

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

1101001001001000101010101101010101000110111000110010010010110011001100010 ISSN 2073-7173 (print)

0010100100101011110100110100100010111001001110010101001100100110001100 ISSN 2588-0233 (on line)

10010001111001101111001010011011100110010100011010100110011001010101100010100100101011110100110

00101001011001100100110010011101100111000100110010010010101000011100110010011100010110100100100

00110101001101001000010110100101010001001000011111100110011001101101011001110000001110010100101

110111001100101011110010101001010011010011100010110010100110010101111001010111100101101001010

0000111010100111100010101100100011100110110100100110110110011001010100111

1100110001110010011000101001010011110101010100000101010100011010111001100

00101001110011010011110001010010101110101001000010110001100110010101100

№ 3 Часть 2 2026
№ 3 Part 2 2026



Morskie intelektual'nye tehnologii



ТРУДЫ

ВСЕРОССИЙСКОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ ПО СТРОИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКЕ КОРАБЛЯ

памяти академика АН СССР, Героя Социалистического Труда, профессора
Валентина Валентиновича НОВОЖИЛОВА
(1910-1987)



ISSN 2073-7173 (print)
ISSN 2588-0233 (on line)

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Научный журнал № 3 часть 2 2026 Сквозной номер 73

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 (в названии журнала заявлено «морские», т. е. все статьи, в том числе и с интеллектуальной компонентой, должны так или иначе относиться к кораблестроению или, по крайней мере, к исследованиям по морской тематике, что должно быть отражено в статье, аннотации, названии).

Год основания – 2008. Периодичность издания - 4 номера в год (март, июнь, сентябрь, декабрь). Форма выпуска: печатный, электронный. Язык текстов: русский, английский. Язык метаданных: русский, английский. Статьям присваивается уникальный идентификатор DOI. Главный редактор: Никитин Н.В. д.т.н., профессор.

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 <https://www.webofscience.com> (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 <https://morintex.ru> в открытом доступе, с 2014г полные выпуски журнала размещены на сайте научной электронной библиотеки <https://elibrary.ru> в открытом доступе. Стоимость публикации в 2026г. 22000 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.

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

Рубрики журнала

(соответствуют специальностям научных работников номенклатуры ВАК 2022)

- 2.5.18 Проектирование и конструкция судов;
- 2.5.17 Теория корабля и строительная механика;
- 2.5.19 Технология судостроения, судоремонта и организация судостроительного производства;
- 2.5.20 Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные);
- 2.2.11 Информационно-измерительные и управляющие системы;
- 2.3.1 Системный анализ, управление и обработка информации;
- 2.3.3 Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами;
- 2.3.7 Компьютерное моделирование и автоматизация проектирования;
- 1.2.2 Математическое моделирование и численные методы.

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

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

Регистрационные номера ПИ № ФС77-32382 от 09.06.2008, Эл № ФС77-33245 от 19.09.2008 выданы Роскомнадзором.

Член Ассоциации научных редакторов и издателей.

Адреса учредителя, издателя, редакции: 190121 г. Санкт-Петербург, ул. Лоцманская д.3 литера А.

Тел.+7 (812) 513-04-51, бесплатный звонок по России 8 800 201 3897, e-mail издателя: morintex_spb@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 ООО «НИЦ «МОРИНТЕХ» 194356, г. Санкт-Петербург, пр. Луначарского, д.1, корпус 2, литера А, помещение 6-Н. Тираж 50 экз. Выход в свет 03.09.2026.

Цена свободная.

© ООО «НИЦ «МОРИНТЕХ», 2026



ISSN 2073-7173 (print)
ISSN 2588-0233 (on line)

MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES

Scientific journal № 3 part 2 2026 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 <https://www.webofscience.com> (Emerging Sources Citation Index ESCI), Ulrich's knowledgebase. Chief Editor Nikolay V. Nikitin

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](http://www.rscj.ru) 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 Intellectual Technologies" <https://morintex.ru>.

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

Member of Association of science editors and publishers.

Address: Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, Phone +7 (812) 513-04-51, e-mail Founder: morintex_spb@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 Intellectual Technologies".

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. The print run is 50 copies. Release date: 03.09.2026

© RESEARCH CENTRE «MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES» Ltd, 2026



ISSN 2073-7173 (print)
ISSN 2588-0233 (on line)

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

www.morintex.ru

Тематика: кораблестроение, информатика, вычислительная техника и управление

Главный редактор:

Никитин Н.В., д.т.н., профессор

Редакционная коллегия

Заместители главного редактора

Скороходов Д.А., д.т.н., профессор, Институт проблем транспорта им. Н.С. Соломенко Российской академии наук, Санкт-Петербург
Рюмин С.Н., к.т.н., доцент, Санкт-Петербургский государственный университет, Санкт-Петербург

Редакционный Совет

Сопредседатели

Туричин Г.А., д.т.н., Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, ректор, Санкт-Петербург
Кондратьев С.И., доктор технических наук, профессор, ректор, Государственный морской университет им. адм. Ф.Ф. Ушакова, Новороссийск

