудникам департамента морской техники и транспорта ДВФУ за консультативную помощь в разработке темы, затронутой в данной статье.

Финансирование: Исследование выполнено в рамках инициативной НИР.

Для цитирования: Молоков К.А., Новиков В.В., Антоненко С.В., Мамонтов А.И. Детерминистическая модель оценки остаточной и полной долговечности феррито-перлитных сталей судовых корпусных конструкций Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 79—87. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.031

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.031>

Deterministic model for evaluating the residual and full life of ferrite-pearlitic steels of ship hull structures

Konstantin A. Molokov^{1,2} spektrum011277@gmail.com, Valery V. Novikov¹ leka1551@rambler.ru,
Sergey V. Antonenko¹ sergey.antonenko.43@mail.ru, Andrey I. Mamontov¹ Andrew.Mamontov@outlook.com
¹Far Eastern Federal University, ²Vladivostok State University, Vladivostok, Russian Federation

Abstract. The cyclic action of wave loads on the ship's hull leads to structural damage to the steel due to material fatigue and the appearance of cracks in the structures. Due to excessively high stresses, characteristic cracks appear in the area of intermittent bonds, at "hard points", as well as in the joints of the beams of the set.

In the proposed approach to constructing fatigue curves for steel with and without damage, dependencies can be used to determine the fatigue limits of the original σ_{fr}^0 and damaged σ_{frL} material, based on the consideration of a structural mechanical model. This approach positively differs from others and makes it possible to calculate Weller curves both for specific shipbuilding steels and for each heat-affected zone (HAZ) of a welded joint that differs in its inhomogeneity. The proposed dependences, which make up the deterministic evaluation model, and the fatigue curves are obtained by analytical consideration of the stages of initiation and propagation of a macrocrack in the joint solution of problems. Residual life significantly depends on the characteristic size of a crack in the transition zone between the first and second stages of its development. This size is primarily determined by the average grain size of the ferritic-pearlitic steel, asymmetry and amplitude of the external load. A fairly simple engineering approach to assessing the full service life of welded joints and structures is proposed.

Key words: endurance limit, French line, steel, microcrack, macrocrack, damage, durability.

Acknowledgments: The authors express their gratitude to the staff of the Department of Marine Engineering and Transport of the Far Eastern Federal University for their advisory assistance in developing the topic discussed in this article.

Financial Support: The study was carried out as part of the initiative research.

For citation: Konstantin A. Molokov, Valery V. Novikov, Sergey V. Antonenko, Andrey I. Mamontov Deterministic evaluation model residual and full resistance of ferrite-pearlitic steels of ship hull structures, Marine intellectual technologies. 2023. № 3 part 2, P. 79—87. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.031

Введение

Сварка в кораблестроении и машиностроении является широко используемым методом изготовления конструкций из-за высокой прочности, герметичности соединений и простой подготовки свариваемых деталей. Однако сварные конструкции и соединения имеют и недостатки, связанные с неравномерностью распределения характеристик металла в ЗТВ, концентрацией напряжений, наличием остаточных напряжений и различных дефектов, таких как подрезы, несплавление, пористость, микротрещины и др. [1, 2, 3]. В связи этим работоспособность материала снижается, а оценить ее можно только выполнив преобразование усталостных кривых Веллера [4], если они известны.

При рабочей нагрузке усталостное разрушение может быть инициировано структурной поврежденностью металла и в дальнейшем распространением трещин. Сварные соединения обычно являются самым слабым звеном в конструкциях, поэтому для них требуется применять соответствующий метод прогнозирования усталостного ресурса [5], [6], [7], [8].

В инженерном деле для прогнозирования усталостной долговечности механических конструкций широко используются два подхода: анализ кривой $\sigma-N$ материалов в сочетании с подходом, основанным на теории накопления повреждений и подход, разработанный на основе механики разрушения и функциональной зависимостью роста трещин [6], [9].

Второй подход может быть применен с использованием механики линейного упругого разрушения (LEFM) или упругопластического (EPDM). Для сварных конструкций с целью прогнозирования усталостной долговечности чаще используется метод EPDM. Примером его развития, в частности, для оценки квазистатической поврежденности, можно указать работу авторов [10]. Однако, когда размер пластической зоны относительно невелик, для прогнозирования усталостной долговечности может быть применен и LEFM. При этом определение начального размера трещины является одной из важнейших проблем, которая повлияет на точность прогнозирования общего срока службы при усталости металла [11].

Общий срок службы при усталости часто рассматривается как срок службы при распространении макротрещин или как сумма срока службы при их инициировании и распространении. Следует отметить, что точка зрения о том, что общая усталостная долговечность соответствует долговечности распространения трещин, была принята некоторыми исследователями, основывающимися на обычно существующих дефектах сварки в сварных соединениях [12], [13].

Однако другие исследователи, например [14], отмечают, что начальная фаза трещины занимает существенную долю от общего усталостного ресурса сварных конструкций особенно, если образование первичных макротрещин связано с большой неоднородностью характеристик структуры в

сварном соединении.

Как уже упоминалось, когда для прогнозирования усталостной долговечности используется подход LEFM, существенное значение приобретает начальный размер макротрещины, который может быть связан со структурой материала [15]. Поэтому при анализе необходимо четко разграничивать первую и вторую стадии разрушения [1].

Следует отметить, что расчет усталостной долговечности при циклической нагрузке с постоянной амплитудой несколько проще, однако при случайных условиях нагружения приходится столкнуться со сложными расчетами.

Таким образом, применение метода, основанного на теории механики разрушения в сочетании с кривой скорости роста трещин, существенно усложняется из-за того, что экспериментально достаточно сложно определить начальный размер микротрещины, и процесс прогнозирования усталостной долговечности сварных соединений при случайном нагружении существенно усложняется.

С другой стороны для определения критической длины макротрещины в связи со структурными параметрами материала, могут быть предложены следующие работы [16, 17].

Детерминированный прогноз общей усталостной долговечности сварных соединений на основе прогнозирования основывается на исходной длине трещины и является ключевым моментом во всем процессе, который влияет на точность прогнозирования общей усталостной долговечности.

В данном исследовании для прогнозирования ресурса конструкций предлагается к использованию практический метод расчета количества циклов до разрушения сварных соединений с учетом стадии образования макротрещины. Расчетный метод математически связывает стадию зарождения и распространения макротрещины в зависимости от амплитуды симметричного цикла внешней нагрузки. Применяемый подход основан на сближении кривой Френча и кривой усталости исходного неповрежденного материала для состояния, когда стадия кумулятивного накопления микроповреждения соответствует точке перегиба кривой усталости.

1. Основные предпосылки к исследованию

Вероятностная оценка требуемой надежности циклически нагружаемых изделий связана с необходимостью использования больших объемов статистических данных и их обработки для отыскания параметров и типа распределения для конкретного вероятностного процесса [18]. Детерминистические модели, описывающие зависимости между количеством циклов до разрушения и максимальными напряжениями внешней нагрузки более привлекательны тем, что необходимые данные могут быть взяты из уже существующих стандартных, или получены по механическим стандартным испытаниям.

Наиболее важным практическим значением детерминистических подходов является возможность построения кривых усталости,

соответствующих различной величине структурной поврежденности металла D [19]. Эта поврежденность может характеризовать начальное повреждение материала детали – длину начальной макротрещины L_{min} . Как показывает практика, L_{min} зависит от характеристик структуры феррито-перлитной стали и разграничивает стадию кумулятивного накопления микроповреждения, а также - стабильного движения макротрещины усталости [20].

Попытаемся получить модель долговечности феррито-перлитных материалов судовых корпусных конструкций до образования макротрещин. Будем исходить из зависимости, используемой сравнительно широко¹ в машиностроении при оценке остаточного ресурса металлических конструкций [21, 22, 23]. Разработка модели прогнозирования времени возникновения трещины может быть описан следующим образом. Во-первых, в соответствии с методом локального состояния σ - ε усталостная долговечность образца может быть выражена для стабильной стадии развития¹ зависимостью:

$$N_{II} = \frac{k_{II}}{\sigma_{max}^2 \ln \left(\frac{L_c}{L_{min}} \right)}, \quad (24)$$

где k_{II} - постоянный коэффициент для стабильной стадии развития трещины; по данным источника¹ он составляет 10^8 для конструкционных сталей; σ_{max} - максимальное напряжение отнулевого цикла; L_c, L_{min} - критическая и минимальная длина макротрещины, соответственно.

Для исследования влияния поврежденности на продолжительность стадий разрушения в работе [1] был выполнен численный эксперимент. Он построен на базе опубликованных в [24] результатов анализа некоторых зависимостей структурно механической модели разрушения, предложенной Г. Матохиным. Объектом исследования были выбраны самые распространенные марки судостроительных сталей с относительно невысоким пределом текучести в количестве 8 шт. (табл.1). При этом внешняя нагрузка уровня предела текучести хорошо соответствует значениям $N_I/N_{II} = 4$ (см. табл.1 и рис. 5,а). Численный эксперимент заключался в изучении влияния величины нагрузки симметричного цикла на отношение ресурса первой стадии разрушения к ресурсу второй N_I/N_{II} .

Таблица 1

Справочные данные сталей		
Марка стали	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа
Ст3сп	270	450
10	190	320
09Г2	335...390	440
22к	310	540
20	280	430
35	315	580
14Г2	340...390	460
50	350	680
45*	540	730
0Х17Н6Т*	645	833
Примечание: *Закалка 850 °С, высокий отпуск 550 °С.		

¹ Сборник задач по сопротивлению материалов / под ред. А.С. Вольмира. – М.: Наука, 1984. – 407 с.

Построенные зависимости (см. рис. 5) показывают, что для данной группы феррито-перлитных сталей при внешней симметричной нагрузке, соответствующей пределу текучести, отношение циклов нагружения в первой и во второй стадиях разрушения N_2/N_1 может составлять ~20%. Это обстоятельство показывает, что для сварных соединений с остаточными сварочными напряжениями, равными пределу текучести, ресурс металла в случае циклического нагружения N_2 в зоне термического воздействия может быть определен по факту появления макротрещины. Остаточный ресурс также может быть определен при условии, что асимметрия внешней нагрузки будет соответствовать заданной в численном эксперименте.

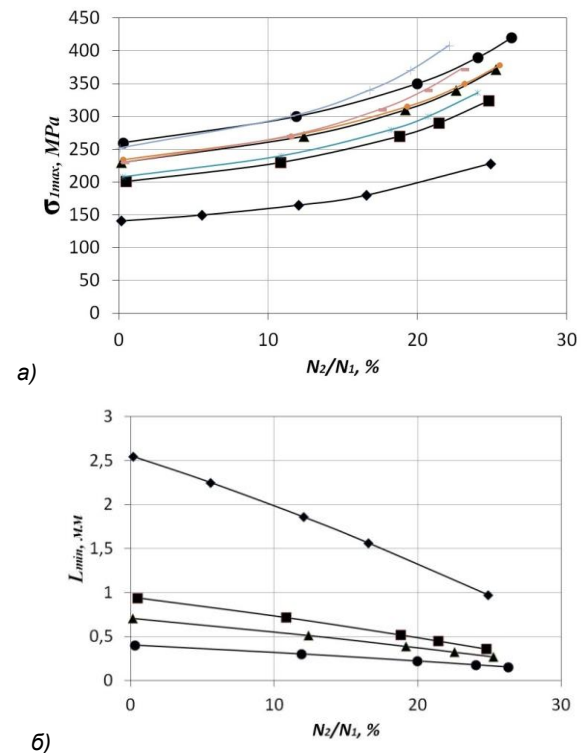


Рис. 5. Максимальные напряжения внешней нагрузки симметричного цикла σ_{1max} и минимальная длина макротрещины (б) сталей в зависимости от отношения продолжительности стадий усталостного разрушения при изменении внешней нагрузки симметричного цикла. Обозначения: ■ - Ст3сп, ◆ - 10, — - 09Г2, ▲ - 22к, * - 20, • - 35, + - 14Г2, ● - 50

Построенные графики изменения длины макротрещины (рис. 5, б) имеют характерную линейность и отражают минимальный размер макротрещины, соответствующий ~20% отношению продолжительности стадий усталостного разрушения при $\sigma_{-1} = \sigma_T$. Это обстоятельство по данным технического диагностирования повреждения материала сварных соединений должно соответствовать условию действия симметричного цикла нагрузки с амплитудой, равной пределу текучести материала. С учетом

отмеченного, например, по расчетным данным для СтЗсп можно говорить о 80% исчерпании ресурса материала при действии симметричной нагрузки. равной пределу текучести. При этом минимальный размер макротрещины составляет 0,5 мм.

2. Инженерная детерминистическая модель оценки полного и остаточного ресурса

Диагностика конструкции, как правило, проводится периодически, и продолжительность ее от начала эксплуатации обычно известна. Наличие макротрещин указанного размера в стали в результате диагностирования свидетельствует об оставшейся 20% продолжительности работы сварного соединения до катастрофического разрушения. Таким образом, на базе полученных графиков (см. рис. 5, а, б) можно сравнительно просто оценить оставшийся ресурс конструкции. Исходными параметрами при этом могут являться размеры дефектов в виде трещин в сварных соединениях.

Известно, что надежность в эксплуатации конструкции определяется не только прочностью и долговечностью отдельных деталей, но и их сварных соединений. Подавляющее большинство сварных узлов и деталей воспринимают переменные во времени нагрузки, которые являются основным условием возникновения и развития усталостного разрушения. В связи с этим актуальным является вопрос определения момента перехода микротрещины в макротрещину при известной форме трещины в металле. Авторы [15] предполагают, что это происходит при выходе трещины на стабильные значения скорости, то есть когда отношение длины дефекта l к диаметру зерна d_3 станет равно $l/d_3 = 10$.

Таким образом, есть вполне четкое среднее постоянное отношение N_I/N_{II} , выполняющееся для образцов феррито-перлитных конструкционных сталей [1, 25]:

$$N_I/N_{II} = 4/1, \tag{25}$$

где N_I – количество циклов до появления макротрещины. Однако оно не является постоянным даже в пределах одной марки стали и зависит от напряжений нагрузки σ_{max} . Очевидно, что существует некоторая связь этого напряжения с константами материала, например, пределом текучести $\sigma_{0,2}$ или выносливости σ_{-1} для конкретного отношения N_I/N_{II} .

Попробуем применить зависимость в форме (24) для стадии образования макротрещины; тогда имеем:

$$N_I = \frac{k_I}{(\sigma_{max})^2} \ln \left(\frac{L_{min}}{l_0} \right), \tag{26}$$

где l_0 – длина микротрещины, не влияющей на предел выносливости. Зависимость между N_I и N_{II} описывается известной формулой для напряжений, близких к пределу выносливости σ_{-1} и многоциклового усталости, которая имеет вид [16]:

$$N_I = N_{II} \cdot \frac{\sigma_{fr}^0 (\sigma_{max} - \sigma_{frL}) - \sigma_{frL} (\sigma_{max} - \sigma_{fr}^0)}{\sigma_{frL} (\sigma_{max} - \sigma_{fr}^0)}, \tag{27}$$

или с учетом (25):

$$\sigma_{fr}^0 \sigma_{max} - \sigma_{fr}^0 \sigma_{frL} - \sigma_{frL} \sigma_{max} + \sigma_{frL} \sigma_{fr}^0 = 4 (\sigma_{frL} \sigma_{max} - \sigma_{frL} \sigma_{fr}^0). \tag{28}$$

После записи выражения относительно σ_{max}

получим формулу:

$$\sigma_{max} = \frac{4 \sigma_{fr}^0 \cdot \sigma_{frL}}{5 \sigma_{frL} - \sigma_{fr}^0}. \tag{29}$$

В первом случае положим, что $\sigma_{max} \cong \sigma_{-1} \cong \frac{\sigma_{0,2}}{\sqrt{2}}$, тогда предел выносливости:

$$\sigma_{fr}^0 = \frac{5\sqrt{2} \cdot \sigma_{frL} \cdot \sigma_{0,2}}{8 \sigma_{frL} + \sqrt{2} \sigma_{0,2}}. \tag{30}$$

Во втором случае положим $\sigma_{max} = \sigma_{0,2}$, тогда:

$$\sigma_{fr}^0 = \frac{5 \sigma_{frL} \cdot \sigma_{0,2}}{4 \sigma_{frL} + \sigma_{0,2}}. \tag{31}$$

Коэффициенты k_I и k_{II} могут быть найдены, если составить совместную систему для первой и второй стадий разрушения, приняв некоторые допущения. Объединим первую и вторую стадии разрушения $N_I + N_{II}$ и примем, что материал «отрабатывает» до разрушения. При этом базовое значение количества циклов - N_b , а отношение N_I/N_{II} , вычисляемое по (24) и (26), определяется зависимостью (27), т.е. будем иметь систему следующих уравнений:

$$\begin{cases} \frac{N_I}{N_{II}} = \frac{\sigma_{fr}^0 (\sigma_{max} - \sigma_{frL}) - \sigma_{frL} (\sigma_{max} - \sigma_{fr}^0)}{\sigma_{frL} (\sigma_{max} - \sigma_{fr}^0)}; \\ N_I = \frac{k_I}{(\sigma_{max})^2} \ln \left(\frac{L_{min}}{l_0} \right); \\ N_{II} = \frac{k_{II}}{(\sigma_{max})^2} \ln \left(\frac{L_c}{L_{min}} \right); \\ N_I + N_{II} = N_b. \end{cases} \tag{32}$$

Исключим в последнем тождественные уравнения системы и получим после упрощений:

$$\begin{cases} \frac{k_I \cdot \ln \left(\frac{L_{min}}{l_0} \right)}{k_{II} \cdot \ln \left(\frac{L_c}{L_{min}} \right)} = \\ = \frac{\sigma_{fr}^0 (\sigma_{max} - \sigma_{frL}) - \sigma_{frL} (\sigma_{max} - \sigma_{fr}^0)}{\sigma_{frL} (\sigma_{max} - \sigma_{fr}^0)}; \\ \frac{k_I}{(\sigma_{max})^2} \ln \left(\frac{L_{min}}{l_0} \right) + \frac{k_{II}}{(\sigma_{max})^2} \ln \left(\frac{L_c}{L_{min}} \right) = N_b. \end{cases} \tag{33}$$

Решая систему, находим коэффициенты k_I и k_{II} . Это решение показывает связь между $N_I, N_{II} = f(\sigma_{max})$. После подстановки коэффициентов в зависимости (24) и (26) получим количество циклов для первой и второй стадий процесса разрушения:

$$\begin{cases} N_I = N_b \frac{\sigma_{max} (\sigma_{fr}^0 - \sigma_{frL})}{\sigma_{fr}^0 (\sigma_{max} - \sigma_{frL})}; \\ N_{II} = N_b \frac{\sigma_{frL} (\sigma_{fr}^0 - \sigma_{max})}{\sigma_{fr}^0 (\sigma_{frL} - \sigma_{max})}. \end{cases} \tag{34}$$

Ограничившись феррито-перлитными сталями и симметричным циклом нагружения, подставим (34) в (25) и запишем полученное уравнение с заменой σ_{max} на $\sigma_{0,2}$. Тогда имеем следующее выражение:

$$N_I/N_{II}|_{\sigma_{max}=\sigma_{0,2}} = 4 = \frac{\sigma_{0,2} (\sigma_{fr}^0 - \sigma_{frL})}{\sigma_{frL} (\sigma_{0,2} - \sigma_{fr}^0)}. \tag{35}$$

Последняя зависимость позволяет увидеть взаимосвязь между пределами выносливости поврежденного и неповрежденного материала макротрещиной при внешней нагрузке, равной $\sigma_{0,2}$. Эту же связь мы получили ранее в виде (30) и (31), и она должна являться дополнительным (третьим)

уравнением в системе (34). Она справедлива для конкретной точки при уровне нагружения $\sigma_{\max} = \sigma_{-1} = \sigma_{0,2}$, при которой должно выполняться условие $N_1/N_{II} = 4$.

Простой подстановкой в (35) или (31) значения предела выносливости неповрежденного материала σ_{f-1}^0 в первом приближении циклическому пределу текучести $\sigma_{fc} \cong 0,7\sigma_{0,2}$ получим, что при максимальной нагрузке, равной $\sigma_{-1} = \sigma_{0,2}$, отношение $\sigma_{fr}^0/\sigma_{frL} = 2,2$. Последнее говорит о существенном снижении несущей способности материала с трещиной (равной даже минимальной длине макротрещины) при внешней нагрузке симметричного цикла с $\sigma_{-1} = \sigma_{0,2}$. Значение 2,2 получено для частного случая, когда

$$N_1/N_{II}|_{\sigma_{-1}=\sigma_{0,2}} = 4.$$

Для других значений внешней нагрузки необходимо подставлять соответствующее ей значение отношения N_1/N_{II} . Отношение $\sigma_{fr}^0/\sigma_{frL}$ будет зависеть от σ_{f-1}^0 и от вычисленной длины макротрещины L_{\min} для конкретного материала (рис.5). При этом обнаруживается следующая взаимосвязь. Если продлить прямые изменения минимальной длины макротрещины (см. рис.5,б), то все они будут пересекаться в точке, очень близкой к $N_2/N_1 = (100 - 38)\%$. Это в долях составляет значение, близкое к золотому сечению $\cong 0,618$, а напряжение до разрушения материала σ_{f-1} будет соответствовать пределу временной прочности при том же отношении N_2/N_1 . Покажем выполнение этих условий аналитически. Для этого приравняем (29) к $\sigma_{0,2}$, запишем полученное выражение относительно σ_{frL} и найдем связь σ_{frL} и σ_{fr}^0 для ситуации в точке $N_2/N_1 = 0,25$, $\sigma_{-1} = \sigma_{0,2}$ в виде:

$$\sigma_{frL}^* = \frac{\sigma_{0,2}}{(5\sigma_{fr}/\sigma_{fr}^0 - 4)}. \quad (36)$$

Подставляя последнее в (27), построим зависимости:

$$N_1/N_2|_{\sigma_{fr}^0=\text{const}} = F(\sigma_{-1}), \quad (37)$$

или

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{4\sigma_{-1}(\sigma_{fr}^0 - \sigma_{0,2})}{\sigma_{0,2}(\sigma_{fr}^0 - \sigma_{-1})}, \quad (38)$$

для диапазона значений $\sigma_{-1} = \sigma_{f-1}^0 \dots \sigma_B$ (рис.6), где σ_{-1} – напряжение симметричного цикла внешней нагрузки.