Члены Редколлегии

Бугаев В.Г., д.т.н., профессор, Дальневосточный федеральный университет, Владивосток
Бураковский Е.П., д.т.н., профессор, филиал Военно-морской академии, Калининград
Власов Ю.А., к.ф.-м.н., Санкт-Петербург
Войлошников М.В., д.т.н., профессор, Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток
Евтеев В.А., д.т.н., Объединенная судостроительная корпорация, Санкт-Петербург
Костылев И.И., д.т.н., профессор, Государственный университет морского и речного флота имени адм. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
Родионов В.В., к.т.н., Си Проект, Санкт-Петербург
Семенова В.Ю., д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский морской государственный университет, Санкт-Петербург
Тарануха Н.А., д.т.н., профессор, Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет, Комсомольск-на-Амуре
Федосенко Ю.С., д.т.н., профессор, Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород
Хекерт Е.В., доктор технических наук, профессор, Государственный морской университет им. адм. Ф.Ф. Ушакова, Новороссийск
Юй Синьянь к.т.н., доцент, Харбинский Инженерный университет, Китайская народная республика

Члены Совета

Бурмистров Е.Г., д.т.н., профессор, проректор по научной и инновационной деятельности, Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород
Кириченко А.В., д.т.н., профессор, Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова
Малыгин И.Г., д.т.н., профессор, директор, Институт проблем транспорта им. Н.С. Соломенко Российской академии наук, Санкт-Петербург
Муру Г.Н., к.т.н., генеральный директор, 51 ЦКТИ судоремонта, Санкт-Петербург
Огай С.А., 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
Половинкин В.Н., д.т.н., профессор, научный руководитель предприятия, Крыловский государственный научный центр, Санкт-Петербург
Рождественский К.В., д.т.н., профессор, проректор по международному сотрудничеству, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург



ISSN 2073-7173 (print)
ISSN 2588-0233 (on line)

MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES

www.morintex.ru

Subject: shipbuilding, computer science, computer engineering and management

Chief Editor

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

Editorial Staff Deputy Chief Editors

Dmitriy A. Skorokhodov, Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Solomenko Institute of Transport Problems of the
Russian Academy of Science, St. Petersburg, Russia
Sergey N. Ryumin, Ph.D. (Eng.), Associate Professor,
St. Petersburg State Marine Technical University, St.
Petersburg, Russia

Editorial Board Co-chairmen

Gleb A. Turichin, Dr. Sci. (Eng.), Rector, Saint-
Petersburg State Marine Technical University, St.
Petersburg, Russia
Sergey I. Kondratyev, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Rector,
Admiral Ushakov Maritime State University,
Novorossiysk, Russia

Members of Editorial Staff

Viktor G. Bugaev, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Far Eastern
Federal University, Vladivostok, Russia
Evgeny P. Burakovskiy, Dr. Sci. (Eng.), Professor,
branch of Naval Academy, Kaliningrad, Russia
Iurii A. Vlasov, PhD (Phys & Math)
Mikhail V. Voiloshnikov, Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Maritime state university named Admiral Nevelskoi,
Vladivostok, Russia
Ivan I. Kostylev, Dr. Sci. (Eng.), professor, Admiral
Makarov State University of Maritime and Inland
Shipping, Saint-Petersburg, Russian Federation
Vadim V. Rodionov, PhD (Eng.), Senior Research
Scientist, Sea Project, St. Petersburg, Russia
Viktoriia I. U. Semenova, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St.
Petersburg State Marine Technical University, St.
Petersburg, Russia
Nikolai A. Taranukha, Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Komsomolsk-on-Amur State Technical University,
Komsomolsk-on-Amur, Russia
Iurii S. Fedosenko, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Volga
State University of Water Transport, Nizhny
Novgorod, Russia.
Evgeny V. Khekert, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Admiral
F.F. Ushakov State Maritime University, 9
Novorossiysk, Russia.
Yu Xinyan PhD (Eng.), Associate professor, Harbin
Engineering University People's Republic of China.

Council Members

Evgeniy G. Burmistrov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Vice-
Rector for Scientific and Innovation Activities, Volga State
University of Water Transport, Nizhny Novgorod
Aleksandr V. Kirichenko, Dr. Sci. (Eng.), professor,
Admiral Makarov State University of Maritime and
Inland Shipping
Igor G. Malygin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, CEO,
Solomenko Institute of Transport Problems of the
Russian Academy of Science, St. Petersburg, Russia
Georgii N. Muru, PhD (Eng.), CEO, 51 CCIS, St. Peters-
burg, Russia
Sergei A. Ogai, Dr. Sci. (Eng.), 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
Valerii N. Polovinkin, Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Science principal, Krylov State Research Centre, St.
Petersburg, Russia
Kirill 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:**