Величина σ_{f-1}^0 близка к циклическому пределу текучести $0,7\sigma_{0,2}$. Поэтому предел выносливости поврежденного материала будет составлять $\sigma_{f-1L}^*|_{\sigma_{-1}=\sigma_{0,2}} = \sigma_{0,2}/3$ и сходиться со значением, полученным ранее $0,7\sigma_{0,2}/\sigma_{f-1L} \cong 2,2$, т.е. $\sigma_{f-1L} = 0,7\sigma_{0,2}/2,2 \cong \sigma_{0,2}/3$. При значениях $\sigma_{-1} \cong \sigma_{f-1}^0$ (см. рис.6) соотношение N_1/N_2 может составлять десятки и даже сотни единиц. Однако такое реализуется по большей степени не за счет малого N_2 а за счет высокого N_1 , необходимого для образования минимальной макротрещины. В области малоциклового усталости, когда $\sigma_{-1} \cong \sigma_B$, напротив, соотношение N_1/N_2 мало вследствие снижения N_1 , нежели увеличения N_2 . Отсюда следует вывод, что сопротивление распространению макротрещины не значительно меняется от снижения или повышения

внешней нагрузки.

По графикам видно как резко падает соотношение N_1/N_2 с увеличением рабочих напряжений σ_{-1} , начиная от предела выносливости σ_{f-1}^0 . При значении нагрузок, равных пределу выносливости, отношение N_1/N_2 велико и почти асимптотически возрастает, а точка поврежденности на линии Френча, начинает практически совпадать с точкой перегиба гривой усталости.

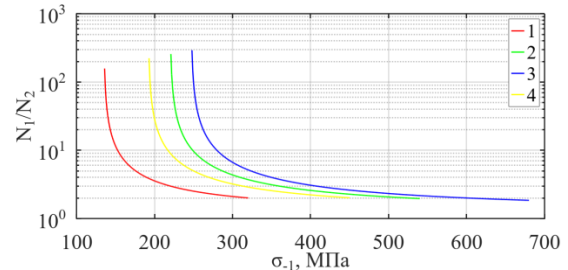


Рис. 6. Зависимости отношения количества циклов образования к развитию макротрещины от величины симметричной внешней нагрузки для сталей: сталь 10 (1); сталь 22K (2); сталь 50 (3); СтЗсп (4)

Предел выносливости для симметричного цикла нагрузки неповрежденного материала макротрещиной σ_{f-1}^0 можно найти по известным формулам [16, 24]. Однако, хоть они и представляют связь структуры с пределом выносливости, но требуют вычисления пороговых коэффициентов интенсивности напряжений и знание размера структурного параметра деформированного материала. Определение последнего возможно по эмпирическим формулам или экспериментально, что зачастую не отражает физическую сущность или трудоемко. Покажем, что для определения σ_{f-1}^0 можно получить более простое выражение, основанное на приближении асимптотически N_1/N_2 к значению золотого сечения 1,618 (см. рис.6) при σ_{-1} , приближающемся к σ_B стали. Для этого приравняем (37) к 1,618, и к 2,0, взяв не предельный случай, записав относительно σ_{-1} . В конечном итоге получим следующие выражения:

-в предельном случае:

$$\sigma_{f-1}^0 = \frac{1191\sigma_{0,2}\sigma_B}{2000\sigma_B - 809\sigma_{0,2}}; \quad (39)$$

-в не предельном:

$$\sigma_{f-1}^0 = \frac{\sigma_{0,2}\sigma_B}{2\sigma_B - \sigma_{0,2}}. \quad (40)$$

Отметим некоторые особенности, замеченные по результатам исследования:

- для образцов феррита-перлитных сталей в исходном состоянии полученная формула для N_1/N_2 , как функция от симметричной нагрузки, имеет более плавное изменение, чем для закаленных и отпущенных сталей или аустенитных.

- для закаленных сталей и высоко отпущенных круглых образцов отмечен иной закон изменения отношений N_1/N_2 , в которых в качестве начальной трещины выступал концентратор напряжений. Этот закон изменения довольно близок к логарифмическому на протяженном отрезке изменения внешней нагрузки.

3. Соответствие расчетных данных экспериментальным

По результатам проверки формула (40) показывает значения, идущие в запас циклической прочности. Поэтому она более предпочтительна в практическом применении. С учетом последних зависимостей формула (27) для симметричного цикла нагружения будет иметь вид:

$$\frac{N_I}{N_{II}} = \frac{\sigma_B}{2\sigma_B - \sigma_{0,2}} \times \left(\sigma_{-1} \left(5\sigma_T / \left(\frac{\sigma_{0,2}\sigma_B}{2\sigma_B - \sigma_{0,2}} - 4 \right) - \sigma_{0,2} \right) - 1 \right) \quad (41)$$

или сокращая, получим:

$$\frac{N_I}{N_{II}} = \frac{4\sigma_{-1}(\sigma_{0,2} - \sigma_B)}{\sigma_{-1}(\sigma_{0,2} - 2\sigma_B) + \sigma_{0,2}\sigma_B} \quad (42)$$

где σ_{-1} – напряжение симметричного цикла внешней нагрузки. Подобную зависимость можно получить используя формулу (39). Однако выражение будет более громоздким и не в пользу запаса прочности.

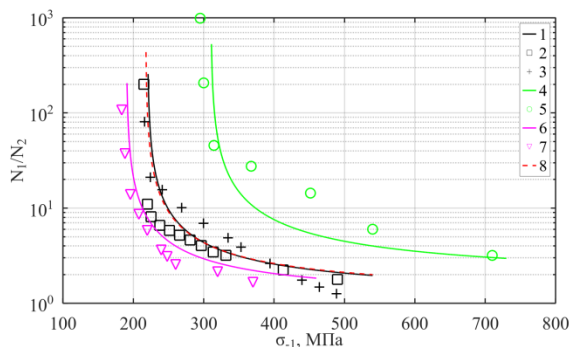


Рис. 7. Согласование полученной теоретической зависимости с экспериментальными данными [16] стали 22К, 45 и Ст3: 1,4,6 – теория, сталь 22К, 45 и Ст3 соответственно; 2 – начальная поврежденность $L = 0,8$ мм; 3 – начальная поврежденность $L = 1,5$ мм; 5 – гладкие и с острым надрезом ($K_t = 5$) цилиндрические образцы в состоянии закалки 850°C , отпуск 550°C ; 7 – Ст3 (по данным А.Е. Аснис); 8 – сталь 22К, формула (42)

Кроме феррито-перлитных сталей (см. табл.1), также выполнена проверка зависимостей (38) и (42) на согласование с данными для стали 0Х17Н6Т при симметричном цикле нагружения $r = -1$ круглых гладких образцов диаметром 6 мм и образцов с кольцевыми надрезами глубиной 3 мм, образующих угол в 60 градусов и радиусах ρ скругления 0,97 и 0,16. Эта сталь после закалки и высокого отпуска имела следующие механические характеристики: $\sigma_{0,2} = 645$ МПа; $\sigma_B = 833$ МПа; предел выносливости при симметричном цикле 451 МПа. Данные об N_1 и N_2 получены опосредованно, через разность значения циклов для гладких образцов и образцов с надрезами при допущении, что количество циклов до образования трещины в надрезанных образцах не велико. Это позволило сравнить и отобразить данные по отношению циклов для разных радиусов $\rho = 0,97$ мм и $\rho = 0,16$ мм, используя данные количества циклов до разрушения гладких образцов (рис. 8).

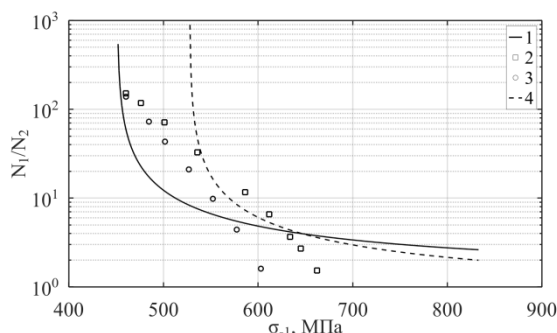


Рис. 8. Качественное согласование зависимости (38) и (42) для 0Х17Н6Т по данным полученным для образцов изгиба с вращением гладких и с надрезом: 1,4 – формула (38) и (42) соответственно; 2 – надрез $\rho = 0,97$ мм; 3 – надрез $\rho = 0,16$ мм

Для сталей с закалкой и отпуском зависимости (39) и (40), полученные на основе постоянства отношения $N_1/N_2 |_{\sigma_{fc}^0 = \text{const}}$, дают неудовлетворительные результаты как для феррито-перлитных (см. рис.7, теоретическая кривая для образцов с надрезом стали 45), так и для аустенитных сталей. Был отмечен иной закон изменения отношений N_1/N_2 для закаленных сталей и высоко отпущенных для круглых образцов, в которых в качестве начальной трещины выступал концентратор напряжений. Закон изменения довольно близок к логарифмическому.

По формуле (38) получали кривую, подставляя априори известное значение σ_{f-1}^0 . Хотя σ_{f-1}^0 для материала, имеющего длину трещины l_0 , не влияющую на предел выносливости, можно рассчитывать и по известной формуле:

$$\sigma_{f-1}^0 = \sigma_{fc} / \sqrt{\pi l_0 \left(\frac{\sigma_{fc}}{K_{th-1}} \right)^2 + 1 - \mu + \mu^2}; \quad (43)$$

где $\sigma_{fc} = \begin{cases} \sigma_{0,2}(0,3r + 1), & \text{если } r \leq 0; \\ \sigma_{0,2}, & \text{если } r > 0; \end{cases}$ – циклический

предел текучести. Пороговый коэффициент интенсивности напряжений для симметричного цикла можно определить по выражению:

$$K_{th-1} = 1,043\sigma_{0,2}\sqrt{\pi d_z} \left(\frac{R_{mce} \cdot D}{\sigma_{0,2}} \right)^{\frac{m+1}{2m}} + 4,8 \cdot 10^{-4}\sigma_{0,2} - 1,8 \quad (44)$$

где R_{mce} – сопротивление микросколу сдеформированного материала, которое для класса феррито-перлитных сталей составляет $R_{mce} = 1,618R_{Mc}$; R_{Mc} – сопротивление микросколу ферритного зерна; m – коэффициент (показатель) степенного упрочнения материала; D – коэффициент, учитывающий повышение первого главного напряжения в случае СНС, который для плоской деформации составляет $(1+m)(1-2\mu)/2$.

Эксперименты по изучению группы углеродистых и низколегированных сталей позволили установить взаимосвязь между R_{Mc} , временным сопротивлением разрыву и относительным поперечным сужением в виде эмпирической зависимости:

$$R_{Mc} = \frac{\sigma_B}{1 - \psi_K^2}, \quad (45)$$

отсюда средний размер зерна равен:

$$d_z = \left[\frac{(1 - \psi_k^2) \cdot 5,7}{\sigma_B} \right]^2, \quad (46)$$

где ψ_k – критическое сужение образца при разрушении в стандартных испытаниях.

Так как микроскоп зерна происходит хрупко, сопротивление микросколу иногда называют сопротивлением хрупкому разрушению.

Размер микротрещины, не влияющей на предел выносливости, при известном значении K_{th-1} теперь определяется через предел текучести по формуле:

$$l_0 = k \left(\frac{2K_{th-1} - 0,0008\sigma_{0,2} + 3}{2,4\sigma_{0,2}} \right)^2, \quad (47)$$

где $k = 0,03$ – коэффициент для гипотезы Хубера-Мизеса.

Заключение

По результатам аналитических выводов для феррита-перлитных сталей с пределом текучести до 400 МПа получены формулы для расчета предела выносливости σ_{f-1} , зависимости (39) и (40), согласующиеся для феррита-перлитных сталей обычной и повышенной прочности; расчета отношения N_1/N_2 в зависимости от величины

внешней нагрузки при условии симметричного цикла.

Формула для расчета σ_{f-1} , довольно хорошо согласуется для ряда сталей в состоянии поставки СтЗсп, 10, 09Г2, 22к, 20, 35, 14Г2, 50.

В предлагаемом подходе, к построению кривых усталости, могут быть использованы известные зависимости для определения σ_{fr}^0 и σ_{frL} , основанные на структурно механической модели. Этим он положительно отличается от других методик и позволяет строить кривые Веллера для каждой ЗТВ сварного соединения.

Применяемый подход основан на сближении кривой Френча и кривой усталости исходного неповрежденного материала для состояния, когда стадия кумулятивного накопления микроповреждения соответствует точке перегиба кривой усталости.

Таким образом, предложен достаточно простой инженерный подход к построению кривых усталости в связи со структурой материала, в том числе для сталей, имеющих исходное повреждение. Он может быть развит и уточнен для практического применения при оценке полного ресурса сварных соединений и крупногабаритных конструкций судостроения.

Литература

1. Молоков К.А., Новиков В.В., Китаев М.В. Эксплуатационный ресурс судовых сварных соединений и структурная поврежденность стали при циклических нагрузках. // Вестник ИШ ДВФУ. - 2017. № 2(31). - С.13-20.
2. Матохин Г.В. Расчетная оценка эффективных коэффициентов концентрации / Г.В. Матохин, К.А. Молоков // Исследования по вопросам повышения эффективности судостроения и судоремонта: Сборник посвящается 100-летию подводного флота России / Примор, краев. правления ВНТОС им. акад. А. Н. Крылова. Дальневост. гос. техн. ун-т. – Владивосток: Дальневосточный федеральный университет, 2006. – С. 184-193. – EDN IOLWMX.
3. Великанов Н.Л. Определение остаточных напряжений в судовых конструкциях с вваренными жесткими элементами / Н. Л. Великанов, С. И. Корягин, О. В. Шарков // Морские интеллектуальные технологии. – 2019. – № 3-3(45). – С. 12-17. – EDN BRYVBK..
4. Савельев А.Н. Преобразование усталостных кривых Велера в кривые работоспособности / А.Н. Савельев, Е.Е. Суздальцев // Машиностроение. – 2010. – № 20. – С. 119-128. – EDN OPGGCL.
5. Peng W, Li YF, Yang YJ, et al. (2017) Bayesian degradation analysis with inverse Gaussian process models under time-varying degradation rates. IEEE Transactions on Reliability 66(1): 84–96.
6. Al-Mukhtar A.M, Biermann H, Hu`bner P, et al. Determination of some parameters for fatigue life in welded joints using fracture mechanics method. Journal of Materials Engineering and Performance, 2010. 19(9): 1225–1234.
7. Li YF, Zhu SP, Li J, et al. Uncertainty analysis in fatigue life prediction of gas turbine blades using Bayesian inference. International Journal of Turbo & Jet Engines 32(4): 319–324.
8. Zuo FJ, Huang HZ, Zhu SP, et al. Fatigue life prediction under variable amplitude loading using a nonlinear damage accumulation model. International Journal of Damage Mechanics 24(5): 767–784.
9. Liu Y and Mahadevan S. Probabilistic fatigue life prediction using an equivalent initial flaw size distribution. International Journal of Fatigue 2009, 31(3): 476–487.
10. Молоков К.А. Расчетная оценка ресурса в условиях малоциклового нагружения феррито-перлитных сталей / К. А. Молоков, Н. П. Васильченко // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. – 2017. – № 1(30). - С.29-41.
11. Carpinteri A, Ronchei C, Scorza D, et al. Fracture mechanics based approach to fatigue analysis of welded joints. Engineering Failure Analysis, 2015. 49: 67–78.
12. Mikkola E, Murakami Y and Marquis G. Fatigue life assessment of welded joints by the equivalent crack length method. Procedia Materials Science, 2014, 3: 1822–1827.
13. Shen W and Choo Y.S. Stress intensity factor for a tubular T-joint with grouted chord. Engineering Structures. 2012, 35: 37–47.
14. Lassen T. The effect of the welding process on the fatigue crack growth. Welding Journal, 1990. 69: 75S–81S.
15. Файвисович А.В., Чура М.Н. Приближенный метод оценки продолжительности начальной стадии усталостного разрушения судовых гребных валов. // Транспортное дело России. 2011. №10. С.79-80.
16. Матохин Г.В. Оценка ресурса сварных конструкций из феррито-перлитных сталей: Монография. Владивосток: ДВГТУ, 2001. - 202 с.
17. Молоков, К.А. Аналитическая модель оценки предела выносливости сварных соединений феррито-перлитных сталей / К.А. Молоков, В.В. Новиков, А.П. Герман // Advanced Engineering Research. - 2020. - Т. 20, № 3. - С. 225-234..

18. Мамонтов А.И., Китио Г., Китаев М.В., Суров О.Э. Расчет усталостных повреждений судна в ледовых условиях // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2022. № 3(52). С. 30–36.
19. Сызранцев В.Н. Обработка данных малоцикловых испытаний на основе кинетической теории усталости / В. Н. Сызранцев, К. В. Сызранцева, В. Н. Ильиных // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 3. – С. 139-143. – EDN TNIQSZ..
20. Молоков К.А. Оценка ресурса сварных соединений из феррито-перлитных материалов в условиях низких температур. К.А. Молоков, Я.Р. Домашевская // Полярная механика. – 2016. – № 3. – С. 618-628. - ЭДН XYGQQJ. <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28435577>.
21. Ямалеев К.М., Гумерова Л.Р. Структурные аспекты разрушения металла нефтепроводов. - Уфа: АН РБ, Гилем, 2011. - 144 с.
22. Зайцев Ю.В. Механика разрушения для строителей: учеб. пособие для строит. вузов. – М.: Высш. шк., 1991. – 134 с.
23. Кучерявый В. И. Моделирование циклической трещиностойкости элементов конструкции / В. И. Кучерявый, В. П. Власов, М. Н. Коновалов // Ресурсы Европейского Севера. Технологии и экономика освоения. – 2016. – № 1(3). - С. 6-10. - ЭДН ВЛЕВЬ.
24. Математические модели оценки эксплуатационного ресурса и работоспособности судовых сварных конструкций / К.А. Молоков, В.В. Новиков, Г.П. Турмов [и др.]. – Владивосток: Дальневосточный федеральный университет, 2021. – 240 с., – (Серия «Морская техника и транспорт»). – ISBN 9785744449452.
25. Броек Д. Основы механики разрушения. - М.: Высшая школа, 1980. - 368 с.

References

1. Molokov K.A., Novikov V.V., Kitaev M.V. Eksploatatsionnyy resurs sudovykh svarnykh soedineniy i strukturnaya povrezhdenost' stali pri tsiklicheskiykh nagruzkakh. Vestnik ISH DVFU. 2017. № 2(31). S.13-20.
2. Matokhin G.V. Raschetnaya otsenka effektivnykh koeffitsientov kontsentratsii. G.V. Matokhin, K.A. Molokov. Issledovaniya po voprosam povysheniya effektivnosti sudostroeniya i sudoremonta: Sbornik posvyashchaetsya 100-letiyu podvodnogo flota Rossii. Primor, kraev. pravleniya VNTOS im. akad. A. N. Krylova. Dal'nevost. gos. tekhn. un-t. Vladivostok: Dal'nevostochnyy federal'nyy universitet, 2006. S. 184-193. EDN IOLWMX.
3. Velikanov N.L. Opredelenie ostatochnykh napryazheniy v sudovykh konstruktsiyakh s vvarennymi zhestkimi elementami. N. L. Velikanov, S. I. Koryagin, O. V. Sharkov. Morskije intellektual'nye tekhnologii. 2019. № 3-3(45). S. 12-17.
4. Savel'ev A.N. Preobrazovanie ustalostnykh krivykh Velera v krivye rabotosposobnosti. A.N. Savel'ev, E.E. Suzdal'tsev. Mashinostroenie. 2010. № 20. S. 119-128.
5. Peng W, Li YF, Yang YJ, et al. (2017) Bayesian degradation analysis with inverse Gaussian process models under time-varying degradation rates. IEEE Transactions on Reliability 66(1): 84–96.
6. Al-Mukhtar A.M, Biermann H, Hu"bner P, et al. Determination of some parameters for fatigue life in welded joints using fracture mechanics method. Journal of Materials Engineering and Performance, 2010. 19(9): 1225–1234S.
7. Li YF, Zhu SP, Li J, et al. Uncertainty analysis in fatigue life prediction of gas turbine blades using Bayesian inference. International Journal of Turbo & Jet Engines 32(4): 319–324S.
8. Zuo FJ, Huang HZ, Zhu SP, et al. Fatigue life prediction under variable amplitude loading using a nonlinear damage accumulation model. International Journal of Damage Mechanics 24(5): 767-784S.
9. Liu Y and Mahadevan S. Probabilistic fatigue life prediction using an equivalent initial flaw size distribution. International Journal of Fatigue 2009, 31(3): 476p.
10. Molokov K.A. Raschetnaya otsenka resursa v usloviyakh malotsiklovogo nagruzheniya ferrito-perlitnykh staley K. A. Molokov, N. P. Vasil'chenko. Vestnik Inzhenernoy shkoly Dal'nevostochnogo federal'nogo universiteta. 2017. № 1(30). S.29-41.
11. Carpinteri A, Ronchei C, Scorza D, et al. Fracture mechanics based approach to fatigue analysis of welded joints. Engineering Failure Analysis, 2015. 49: 67.
12. Mikkola E, Murakami Y and Marquis G. Fatigue life assessment of welded joints by the equivalent crack length method. Procedia Materials Science, 2014, 3: 1822–1827.
13. Shen W and Choo Y.S. Stress intensity factor for a tubular T-joint with grouted chord. Engineering Structures. 2012, 35: 37–47.
14. Lassen T. The effect of the welding process on the fatigue crack growth. Welding Journal, 1990. 69p.
15. Fayvisovich A.V., Chura M.N. Priblizhenny metod otsenki prodolzhitel'nosti nachal'noy stadii ustalostnogo razrusheniya sudovykh grebnykh valov. Transportnoe delo Rossii. 2011. №10. S.79.
16. Matokhin G.V. Otsenka resursa svarnykh konstruktsiy iz ferrito-perlitnykh staley: Monografiya. Vladivostok: DVG TU, 2001. 202 s.
17. Molokov, K.A. Analiticheskaya model' otsenki predela vynoslivosti svarnykh soedineniy ferrito-perlitnykh staley K.A. Molokov, V.V. Novikov, A.P. German. Advanced Engineering Research. - 2020. T. 20, № 3. S. 225.
18. Мамонтов А.И., Китио Г., Китаев М.В., Суров О.Э. Расчет усталостных повреждений судна в ледовых условиях. Vestnik Inzhenernoy shkoly Dal'nevostochnogo federal'nogo universiteta. 2022. № 3(52). S. 30.
19. Syzrantsev V.N. Obrabotka dannykh malotsiklovykh ispytaniy na osnove kineticheskoy teorii ustalosti V. N. Syzrantsev, K. V. Syzrantseva, V. N. Il'inykh Fundamental'nye issledovaniya. 2015. № 3. S. 139-143. EDN TNIQSZ.
20. Molokov K.A. Otsenka resursa svarnykh soedineniy iz ferrito-perlitnykh materialov v usloviyakh nizkikh temperatur. K.A. Molokov, Ya.R. Domashevskaya. Polyarnaya mekhanika. 2016. № 3. S. 618-628. EDN XYGQQJ. <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28435577>.

21. Yamaleev K.M., Gumerova L.R. Strukturnye aspekty razrusheniya metalla nefteprovodov. Ufa: AN RB, Gilem, 2011. 144 s.
22. Zaytsev Yu.V. Mekhanika razrusheniya dlya stroiteley: ucheb. posobie dlya stroit. vuzov. M.: Vyssh. shk., 1991. 134 s.
23. Kucheryavyu V. I. Modelirovanie tsiklicheskoj treshchinostoykosti elementov konstruksii V. I. Kucheryavyu, V. P. Vlasov, M. N. Konovalov. Resursy Evropeyskogo Severa. Tekhnologii i ekonomika osvoeniya. 2016. № 1(3). S. 6-10.
24. Matematicheskie modeli otsenki ekspluatatsionnogo resursa i rabotosposobnosti sudovykh svarykh konstruksiy. K.A. Molokov, V.V. Novikov, G.P. Turmov [i dr.]. Vladivostok: Dal'nevostochnyy federal'nyy universitet, 2021. – 240 s., (Seriya «Morskaya tekhnika i transport»). ISBN 9785744449452.
25. Broek D. Osnovy mekhaniki razrusheniya. M.: Vysshaya shkola, 1980. 368 s.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Константин Александрович Молоков, к.т.н., доцент, Департамент промышленной безопасности Политехнического института, Дальневосточный федеральный университет, г.Владивосток, Россия; доцент, кафедра информационных технологий и систем, Владивостокский государственный университет, г.Владивосток, Россия, AuthorID: 743048, SPIN: 4021-7431, ScopusID: 57197836777, e-mail: spektrum011277@gmail.com

Konstantin A. Molokov, Ph.D., Associate professor of the Industrial Safety Department, Far Eastern Federal University, 690950, Vladivostok, st. Sukhanov, 8; Associate professor of the Department of Information Technologies and Systems, Vladivostok State University, 690014, Vladivostok, Gogolya st., 41, ORCID: 0000-0002-9764-9329, e-mail: spektrum011277@gmail.com

Валерий Васильевич Новиков, к.т.н., доцент, Департамент морской техники и транспорта Политехнического института, Дальневосточный федеральный университет, г.Владивосток, Россия, SPIN: 7257-7822; ScopusID: 5641710410, e-mail: leka1551@rambler.ru

Valery V. Novikov, Ph.D., Associate Professor, Department of Marine Engineering and Transport, Polytechnic Institute, Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia, SPIN: 7257-7822; ScopusID: 5641710410, e-mail: leka1551@rambler.ru

Сергей Владимирович Антоненко, д.т.н., профессор, Департамент морской техники и транспорта Политехнического института, Дальневосточный федеральный университет, г.Владивосток, Россия, SPIN: 5426-7248, Scopus ID: 16023982100; W OS: V-382-2017, e-mail: sergey.antonenko.43@mail.ru

Sergey V. Antonenko, Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Marine Engineering and Transport, Polytechnic Institute, Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia, SPIN: 5426-7248, Scopus ID: 16023982100; WOS: V-382-2017, e-mail: sergey.antonenko.43@mail.ru

Андрей Игоревич Мамонтов, к.т.н., доцент, Департамент морской техники и транспорта Политехнического института, Дальневосточный федеральный университет, г.Владивосток, Россия, SPIN: 2422-8373, ORCID: 0000-0001-9350-9559, ScopusID: 56348967000, e-mail: Andrew.Mamontov@outlook.com

Andrey I. Mamontov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Marine Engineering and Transport, Polytechnic Institute, Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia, SPIN: 2422-8373, ORCID: 0000-0001-9350-9559, ScopusID: 56348967000, e-mail: Andrew.Mamontov@outlook.com

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 06.06.2023.
 Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 16.07.2023.
 Принята к публикации/accepted for publication 15.08.2023.

Научная статья

УДК 629.5.021.001

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.032>

Жесткость трёхслойной оболочки шлюпки при разных формах поверхности наружной обечайки

М.Ю. Миронов¹ mironov31051973@mail.ru, М.В. Цыварев¹ m.tsyvarev@mail.ru,

А.С. Ветлугина^{1,2} ahahhahaahhaha360@gmail.com

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, ²ЦМКБ «Алмаз»

Аннотация. Для оболочки корпуса шлюпки, представляющей собой «сэндвич» из заполнителя (экструдированного пенополистирола) и стеклопластиковых обечай сложной формы выполнены экспериментальные замеры перемещений при лабораторном нагружении. Оно задавалось пятном контактного давления в разных зонах резен-киля и на плоских днищевых участках оболочки. Показаны особенности формируемой поверхности оболочки, связанные с используемой технологией. Сравнение результатов расчета твердотельно-оболочечной конечно-элементной модели с результатами эксперимента позволяет выполнить корректировку этой модели, и получить эффективный аппарат исследования трехслойных конструкций корпуса маломерных судов, например, прогнозировать общую жесткость сходных конструкций с иной формой поверхности.

Показано отрицательное влияние переменной толщины сечения клинкерной формы на общую жесткость и концентрацию напряжений незамкнутой транцем оболочки по сравнению с гладкой трехслойной конструкцией эквивалентного объема. Предлагается вариант технологического решения для создания такой конструкции двойной кривизны из листового полуфабриката.

Ключевые слова: трехслойные композитные конструкции, общая пространственная жесткость оболочек, клинкер, метод конечных элементов, мягкий наполнитель, локальные нагрузки.

Для цитирования: Миронов М.Ю., Цыварев М.В., Ветлугина А.С. Жесткость трёхслойной оболочки шлюпки при разных формах поверхности наружной обечайки, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 88—93. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.032

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.032>

Rigidity of the three-layer shell of the boat with different surface shapes of the outer shell

Mikhail Yu. Mironov¹ mironov31051973@mail.ru, Mark V. Tsyvarev¹ m.tsyvarev@mail.ru,

Anna S. Vetlugina^{1,2} ahahhahaahhaha360@gmail.com

¹State Marine Technical University, ²Central Marine Design Bureau "Almaz", St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. Experimental measurements of displacements under laboratory loading were performed for the shell of the boat hull, which is a "sandwich" of filler (extruded polystyrene foam) and fiberglass shells of complex shape. It was set by a contact pressure spot in different zones of the keel and on flat bottom sections of the shell. The features of the formed shell surface associated with the technology used are shown. Comparison of the calculation results of the solid-shell finite element model with the experimental results makes it possible to correct this model and obtain an effective apparatus for studying three-layer hull structures of small vessels, for example, to predict the overall rigidity of similar structures with a different surface shape.

The negative effect of the variable thickness of the clinker cross-section on the overall stiffness and stress concentration of the transom-open shell compared with a smooth three-layer structure of equivalent volume is shown. A variant of the technological solution for creating such a double curvature structure from a semi-finished sheet is proposed.

Keywords: three-layer composite structures, total spatial rigidity of shells, clinker, finite element method, soft filler, local loads.

For citation: Mironov M.Yu., Tsyvarev M.V., Vetlugina A.S. Rigidity of the three-layer shell of a boat with different forms of the outer shell surface, Marine Intelligent Technologies. 2023. № 3 part 2, P. 88—93. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.032

Введение

Гребно-парусная кадетская шлюпка «Фика» с габаритами 6,16 × 1,74 × 0,65 м (Рисунок 1), спроектированная и построенная студенческим конструкторским бюро факультета кораблестроения СПбГМТУ [1],[2], рассчитана на 4 гребца с рулевым. Оболочка корпуса – трехслойная конструкция (ТК), в

состав которого входят две отверждённые стеклопластиковые обечайки с толщинами 2 мм и средний слой из 30 мм экструдированного пенополистирола (ЭППС).

Оболочка является одновременно и блоком плавучести, и основным несущим элементом конструкции.

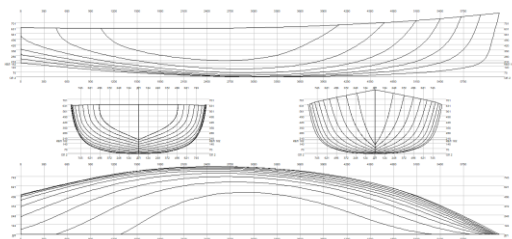


Рис. 1 - Теоретический чертёж (ТЧ) шлюпки

Изготовлена она методом клеевой сборки наполнителя и контактного формования обечаек на болванке [4], имеет на плоских околокилевых участках цилиндрическую жесткость, превосходящую среднюю жесткость хвойной фанерной пластины толщиной 6.5 мм [2], применяемой для аналогичных конструкций.

Особенность трехслойного композита в проекте - в том, что, в силу применяемой технологии, поперечное сечение наполнителя из ЭППС имеет сложную пространственную, т.н. «клинкерную», форму (Рисунок 2, а). ЭППС выпускается промышленностью в виде листов (1200 x 600 мм). Сформировать средний слой с плотным прилеганием к поверхности двойной кривизны наиболее просто из длинных, узких и гибких призматических элементов треугольного сечения, как показано на рисунке.

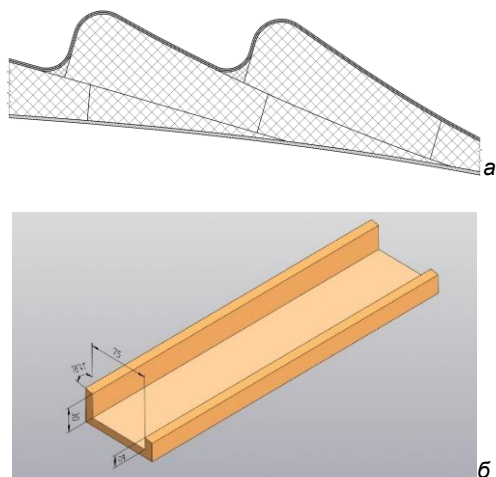


Рис. 2 - Формирование клинкерной поверхности наружной обечайки

Ручные струнные терморезаки могут выполнять рез бруска пенополистирола с шириной до 100 мм. Для нарезки узких поясов с требуемым сечением была разработана деревянная оснастка (Рисунок 2,б), позволяющая получить 2 части заготовки.

Полученная из технологических соображений форма оболочки корпуса (Рисунок 3,а) приобретает продольное «орebreние», повышающее площадь смоченной поверхности, расход материалов и трудоемкость изготовления наружной обечайки, но предполагающее некоторое повышение общей и местной жесткости конструкции в продольном направлении. Число «ребер» при этом, в силу узости поясов, превышает принятое в классических корпусах.

Поперечный набор корпуса состоит из фанерных переборок и шпангоутов (Рисунок 3,б), вполне обеспечивая, в силу небольшой шпации, общую прочность и жесткость корпуса. При этом у ТК и монолитных конструкций сопоставимой жесткости существенно различается прочность под местными нагрузками, вызванными транспортировкой, технологическими работами внутри корпуса, посадками на мель/камень, швартовками, навалами, особенно – при негладкой контактной поверхности. Повышая толщину обечаек, теряем преимущества ТК по массе.

Указанные обстоятельства вызывают необходимость рассмотрения т.н. «гладкобортного» проектного варианта оболочки корпуса для того же ТК. Здесь не будут рассматриваться связанные с его изготовлением усложнение или замена технологии.

Полученная реальная оболочка (рис. 3) позволяет выполнить частичную верификацию расчетной модели метода конечных элементов для различных вариантов исполнения наружной обечайки. С помощью отработанной модели возможно объективнее исследовать влияние проектных параметров на повышение прочностных свойств, как при модельных, так и при обычных эксплуатационных нагрузках.



Рис. 3. – Изготовленная оболочка корпуса шлюпки

Испытания трехслойной клинкерной оболочки на локальные изгибающие воздействия

В процессе постройки судна на стадии снятия с болвана, до установки набора, появляется возможность анализа прочности и жесткости неподкрепленной оболочки под действием локальных интенсивных нагрузок на килевую балку, а также на днищевые участки обшивки корпуса.

Для проведения изгибных испытаний корпус закреплен в 3-х точках: горизонтально-неподвижно опёрт в носу и подвижно – в крайних участках планширя, так, чтобы оболочка имела возможность «расползаться» поперёк ДП (Рис. 4). При помощи лазерного уровня выставлялась точка начала

отсчета, от которой далее измерялось изменение положения луча при нагружении. Нагружение задавалось весами 1340 и 1930 Н, пятном контакта бруса в разных точках ДП со скегом (резен-килем) (Рис. 4), а также на оболочку (через призматическую проставку из ЭППС) в околокилевой зоне весами 640 и 870 Н.

Результаты измерений представлены в Таблице 1. Контрольные прогибы корпуса при нагружении возле миделя достигают 10 мм. Максимальный прогиб (14 мм) отмечен в околотранцевой зоне при нагружении скега в районе незамкнутого кормового сечения.

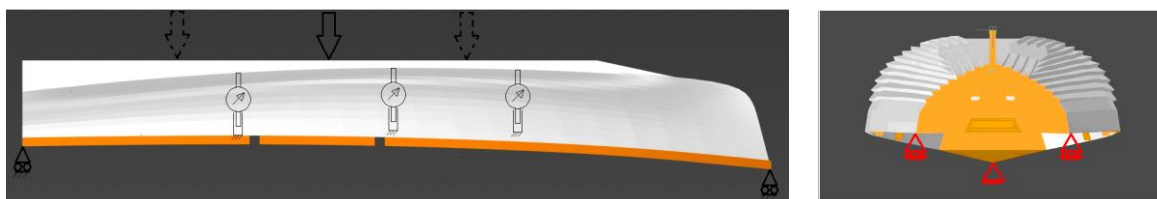


Рис. 4. - Граничные условия и схема нагружения для натурных испытаний

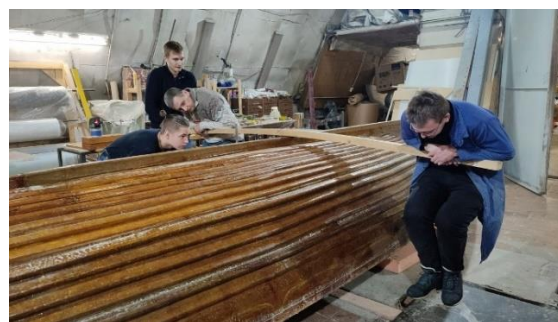
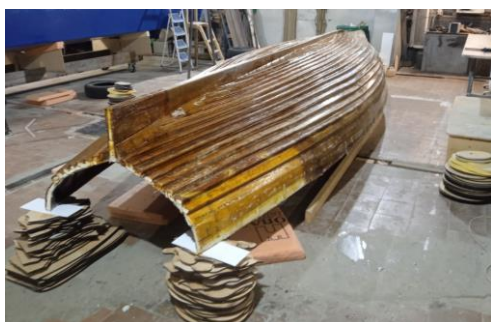


Рис.5. – Натурное опирание и нагружение оболочки

Таблица 1

Результаты натурных испытаний жесткости клинкерной незамкнутой оболочки

Продольная координата центра пятна нагрузки, измеренная от кормы, мм	Поперечная координата центра пятна нагрузки, измеренная от ДП, мм	Вес, Н	Прогиб, мм
100	0	1340	14
300	150	638	2
300	150	865	3
2000	0	1930	8
2500	0	1930	9,5
3500	0	1930	10
4000	0	1930	9

Расчеты и сравнение с натурными измерениями для КЭ-модели клинкерной оболочки

При моделировании испытаний на трехточечный изгиб образцов «сэндвичей» из используемых при постройке ЭППС и стеклопластика на основе квадраксиальной ткани [2] были получены упругие параметры составляющих материалов, дающие удовлетворительные совпадения расчета и эксперимента.

Модули упругости для квази-изотропных стеклопластиковых обечаек толщиной 2 мм принимаются соответственно $0,9 \cdot 10^4$ МПа - для внутреннего слоя из квадраксиальной ткани и $0,95 \cdot 10^4$ МПа - для монолита из 2-х слоев сатиновой ровинговой стеклоткани для наружной оболочки. Для обечаек скега из бакелитовой фанеры задается толщина 6,5 мм и модуль упругости $1,8 \cdot 10^4$ МПа, для заполнителя модуль равен 15 МПа.

Для создания модели оболочки корпуса используется та же, что и в [2], система конечных элементов: плоские 4-х-узловые 24-степенные КЭ слоистых оболочек для обечаек и объемные 8-узловые 24-х-степенные КЭ для заполнителя (Рис. 6, а, б).

В геометрической модели, по сравнению с реальной оболочкой, отсутствуют галтели и наружные скругления на клинкере (Рис. 6, б), что, создавая местные концентраторы, дает ошибку по расчетным напряжениям в безопасную сторону.

Система координат модели имеет продольную ось Y, ось прогибов – Z. Модель закрепляется неподвижно в точке в носу и подвижно - в плоскости XOZ, на крайних участках кормового планширя. Зоны пятен контакта (200 мм в продольном направлении), показаны на Рис 6, в.

При сравнении с натурными испытаниями значения расчетных прогибов при нагружении килевой балки около миделя (Рис. 7, а) оказываются в среднем на 30% ниже полученных в эксперименте (6,7 мм против 10 мм при нагружении пятном с продольной координатой 3,5 м). Эквивалентные напряжения в обечайках и заполнителе (Рис. 7. б) существенно ниже предела прочности стеклопластиков на тканевой основе [5] и предела прочности ЭППС [6].

Причинами превышения измеренных прогибов над расчетными могут быть:

- погрешность измерения из-за локальных проминаний оболочки в районе опор,
- несоответствие реально полученной при ручном формировании геометрии и идеализированной геометрии 3D модели,
- разброс упругих свойств бакелита и ЭППС, взятых в виде средних паспортных значений.

Факторы, вносящие в расчет ошибку в опасную сторону, рекомендуется при оценках учесть коэффициентом запаса 1,3.

В целом испытания показали, что даже незамкнутая оболочка показывает при интенсивном нагружении приемлемую жесткость и прочность.

КЭ-моделирование, с учетом пропорциональной поправки, дает результаты, близкие к наблюдаемым в эксперименте, даже с принятой системой допущений, без учета реальной нелинейно-упругой диаграммы эластомера и с упрощенной квази-изотропной моделью несущих слоев.

На основании полученных результатов можно перейти к полностью расчетному сравнительному исследованию жесткости и прочности гладкобортной оболочки.

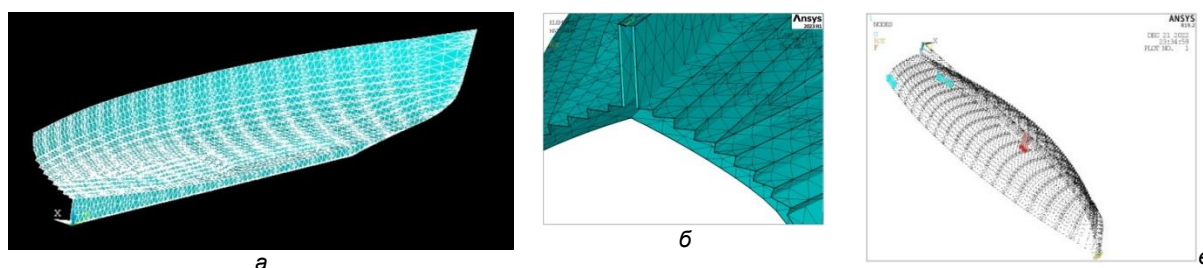


Рис. 6. – Конечно-элементная модель клинкерной оболочки, а – объемная сетка на заполнителе, б – оболочечная сетка на обечайке, в – схема закрепления и локального нагружения

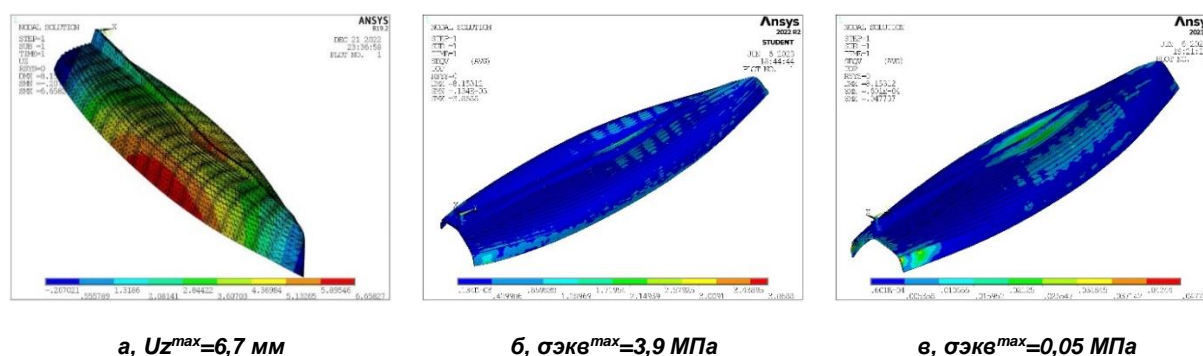


Рис. 7. – НДС модели клинкерной оболочки, а – прогибы (перемещения вдоль оси Z), мм; б – напряжения Мизеса обечайке, МПа; в – напряжения Мизеса в заполнителе, МПа

Расчеты модели гладкобортной оболочки

Для сравнения с клинкерным был рассчитан гладкобортный вариант оболочки постоянной толщины 30 мм, близкий по объему заполнителя, в основе которой лежит тот же ТЧ. Следует заметить, что минимальная местная толщина в первом

варианте составляла 22 мм, максимальная – 40 мм. В большинстве сечений второго варианта обечайки представляют собой эквидистантные поверхности, за исключением околостеппенной зоны (Рис.8).