- **Скороходов Дмитрий Алексеевич**, доктор технических наук, профессор, Институт проблем транспорта имени Н.С. Соломенко Российской академии наук
- **Никитин Николай Васильевич**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Рюмин Сергей Николаевич**, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Сазонов Кирилл Евгеньевич**, доктор технических наук, Крыловский государственный научный центр
- **Кириченко Александр Викторович**, доктор технических наук, профессор, ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова
- **Гордеев Николай Николаевич**, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Искандеров Юрий Марсович**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский Федеральный Исследовательский Центр Российской академии наук
- **Надежкин Андрей Вениаминович**, доктор технических наук, профессор, Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского
- **Дологлонян Андрей Вартазарович**, кандидат технических наук, доцент, Институт природно-технических систем Российской Федерации
- **Герман Галина Валентиновна**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Самаров Евгений Кимович**, доктор технических наук, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Родионов Александр Александрович**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Петров Олег Николаевич**, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Таранцев Александр Алексеевич**, доктор технических наук, профессор, Институт проблем транспорта имени Н.С. Соломенко Российской академии наук
- **Столяров Сергей Павлович**, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Филатов Виктор Иванович**, кандидат технических наук, доцент, государственный морской университет имени адмирала Ф. Ф. Ушакова
- **Альбаев Данил Айдарович**, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Ксенофонтов Юрий Геннадьевич**, кандидат технических наук, доцент, ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова
- **Крыжевич Геннадий Брониславович**, доктор технических наук, профессор, "Крыловский государственный научный центр
- **Хрунков Сергей Николаевич**, доктор технических наук, доцент, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
- **Каминский Валерий Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент, Институт проблем транспорта имени Н.С. Соломенко Российской академии наук

**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
- **Nikolai V. Nikitin**, Dr. Sci. (Eng), Professor, Saint-Petersburg State Marine Technical University
- **Sergey N. Ryumin**, Ph.D. (Eng), Assistant Professor, St. Petersburg State Marine Technical University
- **Aleksandr V. Kirichenko**, Dr. Sci. (Eng), professor, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping
- **Nikolai N. Gordeev**, Ph.D. (Eng), Associate professor, St. Petersburg State Marine Technical University
- **Yury M. Iskanderov**, Dr.Sci. (Eng), professor, Saint Petersburg Federal Research Center of the Russian Academy of Sciences
- **Kirill E. Sazonov**, Dr. Sci. (Eng), Krylov State Research Centre
- **Andrey V. Nadezkin**, Dr. Sci. (Eng), Professor, Maritime state university named Admiral G. Nevelskoi
- **Andrey V. Dologlonyan**, Ph.D. (Eng), assistant professor, Institute of nature and technical systems
- **Galina V. German**, Dr. Sci. (Eng), professor, State marine technical university of Saint-Petersburg
- **Eugene K. Samarov**, Dr. Sci. (Eng.), Saint-Petersburg state marine technical university
- **Aleksandr A. Rodionov**, Dr. Sci. (Eng), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University
- **Oleg N. Petrov**, Ph.D. (Eng), Associate professor, State marine technical university of Saint-Petersburg
- **Alexander A. Tarantsev**, Dr.Sci. (Eng), professor, Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Science
- **Sergei P. Stoljarov**, Ph.D. (Eng), Associate professor, State marine technical university of Saint-Petersburg
- **Viktor I. Filatov**, Ph.D. (Eng.), assistant professor, Admiral Ushakov Maritime State University
- **Danil A. Al'baev**, PhD (Eng), associate professor of department of theory of the ship, State marine technical university of Saint-Petersburg
- **Yurii G. Ksenofontov**, PhD (Eng), associate professor, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping
- **Gennadiy B. Kryzhevich**, Dr. Sci. (Eng), Professor, Krylov State Research Center
- **Sergey N. Khrunkov**, Dr.Sci. (Eng), Associate Professor, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev
- **Valery Yu. Kaminsky**, PhD (Eng), assistant professor, Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian academy of science

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
МОРСКОЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**



**ТРУДЫ
ВСЕРОССИЙСКОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ ПО СТРОИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКЕ
КОРАБЛЯ**



**памяти
академика АН СССР, Героя Социалистического Труда,
профессора
Валентина Валентиновича Новожилова
(1910-1987)**

СОДЕРЖАНИЕ	стр.
Родионов А.А. Этиологическая роль современной строительной механики корабля в цифровых двойниках.....	12
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СУДОВ	
Аносов А.П., Бессонова В.О. К расчету прочности элементов рулей изменяемого профиля. Расчет прочности предкрылка и закрылка.....	22
Бойко М.С., Власьев М.В., Кобер А.И. Обзор мирового флота судов для перевозки сжиженного природного газа.....	30
Суслов А.Н. Тимофеев О.Я., Одегова О.В. Практический метод оперативной оценки общей прочности судна при аварийном затоплении отсеков.....	41
Суслов А.Н. Тимофеев О.Я. Методы учёта температурных воздействий на судовые трубопроводы по опыту смежных отраслей.....	46
Жестков К.Г., Плеснева А.С. Сравнительное расчетное проектирование полисферических и подкрепленных цилиндрических основных корпусов небольшого диаметра по Правилам Российского морского регистра.....	52
Котенков Р.А., Кутын И.М., Бабанин Н.В. Буксировка необитаемого подводного аппарата на гибком кабель-тросе по течению заданного профиля.....	62
ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА	
Андреев А.Н., Мелконян А.Л., Яремчук С.А. Расчет параметров вибрации балок составного сечения.....	68
Манухин В.А., Коршунов В.А. Моделирование комбинированного каната и численное определение его жесткостной характеристики при растяжении по МКЭ.....	74
Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Программа расчета внутренних усилий, возникающих у судового корпуса при его качке на регулярном косом волнении.....	83
Буи Динь Ви, Тряскин В.Н. Методика оценки технического состояния корпуса навалочных и нефтеналивных судов на основе нормативных требований Общих правил МАКО.....	89
Крахмалёва О.А., Мелконян А.Л. Вариант расчета параметров свободных колебаний квазидномерной конечно-элементной конструкции.....	97
Крыжевич Г.Б. Статическая и усталостная прочность стальных конструкций с трещинами при длительном действии нагрузки с квазистатической и вибрационной составляющими.....	104
Манухин В.А., Пентегов А.С. Использование конечно-элементных моделей для расчетов прочности парусных яхт из полимерно-композиционных материалов.....	113
Мудрик Р.С., Родионов А.А. Нейронные сети в суррогатных моделях прогнозирования силовых параметров судна на нерегулярном волнении.....	126
Мудрик П.С., Родионов А.А. Применение бессеточных численных процедур к актуальным задачам строительной механики корабля.....	137
Родионов А.А., Рябушкин С.В. Применение бессеточных процедур для совершенствования подходов к назначению ледовых нагрузок и расчетов прочности лопастей ледокольных гребных винтов с повышенной пропульсивной эффективностью.....	145
Родионов А.А., Карпенко Е.А. Учет гидродинамических сил в трехмерных численных моделях задачи о столкновении судов.....	157

Мелконян А.Л., Николаев Д.А., Яремчук С.А. Особенности расчёта параметров вибрации пакета трубопроводов.....	166
Пузанов К.М., Дмитриченко Я.Н., Бабанин Н.В. Расчет глобальных кинематических характеристик привода для обеспечения заданного движения рабочей точки.....	175
Молоков К.А., Новиков В.В. Особенности напряженно-деформированного состояния узлов конструкций с концентрацией напряжений в условиях появления и развития макротрещин.....	183
Зонов В.В., Пономарев Д.А. Анализ напряженно-деформированного состояния композитных конструкций с учётом остаточных напряжений, возникающих в процессе отверждения.....	194
Пономарев Д.А., Семенюк А.Е. Анализ применимости полимерных композитов в конструкции судового танка для морепродуктов.....	205
 ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА	
Воробьева А.А., Аносов А.П. Компенсация остаточных сварочных напряжений в поперечных стыках палубного настила.....	213

CONTENTS	page
Aleksandr A. Rodionov The etiological role of nowadays ship structural mechanics in digital twins.....	12
DESIGN AND CONSTRUCTION OF SHIPS	
Anatoly P. Anosov, Viktoria O. Bessonova To calculate the strength of the steering elements of a variable profile. Calculation of slat and flap strength.....	22
Maxim S. Boyko, Maxim V. Vlashev, Anastasiya I. Kober Review of the liquefied natural gas carriers world fleet.....	30
Alexander N. Suslov, Oleg J. Timofeev, Olga V. Odegova A practical method for quickly assessing the overall strength of a vessel in the event of an emergency flooding of compartments.....	41
Alexander N. Suslov, Oleg J. Timofeev Methods of accounting for temperature effects on ship pipelines based on the experience of related industries.....	46
Kirill G. Zhestkov, Alexandra S. Plesneva Comparative structural design of the small-diameter polyspherical and cylindrical reinforced pressure hulls according to the Rules of the Russian Maritime Register.....	52
Rodion A. Kotenkov, Ivan M. Kutyin, Nikolay V. Babanin Towing an unmanned underwater vehicle on a flexible cable-rope along a given profile.....	62
THEORY OF SHIP AND STRUCTURAL MECHANICS	
Alexander N. Andreev Armen L. Melkonian, Sergei A. Yaremchuk Calculation of vibration parameters of composite beams.....	68
Vadim A. Manukhin, Vladimir A. Korshunov Modeling of combined rope and numerical determination of its tensile stiffness using the finite element method.....	74
Nikolay V. Babanin, Armen L. Melkonian, Dmitry A. Nikolaev The program for calculating the internal forces that occur in a ship's hull during its rolling in regular oblique waves.....	83
Bui Dinh Vy, Vladimir N. Tryaskin Methodology for assessing the structural condition of bulk carriers and oil tankers based on IACS Common Structural Rules.....	89
Olga A. Krahmaleva, Armen L. Melkonian Option for calculating the parameters of free oscillations of a quasi-one-dimensional finite element structure.....	97
Gennady B. Kryzhevich Static and fatigue strength of steel structures with cracks under long-term loading with quasi-static and vibration components.....	104
Vadim A. Manukhin, Andrey S. Pentegov Finite element modeling for strength analysis of polymer-matrix composite sailing yachts.....	113
Roman S. Mudrik, Aleksandr A. Rodionov Neural networks in surrogate models for predicting structural response parameters of a ship in irregular waves.....	126
Polina S. Mudrik, Aleksandr A. Rodionov Application of meshless numerical procedures to current problems in ship structural mechanics.....	137
Aleksandr A. Rodionov, Sergey V. Ryabushkin Application of meshless procedures to improve the approaches to the assignment of ice loads and the strength analysis of icebreaker propeller blades with increased propulsive efficiency.....	145
Alexander A. Rodionov, Evgeniya A. Karpenko Consideration of hydrodynamic forces in three-dimensional numerical models of the ship collision problem.....	157
Armen L. Melkonian, Dmitry A. Nikolaev, Sergei A. Yaremchuk Features of calculation of vibration parameters of the pipeline package.....	166