Оценку эффективности «клинкерного набора» по сравнению с эквивалентным по объему гладкобортным вариантом оболочки можно выполнять по отношению предполагаемого

повышения жесткости к избытку массы при сохранении толщин обечаек.

Результаты расчета нового варианта на аналогичные воздействия при аналогичных г.у. представлены на рис. 9.

Заметим, что в обоих вариантах скег (килевая балка) сохраняет свой вид и параметры.

Результаты расчета НДС моделей оболочек корпуса показали весомое преимущество гладкобортной оболочки над клинкерной: перемещения снизились на 15%, напряжения в зонах концентрации – на 23...40%.

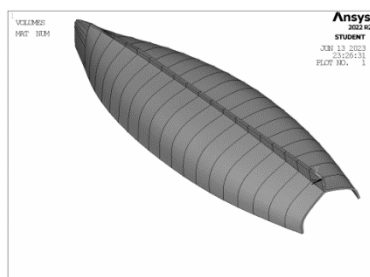


Рис. 8. – Геометрическая 3D модель гладкобортной оболочки

Заключение

Кажущееся повышение продольной жесткости за счет наличия «ребер» клинкера не произошло. Объяснением случившемуся служит т.н. «сильфонный» эффект: переменность толщины незамкнутой клинкерной оболочки облегчила поперечный изгиб (особенно в зоне кормовой оконечности) и привела к существенно большим, нежели у гладкобортной, перемещениям в направлении горизонтально-поперечной оси X. В связи с этим снизились моменты инерции поперечных сечений, и контролируемый на килевой балке прогиб увеличился.

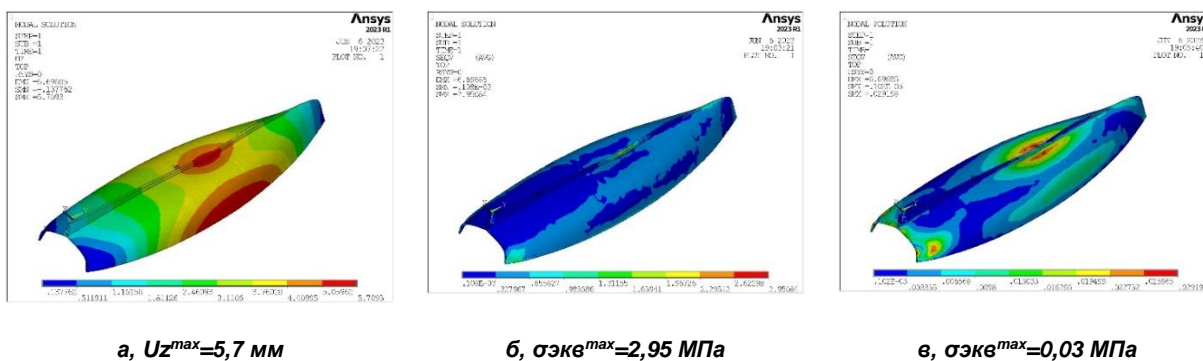


Рис. 9. – НДС модели гладкобортной оболочки, а – прогибы (перемещения вдоль оси Z), мм; б – напряжения Мизеса обечайке, МПа; в – напряжения Мизеса в заполнителе, МПа

Использование гладкой поверхности существенно снижает концентрацию напряжений даже в зоне сопряжения оболочки с килевой балкой.

Препятствием к созданию гладкобортных сэндвич-конструкций производной формы с большими кривизнами из листового ЭППС является его низкая изгибная прочность. Технологическим решением здесь может являться создание приспособленных к укладке листовых полуфабрикатов с прорезями для повышения допустимой кривизны по аналогии с ПВХ-пенوپластами [7], сертифицированными РМРС [8], а также переход от контактного формования к

инфузионному [4]. Возникающая при этом концентрация напряжений в прорезях требует дополнительного исследования.

Отметим, что нагружение незамкнутой транцем и неподкрепленной вставным набором оболочки в различных точках килевой балки стало хорошим тестом на её общую пространственную жесткость. Корректировка расчетной конструктивно-подобной конечно-элементной модели оболочки, созданной с помощью твердотельных и слоистых оболочечных КЭ по результатам замеров прогибов, даёт эффективный аппарат исследования трехслойных конструкций корпуса маломерных судов.

Литература

1. Цыварев М.В., Ветлугина А.С. Предпроектный анализ разработки секционной кадетской гребно-парусной шлюпки с использованием композитных материалов, Материалы конференции «Неделя Науки СПбГМТУ-2021»: СПб, СПбГМТУ, с.461-470.
2. Ветлугина А.С., Миронов М.Ю., Цыварев М.В. Расчетно-экспериментальная оценка применимости экструдированного полистирола бытового назначения в трехслойных конструкциях корпуса маломерного судна, Труды Крыловского государственного научного центра. № 402, 2022, с. 75-84.
3. Release 2019 R3. Documentation for ANSYS, 2019 ANSYS, Inc

4. М.В. Цыварев, А.С. Ветлугина Технология изготовления корпуса маломерного судна методами ручной формовки из многослойных композиционных материалов. Санкт-Петербург: Труды СПбГМТУ. 2022. – с.120-132
5. Композиционные материалы: Справочник/В.В. Васильев, В.Д. Протасов, В.В. Болотин и др.; Под общ. ред. В.В. Васильева, Ю.М. Тарнопольского. – М.: Машиностроение, 1990. – 512 с.
6. ГОСТ 32310-2020 «Изделия из экструзионного пенополистирола, применяемые в строительстве. Технические условия», - М.: Стандартинформ, 2021.
7. <https://compositesolutions.ru/catalog/strucell>
8. Российский Морской Регистр Судоходства. Свидетельство о типовом одобрении № 22.02509.280 от 09.03.2022. ПВХ пенопласт типа Aircell HR, HTR от 09.03.2022.

References

1. Tsyvarev M.V., Vetlugina A.S. Pre-project analysis of the development of a sectional cadet rowing and sailing dinghy using composite materials, Materials of the conference "Science Week SPbGMTU-2021": St. Petersburg, SPbGMTU, pp.461-470.
2. Vetlugina A.S., Mironov M.Yu., Tsyvarev M.V. Computational and experimental assessment of the applicability of extruded polystyrene foam for household use in three-layer structures of the hull of a small vessel. St. Petersburg: Proceedings of the Krylov State Scientific Center, No. 402, 2022 - 75-84 p.
3. Release 2019 R3. Documentation for ANSYS, 2019 ANSYS, Inc
4. Tsyvarev M.V., Vetlugina A.S. Technology of manufacturing the hull of a small vessel by manual molding methods from multilayer composite materials. St. Petersburg: Proceedings of SPbGMTU. 2022. – p.120-132
5. Composite materials: Handbook / V.V. Vasiliev, V.D. Protasov, V.V. Bolotin, etc.; Under the general editorship of V.V. Vasiliev, Yu.M. Tarnopolsky. – М.: Mechanical Engineering, 1990. – 512 p.
6. GOST 32310-2020 "Products made of extruded polystyrene foam used in construction. Technical conditions", - М.: Standartinform, 2021.
7. <https://compositesolutions.ru/catalog/strucell>
8. Russian Maritime Register of Shipping. Type approval Certificate № 22.02509.280 from 09.03.2022, PVC foam of the Aircell HR type, HTR.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Михаил Юрьевич Миронов, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: mironov31051973@mail.ru

Mikhail Yu. Mironov, Ph.D. (Eng), Associate Professor of the Department of Structural Mechanics of the Ship, St. Petersburg State Maritime Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya str., 3, e-mail: mironov31051973@mail.ru

Марк Владимирович Цыварев, студент кафедры проектирования судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: m.tsyvarev@mail.ru

Mark V. Tsyvarev, student of the Department of Ship Design, St. Petersburg State Maritime Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya str., 3, e-mail: m.tsyvarev@mail.ru

Анна Сергеевна Ветлугина, техник, Центральное морское конструкторское бюро «Алмаз», 196128, Санкт-Петербург, Варшавская ул., д. 50; студент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: ahahahaahhaha360@gmail.com

Anna S. Vetlugina, technician, JSC "Central Marine Design Bureau "Almaz", 196128, St. Petersburg, Varshavskaya str., 50; student of the Department of Ship Construction Mechanics, St. Petersburg State Maritime Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya str., 3, e-mail: ahahahaahhaha360@gmail.com

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 12.08.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 23.08.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 23.08.2023.

Научная статья

УДК 629.5.035.5:629.561.5

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.033>

Методы повышения эксплуатационной эффективности ледокольных гребных винтов

А.В. Андришин¹ propulsionlab@cniimf.ru, Е.В. Шапков² egorshapkov@yandex.ru,
С.В. Рябушкин² serg.ryabuschkina@yandex.ru, А.Ю. Воронин¹ propulsionlab@cniimf.ru

¹Центральный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт морского флота, ²Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В настоящее время ведется интенсивное освоение нефтегазоконденсатных месторождений на арктическом шельфе России, сопровождающееся вводом в эксплуатацию большого количества современных ледокольных судов, включая арктические суда двойного действия. Указанные обстоятельства актуализируют узловые задачи проектирования и обеспечения прочности гребных винтов, а также обеспечения работоспособности главного двигателя в ледовых условиях. Снижение уровня ледовых нагрузок, а также улучшение гидродинамических и кавитационных характеристик ледокольных гребных винтов являются узловыми задачами в вопросе улучшения их эксплуатационных характеристик. Сформулированные задачи могут быть решены с помощью применения «острой» профилировки. В свою очередь, это конструктивное решение требует применения уточненных методов определения ледовых нагрузок для расчетов напряженно-деформированного состояния лопасти, а также методов назначения прочных размеров из условия совместного обеспечения статической и усталостной прочности. В работе рассмотрено влияние новой «острой» профилировки на величину локальных ледовых нагрузок. По результатам исследований, помимо снижения уровня ледовых нагрузок на 25-30%, отмечено, что применение новой «острой» профилировки позволит улучшить гидродинамическую эффективность ледокольного гребного винта на 3-4%. Последнее позволит снизить величину дискового отношения из условия предотвращения начала второй стадии кавитации. Таким образом, связанное решение поставленных задач является преимущественным методом повышения эксплуатационной эффективности ледокольных гребных винтов при работе в ледовых условиях.

Ключевые слова: ледокольные гребные винты, острая входящая кромка, прочность гребных винтов, ледовые нагрузки, напряженно-деформированное состояние, численные методы, численное моделирование, кавитация.

Для цитирования: Андришин А.В., Шапков Е.В., Рябушкин С.В., Воронин А.Ю. Методы повышения эксплуатационной эффективности ледокольных гребных винтов. Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 94—99. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.033

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.033>

Methods to improve the operational efficiency of icebreaking propellers

Alexander V. Andryushin¹ propulsionlab@cniimf.ru, Egor V. Shapkov² egorshapkov@yandex.ru,
Sergey V. Ryabushkin² serg.ryabuschkina@yandex.ru, Alexander Yu. Voronin¹ propulsionlab@cniimf.ru

¹Central Marine Research and Design Institute, St. Petersburg, Russian Federation, ²Saint-Petersburg State Marine Technical University, Russian Federation

Abstract Nowadays there is intensive development of oil-and-gas-condensate fields on the Russian Arctic shelf, which is accompanied by modern icebreaking vessels commission, including Arctic double-acting vessels. These circumstances bring into focus the main tasks of propeller design and strength assurance, as well as main engine operability maintenance in ice conditions. Ice loads reduction with hydrodynamic and cavitation improvement are the key tasks of modern icebreaking propeller design. They can be effectively solved by blade 'sharp' profiling application. However, this technique requires refined methodology to determine blade loading conditions in order to assign propeller scantlings proceeding from both static and fatigue strength assurance. The effect of blade 'sharp' profiling results in 25-30% ice loads reduction and 3-4% hydrodynamic efficiency increase. The latter also results in preventing the onset of propeller second stage cavitation.

Key words: icebreaking propellers, sharp leading edge, strength of propellers, ice loads, stress-strain state, numerical methods, numerical modeling, cavitation.

For citation: Alexander V. Andryushin, Egor V. Shapkov, Sergey V. Ryabushkin, Alexander Yu. Voronin, Methods for improving operational efficiency of icebreaking propellers, Marine intellectual technologies 2023. № 3 part 2, P. 94—99. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.033

Введение

Обеспечение прочности ледокольных гребных винтов, работоспособности главного двигателя и пропульсивной установки в ледовых условиях являются одними из узловых задач проектирования

современных арктических судов. Применение острых профилей (профилей с острыми входящими кромками) [3,4,5,6] является одним из наиболее эффективных решений для снижения уровня ледовых нагрузок на гребных винтах и их прочных

размеров, повышения работоспособности ГЭД и эксплуатационной эффективности судна на режимах заднего хода. Дополнительно, применение острых кромок позволяет значительно улучшить кавитационные и гидродинамические характеристики гребных винтов. В работе рассмотрены указанные выше и другие вопросы в части улучшения характеристик ледокольных пропульсивных комплексов.

Профилировка ледокольных гребных винтов

В настоящее время в отечественной практике проектирования гребных винтов используются профили типа NASA 66-mod. Для ледоколов и судов ледового плавания используется профиль ИК82, разработанный в КГНЦ [7,8]. На рисунке 1 представлено распределение толщины для указанных профилей в районе входящей кромки.

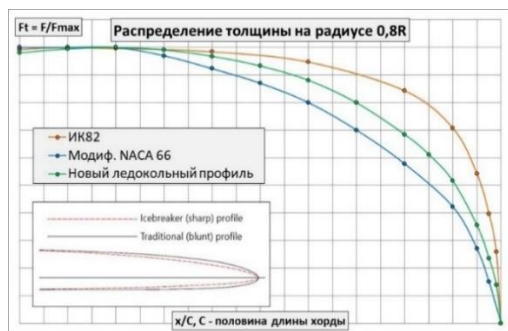


Рис. 1 – Распределение толщины в районе входящей кромки для различных профилировок ледокольных гребных винтов

Увеличение толщины входящей кромки значительно снижает гидродинамические и особенно кавитационные характеристики гребных винтов [8]. С учетом изложенного [3,7,8], разработан новый ледокольный профиль, сочетающий в себе улучшение гидродинамических и кавитационных характеристик и снижение ледового момента, передаваемого от гребного винта на главный электродвигатель.

Режимы взаимодействия гребного винта со льдом

Механизм взаимодействия лопасти ГВ со льдом определяется углом атаки α :

$$\alpha(\bar{r}) = \varphi_{design}(\bar{r}) - \arctg\left(\frac{V_{ice}}{2\pi\bar{r}n_{design}}\right), \quad (1)$$

где $\varphi_{design}(\bar{r})$ – расчетный шаговый угол на относительном радиусе \bar{r} , град; n_{design} – расчетная частота вращения гребного винта, 1/с; V_{ice} – расчетная скорость взаимодействия гребного винта со льдом, м/с.

Первый тип фрезерования соответствует прорезанию льда входящей кромкой лопасти гребного винта (рисунок 2) [2,6,9,10,11,12,13,14]. Основная ледовая нагрузка приложена со стороны засасывающей поверхности, определяемая по «гидродинамической» теории вытеснения ледового порошка [2,10]. **Второй тип фрезерования** соответствует прорезанию льда периферийными сечениями лопасти (рисунок 3) [6,10,13] и характерен

для швартовых режимов в тяжелых ледовых условиях. На рисунках 2-3: V_{axice} – аксиальная скорость взаимодействия гребного винта со льдом; F_b – отрицательная аксиальная ледовая сила; T_{ice} – сила профильного сопротивления; F_f – положительная ледовая аксиальная сила; b_{ice} – ширина прорези льда.

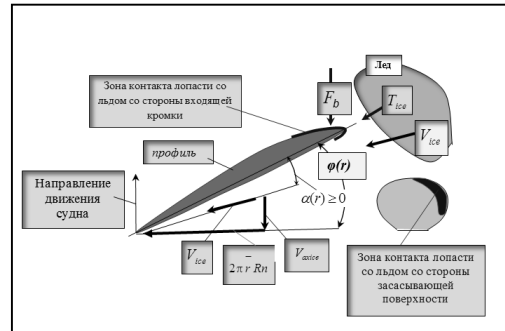


Рис. 2 – Первый тип фрезерования льда входящей (выходящей) кромкой лопасти ГВ

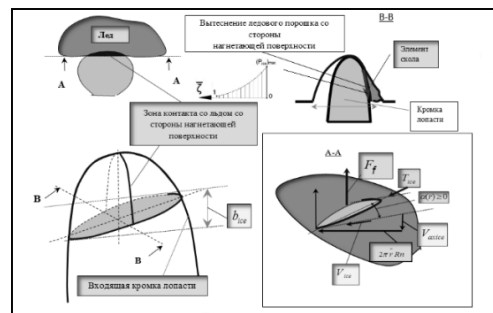


Рис. 3 – Второй тип фрезерования льда входящей (выходящей) кромкой лопасти ГВ

Механизмы разрушения льда профилем лопасти

В качестве расчетного для назначения ледовых нагрузок принимается режим фрезерования льда при положительном угле атаки профиля [2,6,14]. Ледовые нагрузки (контактные ледовые давления) рассчитываются по гидродинамической модели вытеснения ледового порошка [2,10], принимая во внимание прочностные характеристики ледовых образований, характерных для конкретного района эксплуатации судна.

Ледовые нагрузки в системе гребной винт (ГВ) – главный электродвигатель (ГЭД)

Ледовые нагрузки на гребном винте определяются в зависимости от угла атаки (скорости вращения гребного винта, скорости судна), характеристик гребного винта, параметров ледовых условий. [6,16,18,19]. Методика расчета разработана с учетом модельных и натурных данных по ледовым нагрузкам на гребных винтах ледоколов и ледокольных судов (ледоколы типа «Арктика», Polar Star, крупнотоннажный ледокольный танкер типа «Динков» и другие) [2,11,12,13,14,20]

Обеспечение прочности ледокольных гребных винтов с острыми кромками

Назначение прочных размеров ледокольных гребных винтов выполняется из совместного обеспечения усталостной прочности и статической

прочности (прочность от одноразового экстремального нагружения) от воздействия ледовых нагрузок. На базе нормативно-методических материалов РС [1] в АО «ЦНИИМФ» А.В. Андрушинным разработана уточненная методика обеспечения прочности ледокольных гребных винтов. Методика включает определение как глобальных (силы, моменты), так и локальных (давление) ледовых нагрузок на гребных винтах в зависимости от их геометрических характеристик и скорости их вращения, мощности главного двигателя, скорости движения судна, морфологических и прочностных характеристик ледовых образований, см. выше, а также работы [6,9,14,16,18,19]. На рисунке 4 ниже представлены характерные распределения напряжений в лопасти ледокольного гребного винта от указанных ледовых нагрузок.

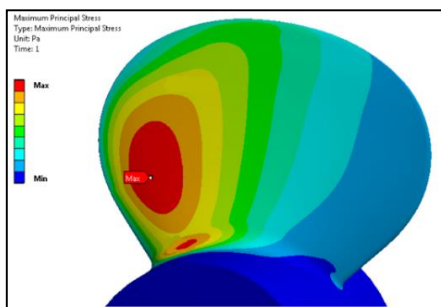
Профильное сопротивление лопасти гребного винта с острой профилировкой

Максимальные ледовые нагрузки на гребном винте реализуются для углов атаки близких к нулю $\alpha \sim 0$ [2,6,16]. Расчеты показывают, что для указанных режимов применение острого ледокольного профиля снижает профильное ледовое сопротивление и ледовый момент на гребном винте на (25-30) %, что подтверждается результатами натурных испытаний бортовых гребных винтов арктического ледокола с тупыми и острыми профилями [13].

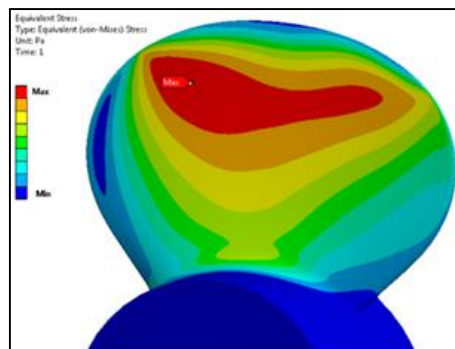
Улучшение гидродинамических и кавитационных характеристик ледокольных гребных винтов с острой профилировкой

Применение острого профиля значительно улучшает гидродинамические и кавитационные характеристики гребного винта. На рисунке 5 представлено сравнение эффективности (КПД) ледокольных гребных винтов с острым и «тупым» профилем. Видно, что эффективность гребного винта с новым ледокольным профилем выше на ~1% на швартовном режиме. На режимах, близких к ходовым, эффективность гребного винта с острыми кромками возрастает на ~3-4%.

Установка острого профиля значительно улучшает кавитационные характеристики гребного винта. На рисунке 6 представлены кавитационные диаграммы (thrust breakdown point) для швартовного режима, полученные по результатам модельных испытаний. Анализ показывает, что применение острого профиля позволит уменьшить дисковое отношение на ~5-6% и дополнительно улучшить гидродинамическую эффективность [22,23].



Fb (первый тип фрезерования льда)



Ff (второй тип фрезерования льда)

Рис. 4 – Распределение главных напряжений на засасывающей поверхности лопасти ледокольного гребного винта [17]

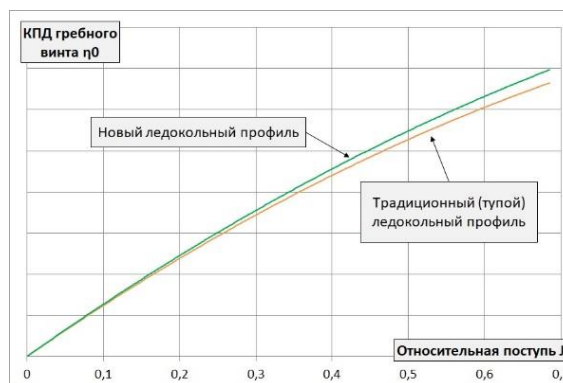


Рис. 5 – Сравнение гидродинамической эффективности (КПД) гребных винтов, оборудованных традиционным (тупым) и новым (острым) ледокольным профилем

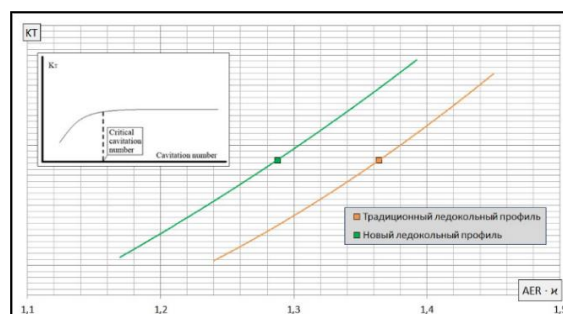


Рис. 6 – Сравнение кавитационных диаграмм гребных винтов, оборудованных традиционным (тупым) и новым (острым) ледокольным профилем

Заключение

В работе рассмотрены основные аспекты технологии обеспечения прочности ледокольных гребных винтов и работоспособности главных электродвигателей (ГЭД ВРК). Решение этой проблемы является узловым для обеспечения эффективной эксплуатации судов двойного действия на режимах движения задним ходом в ледовых условиях, когда гребные винты постоянно взаимодействуют со льдом.

Применение острого профиля для гребных винтов, является одним из эффективных способов снижения ледовых нагрузок, повышения работоспособности ГЭД и эффективности

эксплуатации арктических транспортных судов двойного действия на режимах заднего хода во льдах. Разработанный новый (острый) ледокольный профиль позволит снизить ледовые нагрузки на гребные винты и ГЭД на ~25-30%. Проектирование гребных винтов показало, что острая профилировка значительно улучшает гидродинамические и кавитационные характеристики гребных винтов. На

ходовых режимах КПД гребного винта возрастает до ~4%. Дисковое отношение из условия предотвращения начала второй стадии кавитации на швартовном режиме может быть уменьшено на ~5-6%, что дополнительно улучшит гидродинамическую эффективность гребного винта, позволит снизить прочные размеры лопасти и силу ее поломки.

Литература

1. Сборник нормативно-методических материалов. Книга двадцатая. НД № 2-139902-025, Российский морской Регистр судоходства, Санкт-Петербург, 2010.
2. Андрияшин А.В. Теория взаимодействия гребного винта со льдом. Обеспечение эксплуатационной прочности элементов пропульсивного комплекса судов ледового плавания и ледоколов: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук: специальность 05.08.01 «Теория корабля и строительная механика» / А.В. Андрияшин; ФГУП Российский Морской Регистр Судоходства, Санкт-Петербург, 2006.
3. Беляшов В.А. Исследование физических процессов взаимодействия гребных винтов со льдом и разработка метода прогнозирования действующих на них ледовых нагрузок : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук : специальность 05.08.01 «Теория корабля и строительная механика», Гос. науч. центр РФ ЦНИИ им. ак. А.Н.Крылова, Санкт-Петербург, 2000.
4. Андрияшин А.В. Проектирование ледокольных гребных винтов с пониженным уровнем ледовых нагрузок. Ледовые нагрузки, расчет прочности. Труды Крыловского государственного научного центра, 2020.
5. Андрияшин А.В. Особенности проектирования широколопастных гребных винтов судов ледового плавания и ледоколов. Материалы научно-технической конференции по строительной механике корабля, посвященной 125-летию со дня основания ФГУП Крыловский Государственный Научный Центр. Труды Крыловского государственного научного центра, 2019.
6. Andryushin A.V., Khlystova K.B. Assurance of load-carrying capacity for ice propellers, Proceedings of the Thirtieth (2020) International Ocean and Polar Engineering Conference 11-16 October 2020, Shanghai, China.
7. Турбал В.К., Шпаков В.С., Штрумпф В.М. Проектирование обводов и движителей морских транспортных судов. Л., изд. Судостроение, 1983.
8. Дарчиев Г.К. Разработка технологии проектирования гребных винтов ледовых транспортных судов с улучшенными кавитационными характеристиками на режимах движения в свободной воде: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: специальность 05.08.01 «Теория корабля и строительная механика». Санкт-Петербург, 2021.
9. Андрияшин А.В., Хдыстова К.Б. Проектирование ледокольных гребных винтов с пониженным уровнем ледовых нагрузок. Ледовые нагрузки, расчет прочности. Труды Крыловского государственного научного центра. 2020.
10. Soinenen H. A propeller-ice contact model Dissertation for the degree of Doctor of Technology, VTT technical research Centre of Finland. Espoo, 1988.
11. Andryushin A.V. Modern RS requirements and methods ensuring operating strength of icebreaking propulsion complex - International Conference "Design and construction of vessels operating in low temperature environments"- 30-31 May 2007, London, UK, The royal institution of naval Architects.
12. Veitch B. Prediction of ice contact forces on a marine Screw propeller during the propeller-ice cutting process. Dissertation for the degree of Doctor of Technology. Helsinki. Acta Polytechnica Scandinavia. Mechanical engineering Series. № 118. 1995.
13. Koskinen P., Jussila M. Long-term measurements of ice loads on propeller blade of M/S Gudingen. VTT, Research notes, 1991.
14. Andryushin A.V. Ensuring of propeller strength for active ice going vessels and icebreakers (modern methods to ensure operation strength and efficiency of icebreaking propellers and propulsion complex under severe ice conditions). Propeller Performance seminar. Lloyd'S Maritime Academy. London. Seminar documentation. 2012.
15. Frederking, R.; Kubat, I. A Comparison of Local Ice Pressure and Line Load Distributions from Ships Studied in the SAFE ICE Project; National Research Council, Canadian Hydraulics Centre: Ottawa, ON, Canada, 2007.
16. Andryushin, A.V.; Ryabushkin, S.V.; Voronin, A.Y.; Shapkov, E.V. Sharp Profile for Icebreaking Propellers to Improve Their Ice and Hydrodynamic Characteristics. J. Mar. Sci. Eng. 2022.
17. Appolonov, E.M.; Didkovsky, A.V.; Kuteinikov, M.A.; Nesterov, A.B. Improving the methodology for determining ice loads. In The Russian Maritime Register of Shipping; Scientific and Technical Collection: St. Petersburg, Russia, 2002.
18. Хлыстова К.Б., Андрияшин А.В., Федосеев С.С., Зуев П.С. Ледовые нагрузки на гребных винтах и обеспечение их прочности для судов активного ледового плавания с применением современных методов компьютерного моделирования- Труды Крыловского государственного научного центра, Специальный выпуск 2, 2018. Материалы научно-технической конференции по строительной механике корабля, посвященной памяти профессора В.А. Постнова и 90-летию со дня его рождения. Санкт-Петербург, 2018.
19. Хлыстова К.Б., Андрияшин А.В., Петров А.С. Особенности проектирования широколопастных гребных винтов судов ледового плавания и ледоколов - Труды Крыловского государственного научного центра, Специальный выпуск 1/2019. Материалы научно-технической конференции по строительной механике

корабля, посвященной 125-летию со дня основания ФГУП Крыловский Государственный Научный Центр. Санкт-Петербург, 2019.

20. Robin P. Browne, Arno J. Keinonen Colin R. Revill, Ron Ritch, Ernst Radloff. Propeller ice loads measured on Antarctic trials of USCGC Polar Star and their impact upon new international design standards. 18th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. OMAE 99, 11-16 July 1999.
21. DNV-GL, Rules for Classification. Part 6 Additional class notations, Chapter 6 Cold climate. 2021.
22. Жинкин В.Б. Теория и устройство корабля: Учебник. СПб, изд. Судостроение, 2002.
23. Басин А.М., Миниович И.Я. Теория и расчет гребных винтов. Л. изд. Судпромгиз, 1963.

References

1. Collection of regulatory and methodological materials. The twentieth book. ND No. 2-139902-025, Russian Maritime Register of Shipping, St. Petersburg, 2010.
2. Andryushin A.V. Theory of propeller interaction with ice. Ensuring the operational strength of the elements of the propulsive complex of ice navigation vessels and icebreakers: abstract of the dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences: specialty 05.08.01 "Ship theory and construction Mechanics", A.V. Andryushin; FSUE Russian Maritime Register of Shipping, St. Petersburg, 2006.
3. Belyashov V.A. Investigation of the physical processes of interaction of propellers with ice and development of a method for predicting the ice loads acting on them, abstract of the dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences: specialty 05.08.01 "Ship theory and construction mechanics", State Scientific Center of the Russian Central Research Institute named after A.N. Krylova, St. Petersburg, 2000.
4. Andryushin A.V. Design of icebreaking propellers with a reduced level of ice loads. Ice loads, strength calculation, Proceedings of the Krylov State Scientific Center, Saint-Petersburg, 2020.
5. Andryushin A.V. Features of designing wide-bladed propellers of ice navigation vessels and icebreakers. Materials of the scientific and technical conference on ship construction mechanics dedicated to the 125th anniversary of the founding of the Krylov State Research Center. Proceedings of the Krylov State Scientific Center, Saint-Petersburg, 2019.
6. Andryushin A.V., Khlystova K.B. Assurance of load-carrying capacity for ice propellers, Proceedings of the Thirtieth (2020) International Ocean and Polar Engineering Conference 11-16 October 2020, Shanghai, China.
7. Turbal V.K., Shpakov V.S., Strumpf V.M. Design of contours and propellers of marine transport vessels, Leningrad, Shipbuilding, 1983.
8. Darchiey G.K. Development of technology for designing propellers of ice transport vessels with improved cavitation characteristics in free water modes: abstract of the dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences: specialty 05.08.01 "Ship theory and construction mechanics", St. Petersburg, 2021.
9. Andryushin A.V., Khlystova K.B. Design of icebreaking propellers with a reduced level of ice loads. Ice loads, strength calculation. Proceedings of the Krylov State Scientific Center. 2020, Special Issue 1, pp. 11-17.
10. Soininen N. A propeller-ice contact model Dissertation for the degree of Doctor of Technology, VTT technical research Centre of Finland, Espoo, 1988.
11. Andryushin A.V. Modern RS requirements and methods ensuring operating strength of icebreaking propulsion complex - International Conference "Design and construction of vessels operating in low temperature environments"- 30-31 May 2007, London, UK, The royal institution of naval Architects, pp. 33-43.
12. Veitch B. Prediction of ice contact forces on a marine Screw propeller during the propeller-ice cutting process. Dissertation for the degree of Doctor of Technology, Helsinki. Acta Polytechnica Scandinavia. Mechanical engineering Series. № 118. 1995.
13. Koskinen P., Jussila M. Long-term measurements of ice loads on propeller blade of M/S Gudingen. Espoo, 1991.
14. Andryushin A.V. Ensuring of propeller strength for active ice going vessels and icebreakers (modern methods to ensure operation strength and efficiency of icebreaking propellers and propulsion complex under severe ice conditions). Propeller Performance seminar. Lloyd'S Maritime Academy. London. Seminar documentation. 2012, 27-28 November.
15. Frederking, R.; Kubat, I. A Comparison of Local Ice Pressure and Line Load Distributions from Ships Studied in the SAFE ICE Project; National Research Council, Canadian Hydraulics Centre: Ottawa, ON, Canada, 2007.
16. Andryushin, A.V.; Ryabushkin, S.V.; Voronin, A.Y.; Shapkov, E.V. Sharp Profile for Icebreaking Propellers to Improve Their Ice and Hydrodynamic Characteristics. J. Mar. Sci. Eng. 2022.
17. Appolonov, E.M.; Didkovsky, A.V.; Kuteinikov, M.A.; Nesterov, A.B. Improving the methodology for determining ice loads. In The Russian Maritime Register of Shipping; Scientific and Technical Collection: St. Petersburg, Russia, 2002; pp. 83-100.
18. Khlystova K.B., Andryushin A.V., Fedoseev S.S., Zuev P.S. Ice loads on propellers and ensuring their strength for vessels of active ice swimming using modern computer modeling methods - Proceedings of the Krylov State Scientific Center, Special Issue 2, 2018. Materials of the scientific and technical conference on ship construction mechanics dedicated to the memory of Professor V.A. Postnov and the 90th anniversary of his birth.
19. Khlystoyva K.B., Andryushin A.V., Petrov A.S. Design features of wide-bladed propellers of ice navigation vessels and icebreakers - Proceedings of the Krylov State Scientific Center, Special issue 1/2019. Materials of the scientific and technical conference on ship construction mechanics dedicated to the 125th anniversary of the founding of the Krylov State Research Center.
20. Robin P. Browne, Arno J. Keinonen Colin R. Revill, Ron Ritch, Ernst Radloff. Propeller ice loads measured on Antarctic trials of USCGC Polar Star and their impact upon new international design standards. 18th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. OMAE 99, 11-16 July 1999. St. John's Newfoundland. Canada, p. 8.

21. DNV-GL, Rules for Classification. Part 6 Additional class notations, Chapter 6 Cold climate. 2021.
22. Zhinkin V.B. Theory and device of the ship: Textbook. – 3rd ed., stereotype, St. Petersburg: Shipbuilding, 2002.
23. Basin A.M., Miniovich I.Ya. Theory and calculation of propellers, Leningrad, Sudpromgiz, 1963.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Александр Владиславович Андрюшин, доктор технических наук, начальник лаборатории пропульсивных комплексов судов (№ 44), Центральный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт морского флота (ЦНИИМФ), 191015, Санкт-Петербург, ул. Кавалергардская, 6, лит. А, email: propulsionlab@cniimf.ru

Егор Владимирович Шапков, аспирант, кафедра Гидроаэромеханики и морской акустики (ГАММА), Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: egorshapkov@yandex.ru

Сергей Владимирович Рябушкин, аспирант, кафедра строительной механики корабля (СМК), Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: serg.ryabuschkina@yandex.ru

Александр Юрьевич Воронин, младший научный сотрудник, лаборатория пропульсивных комплексов судов (№ 44), Центральный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт морского флота (ЦНИИМФ), 191015, Санкт-Петербург, ул. Кавалергардская, 6, лит. А, email: propulsionlab@cniimf.ru

Alexander V. Andryushin, Dr. Sci. (Eng.), Head of the Laboratory of Propulsion Complexes of Ships (44), Central Marine Research and Design Institute (CNIIMF), Kavalergardskaya, 6, lit. A, St. Petersburg, 191015, Russian Federation, email: propulsionlab@cniimf.ru

Egor V. Shapkov, graduate student, Department of Hydroaeromechanics and Marine Acoustics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: egorshapkov@yandex.ru

Sergey V. Ryabushkin, graduate student, Department of Ship Mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: serg.ryabuschkina@yandex.ru

Alexander Yu. Voroinin, junior researcher, Laboratory of Propulsion Complexes of Ships (44), Central Marine Research and Design Institute (CNIIMF), Kavalergardskaya, 6, lit. A, St. Petersburg, 191015, Russian Federation, email: propulsionlab@cniimf.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 02.06.2023.
Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 22.06.2023.
Принята к публикации/accepted for publication 22.08.2023.

Научная статья

УДК 539.4

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.034>

Применение прямых методов расчета к определению волновых внешних нагрузок для оценки прочности корпуса судна

В.А. Коршунов¹ korshunov@corp.smtu.ru, М.А. Кутейников^{1,2} kuteynikov.ma@rs-class.org,

Р.С. Мудрик¹ roman.morning@gmail.com, Д.А. Пономарев¹ dmitriy.smtu@gmail.com,

А.А. Родионов¹ rodionovsmk@yandex.ru

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет,

²Российский морской регистр судоходства

Аннотация. Рассмотрен подход к определению волновых нагрузок с помощью прямых гидродинамических расчетов для последующего их использования конечно-элементным моделями конструкции корпуса судна. Проведен ряд гидродинамических расчетов, базирующихся на решении уравнений линейной теории качки судна панельным методом. Результаты расчетов в виде давлений и параметров качки сопоставляются с величинами, получаемыми по формулам классификационных обществ. С помощью аппарата преобразования случайного входного процесса волнения в выходной процесс отклика строятся их краткосрочные и долгосрочные характеристики. Из полученных волновых откликов при назначении доминирующего формируются расчетные волновые случаи. Набор доминирующих откликов формируется на основе общих принципов и накопленного опыта анализа прочности судна, представленных в правилах различных классификационных обществ. Каждому волновому случаю из правил подобрано соответствующее положение судна на условной – эквивалентной волне, для которого определяются сопутствующие составляющие волнового воздействия. Данный подход позволяет в расчетных моделях МКЭ одновременно учитывать всю систему внешних воздействий, отвечающих за общую и местную прочность. Сравнение получаемых прямым методом эпюр давлений в поперечных сечениях демонстрирует качественную сходимость с эпюрами давлений, заложенными в расчетных формулах правил классификационных обществ.

Ключевые слова: строительная механика корабля, прочность конструкций, внешние воздействия, потенциальная жидкость, проблема внешних сил, панельный метод, долгосрочные отклики, эквивалентные волны, волновые давления.

Финансирование: Исследование выполнено при частичной финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования РФ (соглашения № 075-15-2020-903 от 16.11.2020) и договора № 21-28673 от 18.03.2021 между СПбГМТУ и РМРС.

Для цитирования: Коршунов В.А., Кутейников М.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение прямых методов расчета к определению волновых внешних нагрузок для оценки прочности корпуса судна, Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 3 часть 2, С. 100—109. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.034

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.034>

Application of direct calculation methods to the determination of wave external loads for assessing the strength of the ship hull

Vladimir A. Korshunov¹ korshunov@corp.smtu.ru, Mikhail A. Kuteinikov^{1,2} kuteynikov.ma@rs-class.org,

Roman S. Mudrik¹ roman.morning@gmail.com, Dmitry A. Ponomarev¹ dmitriy.smtu@gmail.com,

Alexander A. Rodionov¹ rodionovsmk@yandex.ru

¹St. Petersburg state marine technical University, ²Russian Maritime Register of Shipping, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. An approach to the determination of wave loads using direct hydrodynamic calculations for their subsequent use in finite element models of the hull structure is considered. A number of hydrodynamic calculations based on solving the equations of the linear theory of ship pitching by the linear method have been carried out. The results of calculations in the form of pressures and pitching parameters are compared with the values obtained by the formulas of classification societies. With the help of the apparatus for converting the random input process of excitement into the output process of response, their short-term and long-term characteristics are constructed. From the received wave responses, when assigning the dominant, even wave cases are formed. The set of dominant responses is formed on the basis of general principles and accumulated experience in analyzing the strength of the vessel, presented in the rules of various classification societies. For each wave case, the corresponding position of the vessel on a conditional equivalent wave is selected from the rules, for which the accompanying components of the wave action are determined. This approach allows the calculation models of the FEM to simultaneously take into account the entire system of external actions responsible for general and local strength. Comparison of the pressure plots obtained by the direct method in cross-sections demonstrates qualitative convergence with the pressure plots laid down in the calculation formulas of the rules of classification societies.

Keywords: structural mechanics of a ship, strength of structures, external influences, potential fluid, problem of external forces, panel method, long-term responses, equivalent waves, wave pressures.

Financial Support: The study was carried out with partial financial support from the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (Agreement No. 075-15-2020-903 dated 11/16/2020) and Agreement No. 21-28673 dated 03/18/2021 between SPbGMTU and RMRS.

For citation: Vladimir A. Korshunov, Mikhail A. Kuteinikov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov, Application of direct calculation methods to the determination of wave external loads for assessing the strength of the ship hull, Marine intellectual technologies. 2023. № 3 part 2, P. 100—109. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.034

Введение

Сформировавшиеся консервативные методы оценки прочности судов основывались на разделении общей и местной прочности. В моделях общей прочности корпус судна представлялся свободно плавающей балкой - эквивалентным брусом, воспринимающим изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также кручение. Указанные деформации являются следствием объемных сил и распределенных давлений как статических, так и динамических. Количественной оценкой общих деформаций принято считать экстремальные значения интегральных силовых характеристик: изгибающих и крутящих моментов, а также перерезывающих сил. С их помощью и вычислялись напряжения общей прочности.

В моделях местной прочности рассматривались отдельные конструктивные связи: перекрытия, подкрепленные панели, шпангоуты, балки и пластины и т.п. с заданными кинематическими условиями закрепления под действием объемных сил, распределенных давлений и интегральных силовых характеристик. Для каждого типа конструктивной связи задавались свои экстремальные значения расчетных нагрузок. На этом основании вычислялись местные напряжения.

Расчетные нагрузки общей и местной прочности определялись независимо.

Традиционно расчетные значения для внешних нагрузок формировались для общих деформаций прогиба и перегиба, положения миделя на подошве волны и вершине волны. Уточнение расчетных значений внешних нагрузок и интегральных усилий выполнялось путем введения поправочных коэффициентов различных типов [1]. Применение вероятностного подхода и разработка методик на основе линейной теории качки судна позволили перейти к оценке действующих волновых нагрузок заданной обеспеченности.

Форма представления волнового момента заданной обеспеченности соответствует традиционному виду статической постановки на волну длиной, равной длине судна. Мерой волновой нагрузки при этом является эффективная высота волны. Классификационные общества регламентируют значения эффективной высоты волны и значения волновых нагрузок для основных типов транспортных судов [5,7,8,9,11].

К настоящему времени уже сложилось общее понимание, что повышение качества проектируемой конструкции судна лежит на пути использования математических методов оптимизации, которое возможно только при широком применении вычислительных методов решения задач механики сплошных сред, механики деформируемого твердого тела, механики жидкости и газа, механики разрушения для всестороннего исследования

поведения судна в изменяющихся условиях внешней среды. Такое оптимизационное проектирование для судна, как сложной системы, является, будем надеяться, не очень отдаленной перспективой. Первым шагом в направлении реализации оптимизационного проектирования представляется рациональное проектирование, которое использует математические модели метода конечных элементов, и позволяет отказаться от условности разделения на общую и местную прочность. Детальное моделирование особенностей конструкции корпуса судна, свойственное МКЭ, требует достаточной точности и в назначаемых расчетных нагрузках. Сюда входят и волновые нагрузки, которые по своей природе являются случайными и нуждаются в вероятностной оценке экстремальных значений.