Klim M. Puzanov, Yaroslav N. Dmitrichenko, Nikolay V. Babanin Calculation of global kinematic characteristics of the drive to ensure a given movement of the operating point.....	175
Konstantin A. Molokov, Valery. V. Novikov Features of the stress-strain state of structural nodes with stress concentration under conditions of the appearance and development of macrocracks.....	183
Vadim V. Zonov, Dmitry A. Ponomarev Analysis of the stress–strain state of composite structures considering curing-induced residual stresses.....	194
Dmitry A. Ponomarev, Andrey E. Semenyuk Assessment of polymer composites in the design of a marine seafood tank.....	205

**TECHNOLOGY OF SHIP BUILDING. SHIP REPAIR AND ORGANIZATION
OF SHIPBUILDING PRODUCTION**

Anna A. Vorobeva, Anatoly P. Anosov Compensation of residual welding stresses in the transverse joints of the deck flooring.....	213
---	-----

Научная статья

УДК 539.4.

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.001>

Этиологическая роль современной строительной механики корабля в цифровых двойниках

Родионов А.А.¹ rodionovsmk@yandex.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Рассмотрена причинно-следственная роль строительной механики корабля в возникновении и формировании цифровых двойников. Проанализированы этапы развития науки о прочности инженерных сооружений как формирующей научную базу промышленной революции, которая обеспечила создание виртуальных моделей инженерных объектов. Показано соотношение эмпирики, естественных наук, математики и вычислительных технологий в инженерной науке, обеспечивающей создание и эксплуатацию в экстремальных условиях уникальных морских инженерных сооружений на различных этапах развития индустрии. Зарождение строительной механики корабля как научного подхода к прочности началось в Европе в середине XIX века. Качественный скачок в ее развитии был сделан русской школой в начале XX века трудами И.Г. Бубнова, А.Н. Крылова, П.Ф. Папковича. Необходимость решения сложных задач механики конструкций стимулировало совершенствование численных методов и создание вычислительной техники, что явилось фундаментом виртуальных моделей поведения конструкций в реальных условиях эксплуатации – содержательной части цифрового двойника. На современном этапе промышленной революции строительная механика корабля превращается в динамическую, интеллектуальную систему жизненного цикла. В ней доминирует вычислительный подход, основанный на глубокой физико-математической основе и валидируемый через естественные исследования и эмпирику. Это мощный гибридный инструментарий, где синергия всех компонентов позволяет проектировать, создавать и эксплуатировать объекты, недоступные еще совсем недавно.

Ключевые слова: строительная механика корабля, цифровой двойник, прочность конструкций, внешние воздействия, математические модели, метод конечных элементов, вычислительные технологии, большие данные, мониторинг состояния, нейронные сети, искусственный интеллект.

Для цитирования: Родионов А.А. Этиологическая роль современной строительной механики корабля в цифровых двойниках. Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 12—21. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.001

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.001>

The etiological role of nowadays ship structural mechanics in digital twins

Aleksandr A. Rodionov¹ rodionovsmk@yandex.ru,¹St. Petersburg State Marine Technical University, Russian Federation

Abstract. The causal role of ship structural mechanics in the emergence and development of digital twins is examined. The stages of development of the science of structural strength are analyzed, forming the scientific basis for the industrial revolution, which enabled the creation of virtual models of engineering objects. The relationship between empirical research, natural sciences, mathematics, and computational technologies in engineering is demonstrated, supporting the creation and operation of unique marine engineering structures under extreme conditions at various stages of industrial development. Ship structural mechanics emerged as a scientific approach to strength in Europe in the mid-19th century. A qualitative leap in its development was achieved by the Russian school in the early 20th century through the works of I.G. Bubnov, A.N. Krylov, and P.F. Papkovich. The need to solve complex problems in structural mechanics stimulated the improvement of numerical methods and the development of computing technology, which formed the foundation for virtual models of structural behavior under real operating conditions – the substantive part of the digital twin. At the current stage of the industrial revolution, ship structural mechanics is evolving into a dynamic, intelligent lifecycle system. It is dominated by a computational approach, grounded in deep physical and mathematical foundations and validated through natural science and empirical research. It is a powerful hybrid toolkit, where the synergy of all components enables the design, creation, and operation of objects that were previously inaccessible.

Keywords: ship structural mechanics, digital twin, structural strength, external influences, mathematical models, finite element method, computational technologies, big data, condition monitoring, neural networks, artificial intelligence..

Financial Support:

For citation: Aleksandr A. Rodionov The etiological role of nowadays ship structural mechanics in digital twins. Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 12—21. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.001

Введение

Строительная механика корабля в современном понимании – это и фундаментальная наука, и

прикладная инженерная дисциплина. Таковой она сформировалась из стремления понять происходящее в окружающем мире и из множества попыток, далеко не всегда удачных,

создать надежное инженерное сооружение, функционирующее в разрушительных внешних условиях.