Система расчетных нагрузок (как статических, так и динамических), прикладываемая к модели судна должна быть самоуравновешенной и отражать ограниченное количество экстремальных состояний, необходимых для обеспечения прочности в течение срока эксплуатации. Особое внимание следует уделить формированию волновых случаев нагрузки, учитывая опыт консервативных методов и особенности прямых методов расчета напряженно-деформированного состояния и внешних нагрузок окружающей среды.

Расчетные волновые нагрузки

Первоначально расчетные волновые нагрузки сводились к ситуации на встречном волнении с фазами, соответствующими положению миделя на вершине и подошве волны. Для учета особенностей поведения судов различных типов количество рассматриваемых ситуаций увеличивалось за счет изменения направления волнения. При заданной ситуации назначается доминирующий параметр отклика судна на волновое воздействие. Прежде всего это вертикальный волновой изгибающий момент на миделе. Также доминирующими параметрами отклика устанавливаются горизонтальный и крутящий моменты на миделе, волновое давление на миделе, ускорение бортовой и килевой качки, амплитуды бортовой и килевой качки и т.п. [4,6]. Для доминирующего параметра отклика вычисляется его расчетное значение, соответствующее заданной обеспеченности экстремальной величины.

При использовании расчетных моделей МКЭ необходимо приложить к корпусу всю совокупность волновых воздействий. Составляющие волнового воздействия, сопутствующие расчетному значению доминирующего параметра, определяются для некоторого положения судна на условной регулярной волне – эквивалентной волне. Параметры этой волны: частота, угол набегания и фаза (смещение вершины волны относительно миделя) -

определяются максимумом амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) доминирующего параметра. Здесь явно прослеживается условность, которую можно оправдать логикой развития традиционных подходов при применении МКЭ.

Для детального определения волновых полей давлений используется прямой гидродинамический метод, основанный на потенциальной теории течения жидкости и линейной теории качки судна [2,3,6]. Он позволяет рассчитать интенсивности источников в панелях при решении краевой задачи отбоя корпуса, с помощью которых получают отклики параметров качки, полей давлений и их интегральных величин (с достаточной информацией по их изменению относительно частоты, угла набегания и амплитуды волнения).

Определение волновых откликов на основе прямых расчетов

Результаты расчета откликов судна на волновое воздействие, получаемые на основе численного моделирования линейной качки судна, представляются в виде безразмерных амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), которая показывает величину амплитудного отклика на волнение с единичной полувысотой. АЧХ обозначается как функция $a(\omega, \beta)$, зависящая от частоты ω и угла набегания β волнения. Возмущающие силы в уравнениях движения судна пропорциональны набегавшему волнению $\zeta = \zeta_a \cdot e^{-i\omega t}$, и решение для откликов ищется в таком же виде $d(t) = a_d(\omega, \beta) \cdot e^{-i\omega t}$, где a_d – безразмерная комплексная АЧХ отклика d . Наличие сопротивления в уравнениях дает комплексные величины решения с вещественной a_{dRe} , и мнимой a_{dIm} частями. Поэтому сам амплитудный отклик будет равен модулю АЧХ

$$|a_d(\omega, \beta)| = \sqrt{a_{dRe}^2 + a_{dIm}^2}, \text{ а фаза отклика равна } \text{Arg}(a_d(\omega, \beta)) = \text{atan}\left(\frac{a_{dIm}}{a_{dRe}}\right).$$

Так как морское волнение является случайным процессом, которое описывается спектром $S_\zeta(\omega, \beta, H_s, T_z)$ (где H_s – значительная высота выбранного режима волнения, T_z – средний период), то спектр выходного процесса $S_d(\omega, \beta, H_s, T_z)$ отклика d (рис. 1) оценивается по зависимости (2).

$$S_d(\omega, \beta, H_s, T_z) = |a_d(\omega, \beta)|^2 \cdot S_\zeta(\omega, \beta, H_s, T_z), \quad (2)$$

где $a_d(\omega, \beta)$ – комплексная АЧХ отклика d , S_ζ – входной двумерный спектр волнения.

А его дисперсия вычисляется как:

$$D_d(\beta, H_s, T_z) = \int_0^\infty \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} S_d(\omega, \beta - \theta, H_s, T_z) f(\theta) d\theta d\omega, \quad (3)$$

Обеспеченность отклика (рис. 2), заданной величины X_d , на принятом режиме вычисляется по зависимости:

$$Q_{ST}(X_d, H_s, T_z, \beta) = e^{-\frac{X_d^2}{2D_d(\beta, H_s, T_z)}}, \quad (4)$$

где Q_{ST} – обеспеченность X_d величины отклика d при краткосрочном процессе (ST- short term), X_d – краткосрочной величины отклика d ,

Данная обеспеченность называется краткосрочной.

Для проведения анализа отклика за весь период эксплуатации судна, необходимо получить обеспеченность с учетом всех возможных режимов волнения, так называемую Q_{LT} – обеспеченность долгосрочной величины отклика d , вычисляемую по зависимости:

$$Q_{LT}(X_d) = \sum_{i=1}^{nH_s} \sum_{j=1}^{nT_z} \sum_{k=1}^{n\beta} Q_{ST}(X_d, H_{S_i}, T_{z_j}, \beta_k) \times p(H_{S_i}, T_{z_j}) p(\beta_k) \omega_{H_s, T_z, \beta}(T_{z_j}) \Delta h \Delta t \Delta \beta, \quad (5)$$

где Q_{LT} – обеспеченность X_d величины отклика d при долгосрочном процессе (LT- Long term),

$p(H_{S_i}, T_{z_j})$ – вероятность режима волнения,

$p(\beta_k)$ – вероятность набегания волнения с определенного курса,

Для анализа прочности принято использовать величины откликов с долгосрочной обеспеченностью равной 10^{-8} :

$$Q_{LT}(\bar{X}_d) = 10^{-8}, \quad (6)$$

где \bar{X}_d – величина долгосрочного отклика с обеспеченностью 10^{-8} .

Определение параметров эквивалентных волн

Для МКЭ требуется рассчитать несколько случаев действия внешних нагрузок, с различными доминирующими откликами, для которых определяется эквивалентная волна.

Процедура выбора параметров эквивалентной волны доминирующего отклика по его долгосрочному отклику \bar{X}_d заключается в определении: полувысоты волны r_e , её частоты ω_e , угла набегания β_e и фазы ϵ_e . Для этого используется АЧХ отклика d , максимальное значение a_d^{max} (которое также называется RAO^{max} – response amplitude operator [6, 10]) которой определяет все параметры эквивалентной волны. Так как a_d^{max} представляет собой отклик на единичную амплитуду волны, то искомая полувысота будет определяться через отношение \bar{X}_d к a_d^{max} :

$$r_e = \frac{h_e}{2} = \frac{\bar{X}_d}{a_d^{max}}, \quad (7)$$

где r_e – полувысота эквивалентной волны,

h_e – высота эквивалентной волны,

$a_d^{max} = |a_d(\omega, \beta)|^{max}$ – максимальное значение амплитуды доминирующего параметра отклика d .

Частота эквивалентной волны и её угол набегания ω_e, β_e – являются координатами точки максимума АЧХ. А длина эквивалентной волны определяется выражением:

$$\lambda_e = \frac{2\pi g}{(\omega_e)^2} \quad (8)$$

где λ_e – длина эквивалентной волны,

g – ускорение свободного падения,

ω_e – частота эквивалентной волны.

Фаза эквивалентной волны ϵ_e принимается равной $\text{Arg}(a_d(\omega_e, \beta_e))$, при которой во временной области **доминирующий отклик** принимает значение a_d^{max} .

Определение значений доминирующих и сопутствующих откликов воздействий

По долгосрочной величине преобладающего отклика и параметрам, соответствующей ему эквивалентной волны, определяют величины остальных - сопутствующих - волновых воздействий (ускорений, полей давлений, интегральных усилий) с помощью их собственных АЧХ $a(\omega, \beta)$, полученных с помощью прямого расчета.

Значение действующего доминирующего отклика v_d будет равно его долгосрочному значению:

$$v_d = \overline{X_d} \tag{9}$$

Значения отклика сопутствующего волнового воздействия на заданной эквивалентной волне v_r вычисляется по следующей зависимости:

$$v_r = \frac{h_e}{2} \cdot |a_r(\omega_e, \beta_e)| \cdot \cos(\epsilon_e - \epsilon_r) \tag{10}$$

$a_r = |a_r(\omega_e, \beta_e)|$ – амплитудные значения сопутствующего волнового воздействия,
 h_e – высота эквивалентной волны,
 ϵ_e – фаза эквивалентной волны,
 $\epsilon_r = \text{Arg}(a_r(\omega_e, \beta_e))$ – фаза сопутствующего волнового воздействия.

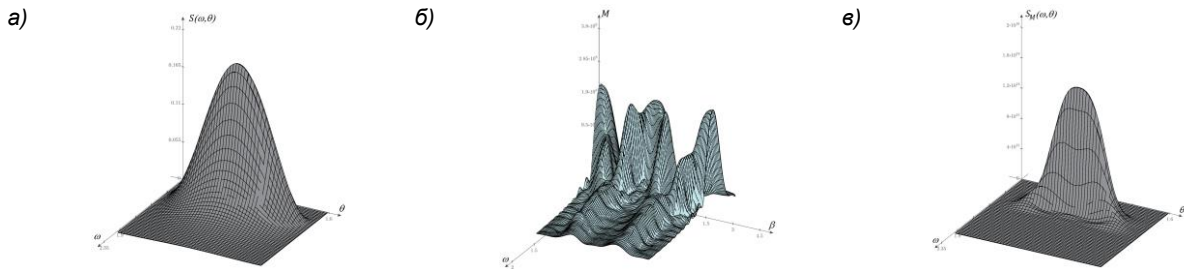


Рис. 1 а) S_z - двумерный спектр Пирсона-Московица, б) $a_d(\omega, \beta)$ – АЧХ отклика изгибающего момента, в) S_d - двумерный спектр выходного процесса

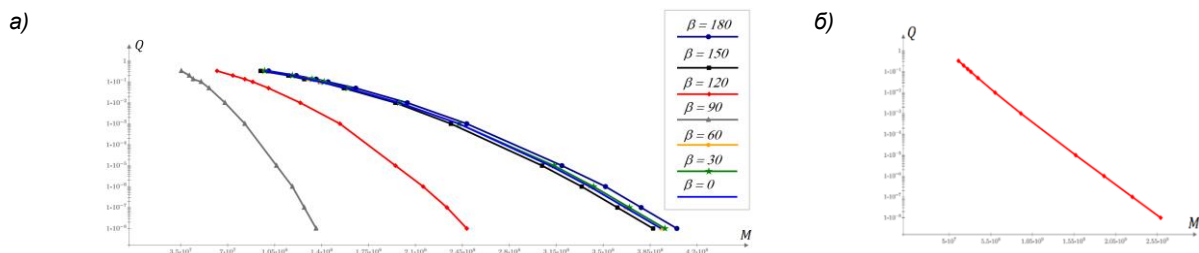


Рис. 2 а) зависимость обеспеченности Q_{ST} момента для различных курсовых углов, б) - зависимость обеспеченности Q_{LT} момента при долгосрочном анализе

Применение прямых расчетов к определению волновых нагрузок

Для сопоставления волновых воздействий различных видов, полученных с помощью прямых гидродинамических расчетов с соответствующими величинами из нормативных документов классификационных обществ требуется сформировать волновые случаи в форме пар: доминирующий параметр отклика и эквивалентная волна.

Для сравнения выбрана часть волновых случаев, регламентируемых правилами DNV-GL, BV и МАКО [5,9,11]. Сопоставление производится на следующем основании: волновому случаю в правилах DNV-GL (который обозначается соответствующей аббревиатурой, например, HSM, BSR, OST и т.д.) ставится в соответствие волновой случай, для которого долгосрочный отклик доминирующего параметра отклика и параметры эквивалентной волны вычисляются на основе анализа результатов гидродинамических прямых расчетов. Соответствие выбранных волновых случаев DNV-GL и доминирующего параметра с направлением эквивалентной волны представлено в таблице 1.

Исследования выполнены на базе серии из 10 гидродинамических расчетов судов различных типов при варьировании загрузки. Параметры расчетов

представлены в таблице 2. Расчеты производились в программном продукте AQWA [13], для случаев набегания волнения от -180° и 180° с шагом 30° , при диапазоне частот – от 0.1 рад/с до 2.0 рад/с с шагом 0.05 рад/с.

Таблица 1

Соответствие волновых случаев DNV-GL и доминирующего параметра с направлением эквивалентной волны

Волновой случай DNV-GL	Доминирующий параметр отклика судна на волновое воздействие и направление эквивалентной волны
HSM – 1	Вертикальный изгибающий момент Встречное волнение
HSA – 1	Ускорение вертикальной качки Встречное волнение
BSR – 1	Амплитуда бортовой качки Волнение лагом
BSP – 1	Давление на уровне ватерлинии Волнение лагом
OST – 1	Крутящий момент Косое волнение
OSA - 1	Ускорение килевой качки Косое волнение

Таблица 2

Список гидродинамических расчетов

Номер расчета	Тип судна	Загрузка	Длина L, м	Ширина В, м	Осадка Т, м	Водоизмещение D, тыс. т	Коэффициент полноты, c_B
1	Танкер	в грузу	229	32.24	13	75.5	0.77
2	Танкер	в балласте	229	32.24	7.8	43.36	0.73
3	Контейнеровоз	в грузу	98	18.8	6.76	6.69	0.52
4	Контейнеровоз	в грузу	198	29.97	10	32.52	0.53
5	Контейнеровоз	в балласте	198	29.97	6	16.87	0.46
6	Контейнеровоз	в грузу	300	37	11	68.8	0.55
7	Сухогруз	в грузу	224	32.23	12.72	75.48	0.80
8	Сухогруз	в балласте	224	32.23	7.63	43.25	0.77
9	Ro-Ro	в грузу	198.8	32.2	10	40.9	0.62
10	Ro-Ro	в балласте	198.8	32.2	6	21.67	0.55

Полученные в результате расчетов параметры отклика судна на волновое воздействие (интегральные нагрузки, давления, амплитуды и ускорения качки) используются для расчета долгосрочных откликов LTR на нерегулярном волнении, с применением полно вероятностного подхода [10], при этом использовался спектр волнения Пирсона-Московица, а диаграмма рассеяния соответствовала району Северной Атлантики. Для примера, панельная модель танкера из расчета №1 представлена на рисунке 3.

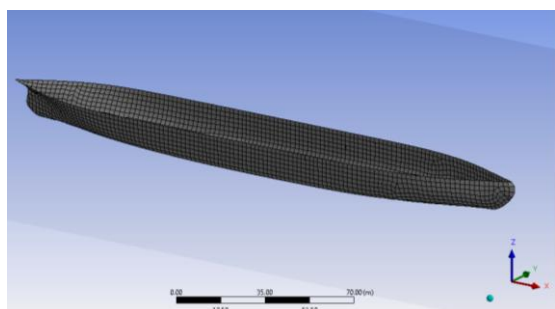


Рис. 3 Расчетная модель танкера

На основе определенных LTR доминирующих параметров отклика были вычислены параметры соответствующих им эквивалентных волн и значения сопутствующих волновых воздействий.

**Анализ результатов
Волновые давления**

Каждому случаю, описанному в правилах, соответствует своя форма эпюры внешних давлений на корпус судна. Для корректности сопоставления, формулы для давлений по правилам принимались без учета поправки на конечность высоты волнения, т.к. в выполненных гидродинамических расчетах на

основе линейной теории качки смоченная поверхность корпуса судна принималась неизменяемой.

Для каждого гидродинамического расчета (табл.2) были получены эпюры внешних волновых давлений в миделевом сечении. Для примера на рис. 4-6 показано их сравнение для гидродинамического расчета №1 (шпангоуты представлены в виде с кормы). В таблице 3 приведены значения относительной разницы величин давлений в точке на ватерлинии по правому борту, полученных по результатам гидродинамических расчетов, и величин, определяемых по расчетным формулам DNV-GL для каждого волнового случая.

Таблица 3

Значение относительной разницы (%) давлений в миделевом сечении

№ расчета	HSM	HSA	BSR	BSP	OST	OSA
1	2	83	127	-69	1502	264
2	-18	79	126	-67	-1138	-23
3	-11	21	-9	-30	260	-2384
4	-86	-150	-3	-59	1021	-733
5	-28	-249	-5	-40	1592	-620
6	-17	-104	75	-51	308	679
7	-9	-90	76	-79	797	542
8	-12	-156	80	-390	1567	90
9	-21	-251	-21	-63	-1838	664
10	-36	-144	-14	-29	-167	-549

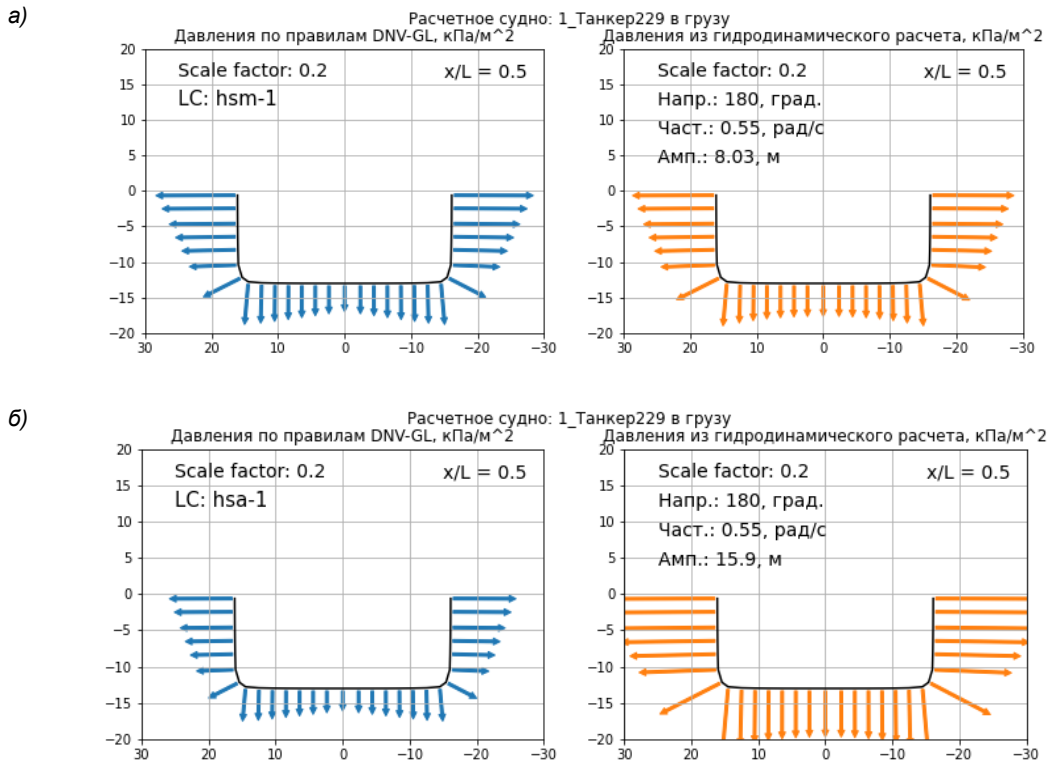


Рис. 4 Сравнение эпюр волновых давлений в волновом случае

а) HSM-1, б) HSA – 1

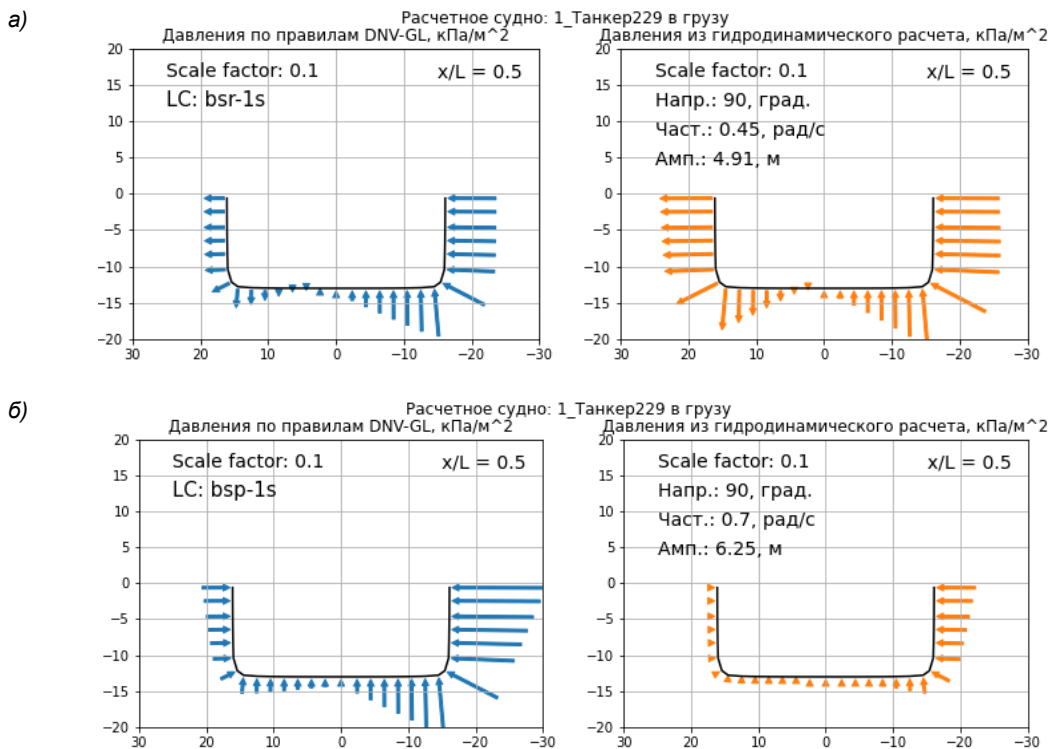


Рис. 5 Сравнение эпюр волновых давлений в волновом случае

а) BSR – 1, б) BSP-1

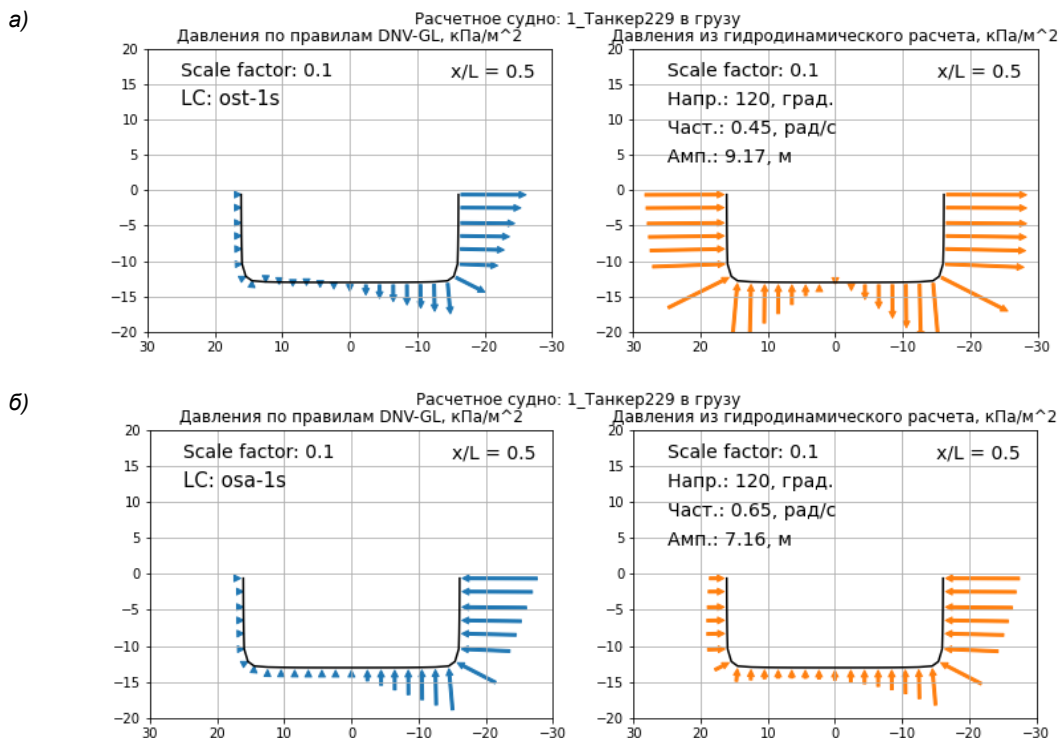


Рис. 6 Сравнение эпюр волновых давлений в волновом случае а) OST-1, б) OSA-1

Эпюры давлений из гидродинамических расчетов, качественно похожи на задаваемые в правилах формы распределения давлений по контурам шпангоутов.