Под цифровым двойником физического объекта понимается его виртуальная копия, которая точно воспроизводит характеристики, поведение и состояние оригинала и синхронизирована с ним. Впервые концепцию цифровых двойников представил Майкл Гривз [1] в своем курсе по управлению жизненным циклом продукции, где описал ее как три взаимосвязанные части: физический объект в реальном мире, виртуальный объект в цифровом пространстве и двустороннюю связь между ними.

Гораздо раньше появились содержательные попытки использования компьютерных моделей для симуляции реальных инженерных объектов, однако это были в основном статические модели. Конкретное определение термин Цифровой Двойник (Digital Twin) получил после 2010 года, когда инженеры NASA использовали идею Гривза для описания технологии создания высокоточных виртуальных копий космических кораблей [2]. Появилась возможность постоянного обновления данных с датчиков физического объекта для моделирования его состояния в реальном времени, диагностики состояния и прогнозирования поведения. Естественной эволюцией цифровых двойников является цифровая промышленность, как переход от отдельного мощного инструмента к целостной системе.

И здесь уже нельзя обойтись без анализа предпосылок, которые стимулировали появление строительной механики корабля [3] и цифровых двойников [2]. Для понимания перспектив развития строительной механики корабля и ее роли в формировании и совершенствовании цифровых двойников, обратимся к ее эволюции. Оценим соотношения в ней эмпирики, естественных наук, математики и вычислительных технологий [4]. Эти оценки - не просто дань уважения предшественникам, а мощный инструмент эффективного научного познания [5],[6].

Современные фундаментальные теории: механика сплошных сред, теории упругости и пластичности, механика разрушения - кажутся логичными и завершенными, но из истории видно, как рождались они из борьбы идей, ошибок и постепенного обобщения. Например, Закон Гука: «*Ut tensio, sic vis*», в переводе с латыни — «каково растяжение, такова сила» - был эмпирическим наблюдением, а само понимание того, как он работает на атомарном уровне, пришло столетиями позже.

Строители и архитекторы в Древнем Египте, Греции, Риме использовали эмпирические правила пропорций для колонн и балок, основанные на многовековом опыте. Таково, например, правило «высота колонны должна быть равна 6-7 её диаметрам» [7]. Конструкции создавались с большим запасом прочности, часто методом проб и ошибок. Возрождение науки о прочности происходит в эпоху Возрождения. Систематические эксперименты по прочности проволоки на разрыв и по изгибу балок проводил Леонардо да Винчи. Впервые как научную проблему поставил задачу об изгибе балки Галилео Галилей. Он рассматривал консольную балку,

заделанную в стену, и установил, что сопротивление изгибу связано с моментом силы. Однако не избежал ошибки, считая, что напряжения при изгибе распределены по сечению равномерно (а не линейно, от нуля на нейтральной оси до максимума на краю). Это привело к неточной формуле, но сам подход был революционным.

В начале XVIII века формируются основные гипотезы и уравнения поведения стержневых элементов под нагрузкой. Якоб и Даниил Бернулли высказали гипотезу плоских сечений (сечения, плоские и перпендикулярные оси балки до деформации, остаются плоскими и перпендикулярными упругой линии и после деформации), а Даниил Бернулли также предложил Эйлеру заняться задачей об упругой линии. Леонард Эйлер вывел дифференциальное уравнение упругой линии балки, известное сейчас как уравнение изгиба Эйлера – Бернулли, и разработал теорию продольного изгиба (устойчивости) сжатого стержня, получив знаменитую формулу Эйлера для критической силы, что отделило задачу прочности от задачи устойчивости. Затем уже Шарль-Огюстен де Кулон решил задачу кручения для тонкого круглого вала, получив формулу для максимальных касательных напряжений. Он объединил изгиб и кручение в рамках единого подхода [3].

Ученые и специалисты прошлого не имели сложных вычислительных средств. Они вынуждены были создавать простые, но гениальные модели, основанные на глубоком физическом понимании процессов. Исторические задачи о прочности балок, колонн или кручении валов развивают то самое «чувство», которое позволяет современному инженеру или ученому прогнозировать поведение конструкции.

Развитие инженерного дела связано с этапами промышленной революции, что изменяет и саму структуру научных исследований механики конструкций [8].

1 Промышленная революция и строительная механика

1.1 Индустрии 1.0.

Первый этап промышленной революции (конец XVIII - середина XIX вв.) связан с появлением паровых машин, строительством путей сообщения, крупных мостов, железных дорог, цехов. Это обусловило переход от дерева и камня к новым материалам - к чугуну и к ковальному железу. Но новые материалы вели себя иначе, чем традиционные. Чугун подвержен внезапному хрупкому разрушению, его предел прочности на растяжение в три-четыре раза ниже, чем на сжатие. Железо, наоборот, хорошо работает на растяжение, а при сжатии возможна потеря устойчивости. Возникла необходимость предварительного расчета прочности балок, колонн, элементов мостов, котлов паровых машин и т.п., что послужило причиной оформления строительной механики как самостоятельной науки, базирующейся на экспериментальном определении прочностных и жесткостных характеристик материалов, на энергетических принципах механики взаимодействия тел и на достижениях математики.

Теоретический прорыв совершили Клод-Луи Навье и Огюстен Луи Коши в первой четверти XIX века, обобщив закон Гука на трехмерное тело [3].

Навье подошел к проблеме с точки зрения молекулярной (корпускулярной) гипотезы и рассматривал упругое тело как совокупность материальных точек (молекул), взаимодействующих друг с другом с помощью центральных сил, зависящих от расстояния. Он впервые получил уравнения равновесия и движения изотропного упругого тела для общего трехмерного случая.

Коши рассмотрел проблему в рамках феноменологического и кинематического подходов, без предположений о микроскопической структуре. Он ввел гипотезу сплошной среды – фундаментальное допущение для механики деформируемых твердых тел, а также жидкостей и газов. Вещество рассматривается не как совокупность отдельных молекул или атомов, а как непрерывная, сплошная (континуальная) среда, полностью заполняющая пространство без пустот. Все физические свойства (перемещения, деформации, напряжения, плотность, давление, температура, скорость) являются непрерывными функциями координат и времени. Континуальность позволила применить для описания среды мощный математический аппарат дифференциального и интегрального исчисления.

1.2 Индустрии 2.0.

Второй этап промышленной революции (конец XIX-начало XX вв.) – эпоха механики стальных сварных, железобетонных конструкций и интенсификации динамических нагрузок. Это массовое применение электричества и двигателей внутреннего сгорания, строительство промышленных цехов, кранов, небоскребов, большепролетных мостов (висячих и арочных), большегрузных железнодорожных составов, судов и кораблей большого водоизмещения: морских лайнеров, эскадренных броненосцев, линейных крейсеров, линкоров, дредноутов, подводных лодок.

Сложность и масштаб конструкций, значительные динамические и циклические нагрузки стимулировали создание классических методов расчета статически неопределимых систем: метода сил (Дж.К. Максвелл, О.Мор) и метода перемещений (Г.Мюллер-Бреслау) [9],[10], совершенствование методов расчета пластинчатых и оболочечных конструкций, развитие теорий упругости и пластичности, создание теории усталостных повреждений (А. Вёлер) и механики трещин.

Возник спрос на инженеров-практиков, которых невозможно готовить методом ученичества в мастерских. Ремесленные учебные заведения преобразуются в технические училища, создаются специализированные учебные заведения, на базе которых оформляется и научная база.

Вслед за Европой в Российской империи по инициативе А.А. Бетанкура – испанского, затем русского государственного деятеля и учёного, генерал-лейтенанта русской службы, архитектора, строителя, инженер-механика, в 1809 г. основывается Институт Корпуса инженеров путей сообщения (ныне Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I — ПГУПС). Позже в 1832 г.

образовывается Институт гражданских инженеров (ИГИ) в Санкт-Петербурге (ныне Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет — СПбГАСУ). Появление ИГИ стало следствием понимания, что масштабы строительства в стране требуют не только инженеров-путейцев (которые были военными и занимались, в первую очередь, государственными транспортными объектами), но и гражданских инженеров — специалистов по проектированию и строительству жилых зданий, общественных сооружений, городских инфраструктурных систем (водопровод, канализация). Важнейшим событием в развитии российской науки и формировании элитных инженерных кадров явилось создание в 1899 г. Санкт-Петербургского политехнического института (СПбПИ, ныне СПбПУ — «Политех»).

Строительная механика как инженерная наука в Российской империи сформировалась и институционализировалась во второй половине XIX века, а её колыбелью стали инженерные вузы Санкт-Петербурга. Прорыв совершил профессор Д.И. Журавский, изучая причины аварии Веребьинского моста (рис. 1) на Петербург-Московской железной дороге (1851 г.). Он разработал теорию расчета мостовых ферм, впервые решив задачу о распределении усилий в ферменных конструкциях. До него при расчёте мостовых ферм считалось, что усилия в элементах решётки (раскосах и стойках) возникают только от продольных сил (растяжение/сжатие). Журавский же обнаружил и впервые математически описал, что существуют перерезывающие (скалывающие) силы – внутренние силы, направленные вдоль поперечного сечения балки, стремящиеся сдвинуть одну её часть относительно другой. Эти перерезывающие силы вызывают касательные напряжения в материале. Именно касательные напряжения привели к сдвигу и разрушению деревянного раскоса Веребьинского моста. Это была первая крупная отечественная научная работа мирового уровня в области строительной механики [3].

а)



б)



Рис. 1. Первый Веребьинский мост, построенный по проекту Д. И. Журавского в 1851 году из дерева, с железными стяжками: а) общий вид моста; б) чертеж фрагмента моста.

Зарождение строительной механики корабля как научного подхода к прочности корабля началось в Европе. У.Д. Ранкин в 1850-х годах предложил для анализа общей прочности рассматривать корпус корабля как составную балку, испытывающую общий продольный изгиб. Он вывел одну из первых формул для определения необходимого момента сопротивления поперечного сечения корпуса в зависимости от его размеров, которая пришла на смену эмпирическим правилам [11]. Важно, что У.Д. Ранкин опирался на фундамент, заложенный, главным образом, У. Фрудом по научно обоснованному анализу поведения корпуса судна на взволнованной поверхности моря и работами британского инженера-практика И.К. Брюнеля – строителя больших железных пароходов «Грейт Вестерн» (1838), «Грейт Бритн» (1843) и «Грейт Истерн» (1858).