Для давлений на прямом курсе: при случаях HSM-1, HSA-1 - видны близкие к кусочно-линейным зависимости давлений от расстояния до диаметральной плоскости по оси Y и от расстояния до основной плоскости по Z, при этом в районе киля имеет место наименьшее давление. Для случаев волнения лагом BSR-1, BSP-1, OST-1, OSA-1 наблюдается несимметричность эпюр относительно диаметральной плоскости.

При рассмотрении значений, представленных в табл. 3 для всех случаев заметно расхождение амплитуд давлений, особенно выделяется случай при доминирующем крутящем моменте, здесь значения давлений отличаются почти на порядок. При подобии эпюр распределения давлений, обнаруживается несоответствие фаз. Такие расхождения в амплитудах и фазах между давлениями по правилам и по гидродинамическим расчетам объясняются тем, что в правилах приведены обобщенные зависимости, являющиеся результатом обработки серии судов и способов их загрузки, тогда как давления, полученные по прямому методу расчета, вычислены для конкретного судна и непосредственно учитывают его форму судовой поверхности и вариант загрузки.

Ускорения качки

В таблице 4 представлено сравнение амплитуд бортовой θ и килевой качки ψ , полученных в результате расчетного анализа долгосрочного отклика со значениями, вычисленными по расчетным формулам правил DNV для каждого расчетного

судна. В таблице 5 приведено аналогичное сравнение ускорений пяти видов качки.

Таблица 4

Сравнение амплитуд качки

№	θ , град			ψ , град		
	LT R	DN V	Разниц а, %	LT R	DNV	Разниц а, %
1	32.3	32.1	-0.49	11.3	9.87	-13.0
2	35.9	38.7	8.06	10.1	9.87	-2.54
3	50.3	48.6	-3.48	22.5	20.54	-8.85
4	40.7	41.4	1.70	14.4	11.19	-22.3
5	40.4	38.9	-3.87	13.1	11.19	-14.8
6	31.4	35.8	14.0	8.39	7.84	-6.65
7	33.6	33.3	-1.10	10.5	10.06	-4.00
8	41.1	37.7	-8.24	9.9	10.06	1.50
9	37.9	38.4	1.16	11.6	11.2	-3.76
10	29.0	33.8	14.3	12.4	11.2	-10.0

Анализ данных таблиц показывает, расхождение в большинстве случаев не превышает 10%. Наибольшее расхождение наблюдается у значений килевой качки, в среднем составляющие 20%. Амплитуды и ускорения качки в основном зависят от

главных размерений судна и положения метacentра, поэтому значения схожи: явный учет геометрии корпуса судна и учет реального распределения масс при гидродинамическом анализе не так сильно

влияет на получаемые результаты, зависящие от интегральных параметров геометрии и распределения масс.

Таблица 5

Сравнение ускорений качки судов

Номер расчета	Ускорение продольно-горизонтальной качки, м/с ²			Ускорение поперечно-горизонтальной качки, м/с ²			Ускорение вертикальной качки, м/с ²			Ускорение бортовой качки, рад/с ²			Ускорение килевой качки, рад/с ²		
	LTR	DNV	Разница, %	LTR	DNV	Разница, %	LTR	DNV	Разница, %	LTR	DNV	Разница, %	LTR	DNV	Разница, %
1	1.06	1.15	9.01	1.82	1.94	6.49	3.42	3.58	4.70	0.11	0.09	-17.7	0.062	0.050	-20.1
2	1.15	1.17	1.82	2.01	1.97	-2.32	3.37	3.63	7.86	0.20	0.25	26.8	0.060	0.050	-16.7
3	2.37	2.28	-3.80	2.74	3.32	21.50	5.01	5.19	3.58	0.47	0.41	-12.6	0.228	0.156	-31.5
4	1.43	1.40	-2.59	2.04	2.30	12.83	3.66	4.28	17.03	0.31	0.34	7.87	0.090	0.063	-29.6
5	1.55	1.43	-7.63	2.23	2.36	5.70	3.60	4.39	19.71	0.26	0.22	-17.3	0.092	0.063	-31.4
6	0.98	1.03	5.56	1.75	1.79	2.41	3.09	3.28	6.00	0.17	0.21	19.3	0.041	0.031	-23.7
7	1.05	1.16	10.44	1.82	1.94	6.49	3.38	3.59	6.08	0.13	0.11	-13.9	0.059	0.052	-12.2
8	1.13	1.17	3.32	1.98	1.96	-1.09	3.31	3.63	9.45	0.21	0.21	-1.86	0.059	0.052	-11.9
9	1.35	1.35	-0.15	1.94	2.22	14.49	3.45	4.13	19.82	0.22	0.23	5.34	0.071	0.063	-11.5
10	1.49	1.38	-7.18	2.10	2.28	8.28	3.46	4.24	22.62	0.13	0.12	-7.41	0.084	0.063	-25.3

Заключение

В ходе работы рассмотрен подход к получению волновых нагрузок на основе прямых гидродинамических расчетов для последующего приложения их к конечно-элементным моделям конструкции корпуса судна и приведению их к волновым случаям, регламентируемым правилами классификационных обществ. Проведено сопоставление получаемых давлений и параметров качки для ряда судов. Для сравнения использовался подход на основе определения волновых случаев, вызывающих в корпусе судна долгосрочные отклики различных волновых воздействий с учетом фаз их совместного действия. Каждому волновому случаю из правил подобрана соответствующая эквивалентная волна, отвечающая доминирующему параметру отклика судна на волновое воздействие. Составляющие волнового воздействия, сопутствующие расчетному значению доминирующего параметра, определяются для некоторого положения судна на условной – эквивалентной волне. Данный подход позволяет одновременно учитывать всю систему внешних воздействий, отвечающих за общую и местную прочность.

Набор доминирующих параметров отклика формируются на основе общих принципов и накопившегося опыта анализа прочности судна, представленных в правилах различных классификационных обществ.

Сравнение получаемых прямым методом эпюр давлений в поперечных сечениях демонстрирует качественную сходимость с эпюрами давлений, заложенными в расчетных формулах правил классификационных обществ. Расхождения в амплитудных и фазовых значениях вызваны разным характером расчетов по прямым методам и по зависимостям из правил. Различия в получаемых величинах амплитудах и ускорениях качки малы, так как их значения зависят от их интегральных характеристик. Наибольшее расхождение имеют ускорения килевой качки судна, вызванное явным учетом геометрии корпуса судна и её большим разбросом на косом волнении при гидродинамических расчетах.

Дальнейшее расширение практики применения прямых процедур расчетов при решении первой и второй проблемы строительной механики корабля позволит накопить достаточный опыт оценки прочности для уточнения списка требуемых к рассмотрению волновых случаев для каждого типа судна в отдельности.

Литература

1. «Сборник нормативно-методических материалов», книга 11, НД No 2-139902-016, РМРС, Санкт-Петербург, 2002 г.
2. Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А., Кутейников М.А. Сравнительный анализ различных моделей для прогнозирования волновых нагрузок корпуса судна. Труды Крыловского государственного научного центра. 2022; 2(400): 17–23.
3. Коршунов В.А., Кутейников М.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение численных процедур в оценке волновых нагрузок танкера с учетом слошинга и скорости хода. Труды Крыловского государственного научного центра. 2022; 3(401): 39–46.
4. Eisen, H., Rörup, J. and Scharrer, M., Automatic Selection of CFD-based Design Loads for the FEM Analysis of Ship Structures. Proc. of IMDC 2009 10th International Marine Design Conference, Trondheim, Norway, 2009, Volume: 2.
5. DNV, RULES FOR CLASSIFICATION Ships Part 3, Edition July 2021
6. DNV, CLASS GUIDELINE, Wave loads (DNV-CG- 0130) Edition October 2021
7. Lloyd's Register, Rules and Regulations for the Classification of Ships, July 2021
8. ABS, Rules for Building and Classing, Marine Vessels, Part 3 - Hull Construction and Equipment, January 2022
9. Bureau Veritas, Rules for the Classification of Steel Ships, PART B – Hull and Stability (NR467 – Part B), July 2021
10. Bureau Veritas, Guidance for Long-term Hydro-structure Calculations (NI638), February 2019
11. IACS, Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers, Edition 01 January 2022
12. IACS, Standard Wave Data, vol. 34 (2001)
13. Ansys Inc. (2010) ANSYS AQWA Users Manual

References

1. Sbornik normativno-metodicheskikh materialov [Collection of regulatory and methodological materials]. kniga 11, ND No 2-139902-016, RMRS, Sankt-Peterburg, 2002 g.
2. Korshunov V.A., Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A., Kuteinikov M.A. Comparative analysis of various models for predicting wave loads on ship hull. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2022; 2(400): 17–23.
3. Korshunov V.A., Kuteinikov M.A., Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Application of numerical procedures for assessment of tanker wave loads including sloshing and ship speed. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2022; 3(401): 39–46.
4. Eisen, H., Rörup, J. and Scharrer, M., Automatic Selection of CFD-based Design Loads for the FEM Analysis of Ship Structures. Proc. of IMDC 2009 10th International Marine Design Conference, Trondheim, Norway, 2009, Volume: 2.
5. DNV, RULES FOR CLASSIFICATION Ships Part 3, Edition July 2021
6. DNV, CLASS GUIDELINE, Wave loads (DNV-CG-0130) Edition October 2021
7. Lloyd's Register, Rules and Regulations for the Classification of Ships, July 2021
8. ABS, Rules for Building and Classing, Marine Vessels, Part 3 - Hull Construction and Equipment, January 2022
9. Bureau Veritas, Rules for the Classification of Steel Ships, PART B – Hull and Stability (NR467 – Part B), July 2021
10. Bureau Veritas, Guidance for Long-term Hydro-structure Calculations (NI638), February 2019
11. IACS, Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers, Edition 01 January 2022
12. IACS, Standard Wave Data, vol. 34 (2001)
13. Ansys Inc. (2010) ANSYS AQWA Users Manual

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Владимир Александрович Коршунов, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, e-mail: korshunov@corp.smtu.ru

Vladimir A. Korshunov, Ph.D. (Eng), assistant professor of Department of ship mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: korshunov@corp.smtu.ru

Михаил Анатольевич Кутейников, доктор технических наук, профессор, начальник отдела конструкции корпуса и судовых устройств, Российский морской регистр судоходства, 191186, Санкт-Петербург, Дворцовая набережная, д. 8, e-mail: kuteynikov.ma@rs-class.org

Alexander A. Rodionov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of hull design and ship arrangements, Russian Maritime Register of Shipping, Palace embankment, 8, St. Petersburg, 191186, Russian Federation, e-mail: kuteynikov.ma@rs-class.org

Роман Сергеевич Мудрик, аспирант кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: roman.morning@gmail.com

Дмитрий Александрович Пономарев, кандидат технических наук, доцент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: dmitriy.smtu@gmail.com

Александр Александрович Родионов, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Roman S. Mudrik, postgraduate student of Department of ship mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: roman.morning@gmail.com

Dmitry A. Ponomarev, Ph.D. (Eng), assistant professor of Department of ship mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: ponomarev.smk@corp.smtu.ru

Alexander A. Rodionov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of Department of ship mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 19.05.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 08.08.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 27.08.2023.

**ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ
СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА**
**TECHNOLOGY OF SHIP BUILDING. SHIP REPAIR AND ORGANIZATION OF
SHIPBUILDING PRODUCTION**

Научная статья

УДК 629.561+629.5.081.326

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.035>

**Анализ возможности постановки в плавучий док судна с большим свесом
оконечности**

С.В. Антоненко¹ uail.rsergey.antonenko.43@m, А.С. Соколовский² lexbkcity@gmail.com,
В.В. Новиков¹ leka230243@gmail.com, Л.И. Чехранова¹ chekhranova.li@dvfu.ru

¹Дальневосточный федеральный университет, ²Дальневосточный филиал НИПТБ «Онега»

Аннотация. В России завершается программа утилизации реакторных отсеков атомных подводных лодок и других списанных радиационно-опасных объектов, в том числе судов атомного технологического обслуживания (АТО). Эти объекты выгружаются на площадки долговременного хранения, где части корпусов, не обладающие опасной радиоактивностью, разделяются на лом, а отсеки, содержащие радиоактивные материалы, после соответствующей подготовки остаются на площадке долговременного хранения. Такие площадки созданы на Севере и на Дальнем Востоке. Выгрузка объектов производится на Севере с помощью судна-дока «Итарус», на Дальнем Востоке – с помощью транспортно-передаточного дока «Сакура».

В ходе указанных работ возник вопрос о возможности выгрузки с помощью судна «Итарус» судна АТО длиной около 75 м при длине доковой камеры более 50 м. При этом свес носовой или кормовой оконечности составлял почти 1/3 длины судна. Для обоснования такой возможности (или доказательства невозможности) были выполнены расчёты общей продольной прочности, согласно которым имеется значительный запас прочности. Проработан вопрос удифферентовки дока с судном. Разработаны предложения по конструкции докового опорного устройства с учётом ограничения опорных реакций по условиям прочности.

Ключевые слова: утилизация, судно атомного технологического обеспечения, судно-док, свес оконечности, общая продольная прочность, удифферентовка, доковое опорное устройство

Финансирование: Исследование выполнено в рамках инициативной НИР.

Для цитирования: Антоненко С.В., Соколовский А.С., Новиков В.В., Чехранова Л.И. Анализ возможности постановки в плавучий док судна с большим свесом оконечности, Морские интеллектуальные технологии 2023. № 3 часть 2, С. 110—115. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.035

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.61.3.035>

Analysis of the possibility of docking a vessel with a large overhang

Sergey V. Antonenko¹ sergey.antonenko.43@mail.ru, Aleksey S. Sokolovskiy² lexbkcity@gmail.com,
Valeriy V. Novikov¹ leka230243@gmail.com, Lidia I. Chekhranova¹ chekhranova.li@dvfu.ru

¹Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russian Federation, ² Research design and Technology bureau «Onega» Far Eastern branch, Bolshoi Kamen, Russian Federation

Abstract. Russia is completing a program for the disposal of reactor compartments of nuclear submarines and other decommissioned radiation-hazardous objects, including nuclear service vessels (ATO). These objects are unloaded to long-term storage sites, where parts of the hulls that do not have dangerous radioactivity are cut into scrap, and compartments containing radioactive materials, after appropriate preparation, remain at the long-term storage site. Such sites have been created in the North and the Far East. The objects are unloaded in the North with the help of the ship-dock "Itarus", in the Far East - with the help of the transport-transfer dock "Sakura".

In the course of these works, the question arose about the possibility of unloading a nuclear service vessel with a length of about 75 m using the "Itarus" vessel with a dock chamber length of more than 50 m. At the same time, the overhang of the bow or stern end was almost 1/3 of the vessel's length. To substantiate this possibility (or prove the impossibility), calculations of the overall longitudinal strength were performed, according to which there is a significant margin of safety. The issue of trimming the dock with the ship has been worked out. Proposals have been developed for the design of the dock support device, taking into account the limitation of support reactions due to strength conditions.

Key words: recycling, nuclear technology support ship, dock ship, tip overhang, overall longitudinal strength, trimming, dock support device

Financial Support:

For citation: Sergey V. Antonenko, Aleksey S. Sokolovskiy, Valeriy V. Novikov, Lidia I. Chekhranova, Analysis of the possibility of docking a vessel with a large overhand, Marine intellectual technologies. 2023. № 3 part 2, P. 110—115. DOI: 10.37220/MIT.2023.61.3.035

Введение

Во второй половине XX века в Советском Союзе были построены сотни атомных подводных лодок (АПЛ). Почти все они были утилизированы, на замену им в России строятся АПЛ новых проектов. К АПЛ применяется концепция отложенной утилизации [1], в результате которой в доке отделяются оконечности и формируются отсечный блок, который представляет собой реакторный отсек, требующий утилизации, и смежные отсеки, обеспечивающие плавучесть. После этого отсечные блоки в течение некоторого времени находились на плаву на отведённой акватории. Для их дальнейшей утилизации на Северном и Тихоокеанском флотах были созданы комплексы, включающие площадки долговременного хранения реакторных отсеков и других подобных объектов, а также средства выгрузки на эти площадки отсечных блоков. На Севере передача блоков на берег осуществлялась с помощью судна-дока «Итарус», построенного в Италии [2, 3] (рис. 1, 2), на Дальнем Востоке – с помощью транспортно-передаточного дока «Сакура» японской постройки [4, 5] (рис. 3). Оба дока имели грузоподъёмность 3500 т и были рассчитаны на блоки длиной до 35 м.

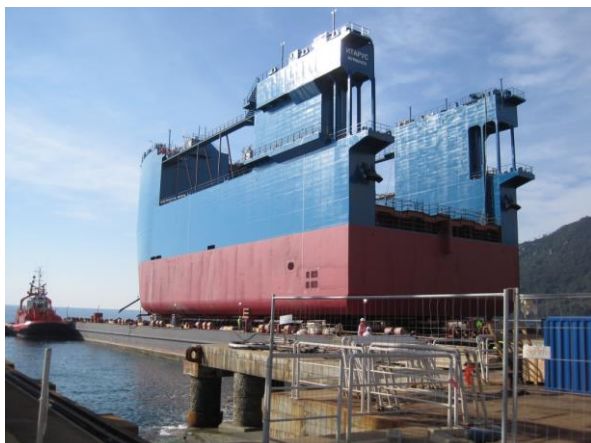


Рис. 1. Судно-док «Итарус», вид с кормы



Рис. 2. Судно-док «Итарус», вид с носа



Рис. 3. Плавдок «Сакура»

В обслуживании АПЛ участвовали суда атомного технологического обеспечения (АТО), которые также нуждаются в утилизации с применением подобной технологии. К 2010 г. было выведено из эксплуатации около 45 таких судов [6]. Судно целиком выгружается на берег, от него отделяются отсеки, содержащие радиоактивные материалы. Остальная часть корпуса разделяется, а указанные отсеки после соответствующей подготовки остаются на площадке долговременного хранения.

Оба дока рассчитывались на выгрузку блоков длиной до 35 м, для надводных кораблей и судов, вообще говоря, требовались иные решения (см., например, [1]). Док «Сакура» позволяет поднимать суда длиной около 90 м со свесами обеих оконечностей (рис. 4), тогда как у «Итаруса» доковая камера ограничена в носу наличием надстройки.



Рис. 4. Плавдок «Сакура» с судном АТО

Среди утилизируемых на Севере объектов имеется судно проекта 1783А (далее – судно). В настоящей работе рассматривается возможность подъёма его с помощью судна-дока «Итарус» (далее – док).

Постановка задачи и исходные данные

Сложность состояла в том, что судно размещается в доке со свесом одной из оконечностей длиной 24 м, что составляет 32,5 % от наибольшей длины судна. Из двух вариантов размещения судна в доке, с носовым или кормовым свесом, требовалось выбрать лучший. Кроме того, было необходимо разработать схему докового опорного устройства с учётом обеспечения местной прочности.

Основные данные по судну и доку:

Судно:

Длина наибольшая – 74,38 м
 Ширина наибольшая – 11,5 м
 Высота борта на миделе – 5,4 м
 Водоизмещение порожнем – 1080 т
 Водоизмещение текущее (имеются крен и дифферент) – 1354 т

Док:

Длина наибольшая – 85 м
 Ширина наибольшая – 31,2 м
 Длина стапель-палубы – 52,8 м
 Ширина стапель-палубы – 21,6 м
 Осадка при буксировке / рабочая – 7,7 / 24,5 м

Прежде всего было необходимо выяснить, может ли быть обеспечена общая продольная прочность корпуса. При отрицательном ответе дальнейшие разработки были бесмысленными. При положительном ответе было необходимо убедиться в возможности удифферентовки дока с судном и решить вопросы балластировки обоих объектов. Наконец, следовало разработать доковое опорное устройство таким образом, чтобы реакция крайнего кормового (по отношению к судну) кильблока не выходила за допустимый предел. На основании полученных данных могло приниматься обоснованное решение по способу выгрузки судна.

Прорабатывалось два варианта размещения судна в доке: с носовым (рис. 5) и кормовым (рис. 6) свесом. Длина свеса в обоих случаях составляла 24,2 м, что близко к 1/3 от наибольшей длины судна.

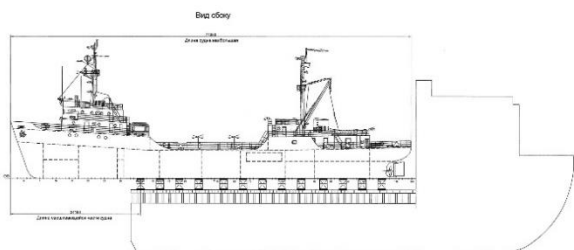


Рис. 5. Судно в доке с носовым свесом

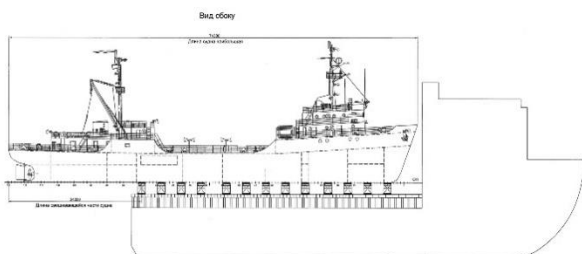


Рис. 6. Судно в доке с кормовым свесом

Методы решения задачи

По предварительным данным, водоизмещение судна без балласта должно было составить 1190 т. Это значительно меньше грузоподъёмности дока, но центр тяжести судна смещён слишком далеко в корму дока, что требовало внимательного подхода к нагрузке (балластировке) судна и дока, удифферентовке дока с судном, распределению и конструкции доковых опор.

При оценке общей прочности корпуса судна использовались традиционные методы строительной механики корабля; местная прочность не проверялась, она должна была обеспечиваться надлежащим расположением опор. Кроме того, имелось в виду, что умеренное превышение местных нагрузок для списанного судна допустимо. Расчёты балластировки и удифферентовки производились стандартными методами статики корабля.

Основные результаты

Для выполнения расчёта общей продольной прочности имелись данные по распределению масс судна порожнём по длине и предполагаемому дедейту, конструктивные чертежи (мидель-шпангоут, продольный разрез и растяжка наружной обшивки), а также результаты определения остаточных толщин основных связей корпуса. Согласно протоколу ультразвукового контроля остаточных толщин корпуса, износ обшивки в среднем не превышал 12,5%. На основе этих данных были выполнены расчёты эквивалентного бруса для 10 сечений и построены эпюры моментов инерции (рис. 7) и моментов сопротивления без учёта износа связей (рис. 8). По оси абсцисс отложены расстояния от миделя судна, положительное направление – в нос.

Расчётная нагрузка судна в виде сосредоточенных масс на теоретических шпангоутах показана на рис. 9. По оси абсцисс отложены номера шпангоутов, считая с носа, по оси ординат – массы, т.

Для оценки общей прочности судна, стоящего в доке, предварительно была выбрана равномерная расстановка опор на доковой палубе. Площадь каждой из 13 опор принималась равной 4,2 м², высота деревянной подушки из бруса мягких пород – 400 мм. Расчёт производился методом пяти моментов, док считался абсолютно жёстким.

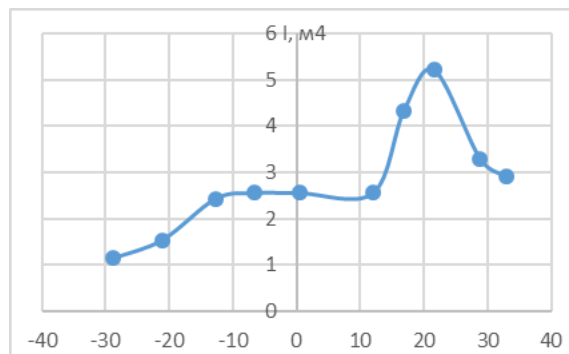


Рис. 7. Эпюра моментов инерции эквивалентного бруса

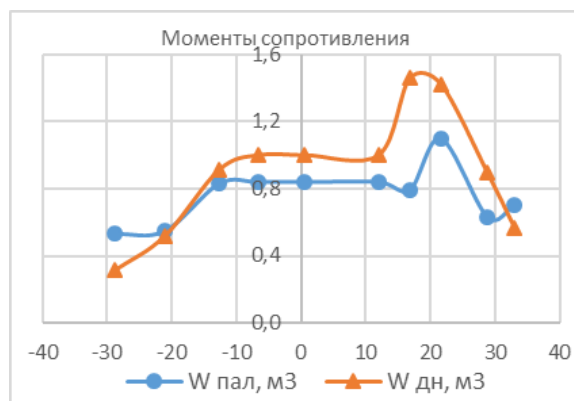


Рис. 8. Моменты сопротивления палубы и днища

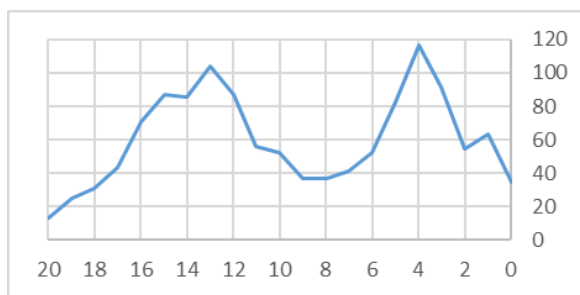


Рис. 9. Нагрузка судна в доке

В результате было определено, что, во-первых, при варианте со свесом кормы наибольшие напряжения от общего продольного изгиба на 16 % меньше, чем при носовом свесе, во-вторых, они не превышают 60 МПа, что значительно меньше допускаемых (материал корпуса – малоуглеродистая сталь с пределом текучести 235 МПа). Таким образом, с точки зрения общей продольной прочности корпуса судна постановка его в судно-док «Итарус» возможна. Эпюры изгибающих моментов для случаев носового и кормового свесов показаны на рис. 10, упругие линии для этих вариантов – на рис. 11. Абсциссы отсчитываются от миделя.

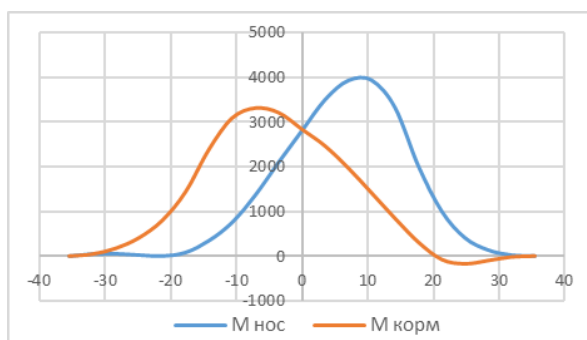


Рис. 10. Изгибающие моменты в корпусе судна, тм

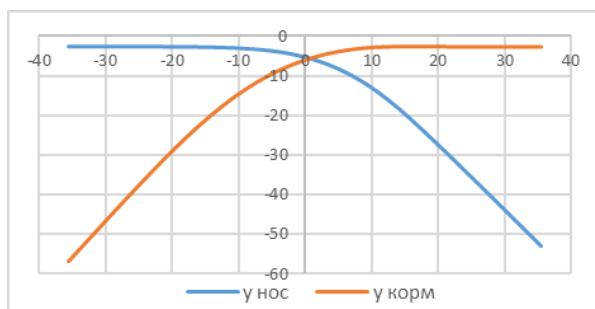


Рис. 11. Перемещения судна (просадки), мм

Для более равномерного распределения опорных реакций предложено принять балласт в форпик и носовой отсек 02-140 общей массой 64 т и убрать опоры № 5 – 11, считая от кормы дока, т.е. оставить 4 опоры в корме и 2 в носовой части доковой камеры.

Эпюры изгибающих моментов в таком варианте приведены на рис. 12, а кривые давлений на кильблоки – на рис. 13; давления на исключённые опоры в средней части показаны условно.

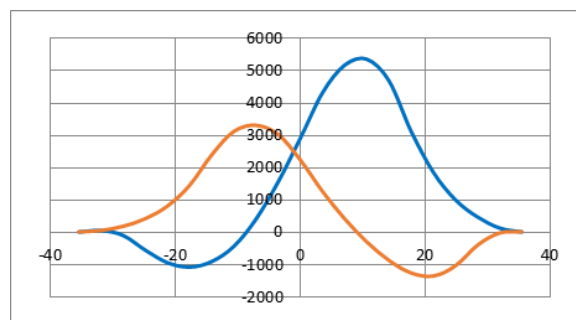


Рис. 12. Изгибающие моменты в корпусе судна, тм

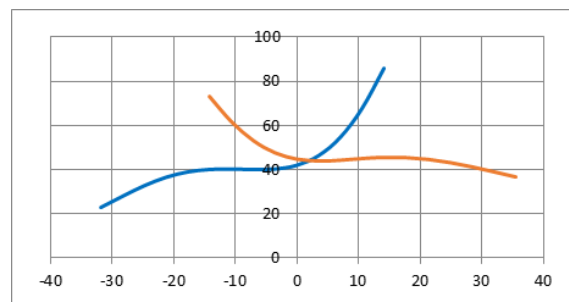


Рис. 13. Давления на кильблоки, т/м²

Синие линии, как и прежде, относятся к носовому свесу, коричневые – к кормовому.

Заключение

Расчёты показали, что общая продольная прочность судна обеспечивается с запасом.

Удифферентовка возможна за счёт приёма балласта в носовые отсеки судна (в предположении, что корма свешивается за пределы дока) и дока.

При проектировании докового опорного устройства (ДОУ) следует учитывать, что основная площадь опорной поверхности должна быть сосредоточена в корме дока для успешного восприятия нагрузок от свешивающейся оконечности. Количество опор в средней части доковой камеры может быть сведено к минимуму. Некоторого снижения реакций можно достичь приёмом балласта в противоположную оконечность судна.

Надёжное определение нагрузок на ДОУ невозможно без оценки начальной погиби корпуса судна. Для такой оценки следует при известном состоянии нагрузки определить осадки в носу, на миделе и в корме, что позволит установить наличие прогиба или перегиба в состоянии на плаву. Рассчитав упругую линию судна под действием сил веса и поддержания и сравнив её с результатом измерений, можно приближённо оценить стрелку общей погиби, если она имеется. Корпус судна, ввиду небольшой его длины, сравнительно жёсткий, стрелка упругого прогиба может составлять ориентировочно около 20 мм, но построочные деформации могут иметь более значительную величину и оказать большое влияние на величину и распределение реакций доковых опор.

Несмотря на получение благоприятного результата, было принято решение, что разделка корпуса будет осуществляться на стапеле.

Литература

1. Куликов К.Н., Лодочников С.В., Бородин М.В., Кузнецова В.Г. Технологические аспекты утилизации БАРЗК «Урал» проекта 1941. Судостроение. 2022. № 6. С. 46 – 52.
2. «Итарус» – младший брат «Росситы». URL: https://www.korabel.ru/news/comments/itarus_-_mladshiy_brat_rossity.html?ysclid=ldzr9vjytf557375848, дата обращения 15.12.2022.
3. В Италии завершается строительство судна «Итарус». URL: <https://www.atomic-energy.ru/news/2016/01/13/62468?ysclid=ldzrrj73pl955298906>, дата обращения 15.12.2022.
4. Подъем АПЛ в бухте Разбойник. URL: <http://www.atominfo.ru/newsd/k0179.htm>, дата обращения 15.12.2022
5. В Приморье запущен береговой комплекс для подъема с воды отсеков АПЛ. Вчера "Росатом" дал в Приморье яркую премьеру. URL: <https://rg.ru/2012/09/25/primorie.html?ysclid=ldzsahims7373257068>, дата обращения 15.12.2022.
6. Шишкин В.А. Мазокин В.А., Гонцарюк Н.И., Пименов А.О. Вывод из эксплуатации и утилизация надводных кораблей с ядерными энергетическими установками и судов атомного технологического обслуживания. Основные задачи и проблемы. URL: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwiR0fT4tY_9AhVUSPEDHU98BdwQFnoECBcQAQ&url=https%3A%2F%2Ffinis.iaea.org%2Fcollection%2FNCLCollectionStore%2F_Public%2F51%2F038%2F51038756.pdf&usg=AOvVaw3iCcon2qnRfuD747-nquQb, дата обращения 15.12.2022.

References

1. Kulikov K.N., Lodochnikov S.V., Borodin M.V., Kuznetsova V.G. Tekhnologicheskie aspekty utilizatsii BARZK «Ural» proekta 1941 [Technological aspects of the disposal of BARZK "Ural" project 1941]. Sudostroenie. 2022. № 6. P. 46 – 52.
2. «Itarus» – mladshiy brat «Rossity» ["Itarus" - the younger brother of "Rossita"]. URL: https://www.korabel.ru/news/comments/itarus_-_mladshiy_brat_rossity.html?ysclid=ldzr9vjytf557375848, date of the application 2022/12/15.
3. V Italii zavershaetsya stroitel'stvo sudna «Itarus» [In Italy, the construction of the ship "Itarus" is being completed]. URL: <https://www.atomic-energy.ru/news/2016/01/13/62468?ysclid=ldzrrj73pl955298906>, date of the application 2022/12/15.
4. Pod'em APL v bukhte Razboynik [Rise of the nuclear submarine in Razboynik Bay]. URL: <http://www.atominfo.ru/newsd/k0179.htm>, date of the application 2022/12/15.
5. V Primor'e zapushchen beregovoy kompleks dlya pod'ema s vody otsekov APL. Vchera "Rosatom" dal v Primor'e yarkuyu prem'eru [In Primorye, a coastal complex was launched to lift the compartments of nuclear submarines from the water. Yesterday Rosatom gave a bright premiere in Primorye]. URL: <https://rg.ru/2012/09/25/primorie.html?ysclid=ldzsahims7373257068>, date of the application 2022/12/15.
6. Shishkin V.A. Mazokin V.A., Gontsaryuk N.I., Pimenov A.O. Vyvod iz ekspluatatsii i utilizatsiya nadvodnykh korabley s yadernymi energeticheskimi ustanovkami i sudov atomnogo tekhnologicheskogo obsluzhivaniya. Osnovnye zadachi i problemy [Shishkin V.A. Mazokin V.A., Gontsaryuk N.I., Pimenov A.O. Decommissioning and disposal of surface ships with nuclear power plants and nuclear service vessels. Main tasks and problems]. URL: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwiR0fT4tY_9AhVUSPEDHU98BdwQFnoECBcQAQ&url=https%3A%2F%2Ffinis.iaea.org%2Fcollection%2FNCLCollectionStore%2F_Public%2F51%2F038%2F51038756.pdf&usg=AOvVaw3iCcon2qnRfuD747-nquQb, date of the application 2022/12/15.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Сергей Владимирович Антоненко, д.т.н., профессор, Департамент морской техники и транспорта Политехнического института, Дальневосточный федеральный университет, 690922, Приморский край, г. Владивосток, о. Русский, п. Аякс, 10. SPIN: 7257-7822; ScopusID: 5641710410, e-mail: sergey.antonenko.43@mail.ru

Sergey V. Antonenko, Dr. Sci. (Eng), Professor, Professor of the Department of maritime technology and transport, Far Eastern Federal University, Ayax, 10, Vladivostok, 690922, Russian Federation, e-mail: sergey.antonenko.43@mail.ru

Алексей Сергеевич Соколовский, инженер-технолог 1 категории, Дальневосточный филиал научно-исследовательского проектно-технологического бюро «Онега», 692801, Приморский край, г. Большой Камень, ул. Степана Лебедева, 1, e-mail: lexbkcity@gmail.com

Aleksey S. Sokolovskiy, 1 Category Process Engineer of Research Design and Technology Bureau «Onega», Far Eastern branch, Stepana Lebedeva, 1, Bolshoi Kamen, 692801, Russian Federation, e-mail: lexbkcity@gmail.com

Валерий Васильевич Новиков, к.т.н., доцент, Департамент морской техники и транспорта Политехнического института, Дальневосточный федеральный университет, 690922, Приморский край, г. Владивосток, о. Русский, п. Аякс, 10. SPIN: 7257-7822; ScopusID: 5641710410, e-mail: leka1551@rambler.ru

Valeriy V. Novikov, Ph.D. (Eng), assistant professor of the Department of maritime technology and transport, Far Eastern Federal University, Ayax, 10, Vladivostok, 690922, Russian Federation, e-mail: leka1551@rambler.ru

Лидия Игоревна Чехранова, к.т.н., доцент, Департамент морской техники и транспорта Политехнического института, Дальневосточный федеральный университет, 690922, Приморский край, г. Владивосток, о. Русский, п. Аякс, 10. e-mail: chekhranova.li@dvfu.ru

Lidia I. Chekhranova, Ph.D. (Eng), assistant professor of the Department of maritime technology and transport, Far Eastern Federal University, Ayax, 10, Vladivostok, 690922, Russian Federation, e-mail: chekhranova.li@dvfu.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 06.06.2023.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 06.08.2023.

Принята к публикации/accepted for publication 15.08.2023.



Научный журнал ВАК и WEB of SCIENCE
«МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ»

ISSN 2588-0233, ISSN № 2073-7173
190121 г. Санкт-Петербург, ул. Лоцманская д.3
e-mail: mit-journal@mail.ru http://morintex.ru

**ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ АВТОРОВ
НАУЧНОГО ЖУРНАЛА
"МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"**

Для публикации статьи необходимо представление перечисленных ниже документов:

1. Сопроводительное письмо авторов
2. Электронная версия статьи в WORD и PDF, подготовленная в соответствии с требованиями к оформлению статей – публичная оферта и инструкция размещены на сайте www.morintex.ru
3. Акт экспертизы на открытую публикацию (при необходимости)
4. Лицензионный договор и акт к нему от каждого из авторов
5. Рубрикатор

Перечисленные документы (кроме акта экспертизы) должны быть переданы в редакцию по электронной почте по адресу mit-journal@mail.ru (поэтому же адресу осуществляется текущая переписка с редакцией).

Инструкция по оформлению статьи и другие документы можно скачать с нашего сайта <http://morintex.ru> из раздела «для авторов».

На страницах журнала публикуются НОВЫЕ научные разработки, новые результаты исследований, новые методы, методики и технологии в области кораблестроения, информатики, вычислительной техники и управления. Это является основным требованием к статьям.

Каждая статья, принятая редколлегией для рассмотрения, проходит также внутреннюю процедуру рецензирования. По результатам рецензирования статья может быть либо отклонена, либо отослана автору на доработку, либо принята к публикации. Рецензентом должен быть специалист по профилю статьи с ученой степенью не ниже кандидата наук.

Редколлегия не вступает с авторами в обсуждение соответствия их статей тематике журнала.

Плата с аспиранта в случае, если он является единственным автором, за публикацию статьи не взимается.

Стоимость публикации 16500 рублей по выставяемому по запросу счету.

Авторы несут ответственность за содержание статьи и за сам факт ее публикации. Редакция журнала не несет ответственности за возможный ущерб, вызванный публикацией статьи. Если публикация статьи повлекла нарушение чьих-либо прав или общепринятых норм научной этики, то редакция журнала вправе изъять опубликованную статью.

**Главный редактор научного журнала
"МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"**

д.т.н. проф. Никитин Н.В.

Есть на складе издательства НИЦ МОРИНТЕХ

Гайкович А.И. Основы теории проектирования сложных технических систем, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2001, 432 стр.

Монография посвящена проблеме проектирования больших разнокомпонентных технических систем. Изложение ведется с позиций системного анализа и достижений прикладной математики и информатики.

Есть в продаже: **цена 420 руб. + пересылка**

Караев Р.Н., Разуваев В.Н., Фрумен А.И., Техника и технология подводного обслуживания морских нефтегазовых сооружений. Учебник для вузов, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2012, 352 стр.

В книге исследуется роль подводно-технического обслуживания в освоении морских нефтегазовых месторождений. Приводится классификация подводного инженерно-технического обслуживания морских нефтепромыслов по видам работ.

Изложены основные принципы формирования комплексной системы подводно-технического обслуживания морских нефтепромыслов, включающей использование водолазной техники, глубоководных водолазных комплексов и подводных аппаратов.

Есть в продаже: **цена 1500 руб. + пересылка**

Шауб П.А. Качка поврежденного корабля в условиях морского волнения, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2013, 144 стр.

Монография посвящена исследованию параметров бортовой качки поврежденного корабля, судна с частично затопленными отсеками в условиях морского волнения. Выведена система дифференциальных уравнений качки поврежденного корабля с учетом нелинейности диаграммы статической остойчивости, начального угла крена, затопленных отсеков III категории.

Книга предназначена для специалистов в области теории корабля, а также может быть полезной для аспирантов, инженеров и проектировщиков, работающих в судостроительной области, занимающихся эксплуатацией корабля, судна.

Есть в продаже: **цена 350 руб. + пересылка**

Гидродинамика малопогруженных движителей: Сборник статей, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2013, 224 стр.

В сборнике излагаются результаты исследований гидродинамических характеристик частично погруженных гребных винтов и экспериментальные данные, полученные в кавитационном бассейне ЦНИИ им. академика А. Н. Крылова в 1967–2004 гг. его эксплуатации при отработке методик проведения испытаний на штатных установках.

Есть в продаже: **цена 250 руб. + пересылка**

Гайкович А.И. Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов т. 1, 2, СПб., НИЦ МОРИНТЕХ, 2014

Монография посвящена теории проектирования водоизмещающих кораблей и судов традиционной гидродинамической схемы. Методологической основой излагаемой теории являются системный анализ и математическое программирование (оптимизация).

Есть в продаже: **цена 2-х т. 2700 рублей + пересылка**

Скорыходов Д.А., Турусов С.Н. Теория систем автоматического управления техническими средствами кораблей. Курс лекций – СПб.: НИЦ «Моринтех», 2022. 300 стр.

В курсе лекций рассматриваются основные вопросы теории систем автоматического управления линейных, нелинейных, импульсных, цифровых, адаптивных и оптимальных, основанный на дифференциальных уравнениях и передаточных функциях, способствующих физическому пониманию процессов, происходящих в системах автоматического управления, для дальнейшего усвоения особенностей применения матричных уравнений для исследования устойчивости и качества современных цифровых систем автоматического управления.

Есть в продаже: **цена 1800 руб. + пересылка**