Следующий качественный скачок в развитии строительной механики корабля был сделан уже русской школой в начале XX века трудами И.Г. Бубнова [12],[13], А.Н. Крылова [14],[15], П.Ф. Папковича [16],[17]. Они сформировали цельную научную дисциплину, в форме трех основных проблем строительной механики корабля, объединив и гармонизировав систематический анализ практики эксплуатации, научный эксперимент, математические модели и вычислительные методы. На практике это реализовалось в создании линкоров и эсминцев нового поколения (рис.2) и в качественном скачке в развитии подводного кораблестроения (рис. 3)



Рис.2. Подводная лодка «Минога» конструкции Бубнова.



Рис.3. Линейный крейсер "Измаил".

Уже в такой самостоятельной форме строительная механика корабля была экспортирована обратно в Европу и в остальной мир.

1.3 Индустрии 3.0.

Третий этап промышленной революции (середина XX - конец XX вв.). Эпоха механики новых конструктивных форм, тонкостенных подкрепленных пластин и оболочек, решетчатых систем, эпоха применения новых материалов, включая композиционные. Повышение эффективности

инженерных сооружений приводит к расширению спектра возможных и учитываемых внешних воздействий, включающего предельные нагрузки и состояния.

Решение практических задач стимулирует развитие нелинейной механики, механики разрушения, уточнения теории анизотропных пластин и оболочек. Расширение возможностей моделирования поведения геометрически сложных конструкций обеспечило переход от классических методов анализа на базе непрерывных дифференциальных моделей к численным.

Среди численных методов выделился метод конечных элементов (МКЭ). Важно отметить, что истоки его алгоритма находятся в методах раскрытия статической неопределимости сложных стержневых систем конструкции корпуса корабля - в методах сил и перемещений, которые совершенствовались специалистами по строительной механике корабля. Теоретическую основу метода уже как фундаментального, вариационно-разностного метода математической физики сформировали в своих трудах А.П. Хренников (1940) [18] и Рихард Курант (1943) [19].

На базе МКЭ создается специализированное программное обеспечение для решения задач механики деформируемого твердого тела. Через некоторое время приходит понимание, что МКЭ с одинаковым успехом может применяться к задачам гидродинамики и газодинамики, к решению систем дифференциальных и интегральных уравнений механики сплошных сред и динамики непрерывных физических полей, а также к механике разрушения и механике взаимодействия дискретных объектов. Повышение мощности вычислительной техники сделало возможным в задачах строительной механики корабля создание численных моделей поведения сложных морских инженерных сооружений в газовых и жидких средах с учетом сложных процессов их взаимодействия (мультифизических моделей). От задач проверочного расчета в среде МКЭ начался переход к задачам проектировочного расчета, и далее - к задачам оптимизации с целью получения инженерного сооружения с заданными характеристиками надежности. Это позволило построить уникальные морские инженерные сооружения: гигантские танкеры (рис.4) и контейнеровозы (рис.5), круизные лайнеры, ледоколы (рис.6), высокоскоростные суда.

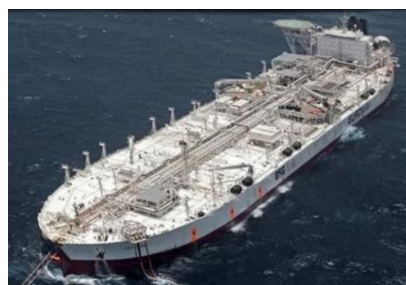


Рис.4. Hellenic Tanker - сверхбольшой нефтеналивной танкер (ULCC), построенный компанией Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering в Южной Корее 2002г.



Рис.5. MSC Irina - Самый большой контейнеровоз в мире.



Рис.6. Ледокол Арктика проекта 22220 - самый большой и мощный в мире.

Здесь обнаружилась новая проблема математического моделирования - проблема размерности в МКЭ. С ростом сложности задачи увеличивалось количество степеней свободы, которое требовало колоссальных вычислительных ресурсов для обработки и хранения данных. Аппаратные и программные подходы (в том числе по распараллеливанию процессов) уже не могли эффективно справляться с этой ситуацией. Потребовалось обратиться к новым теоретическим моделям, в частности к корпускулярным моделям сред, моделям пониженного порядка, бессеточным вычислительным методам [20].

1.4 Индустрии 4.0.

Четвертый этап промышленной революции (начало XXI в. — н.в.). Эпоха цифровой механики и интеллектуальных систем. Предприятия переходят на автоматизированное цифровое производство, управляемое «умными» системами. Интеллектуальные достижения человечества в виде данных переводятся в доступную цифровую среду, в которой удобно производить их обработку для широкого использования и анализа с последующим принятием стратегических решений.

Цифровая трансформация или цифровизация подразумевает слияние физического и цифрового миров через интеграцию вычислительных мощностей и алгоритмов анализа больших данных, прогнозирования, автоматизации решений и оптимизации процессов. Она опирается на киберфизические системы и системы искусственного интеллекта (рис. 7):



Рис.7. Составляющие четвертого этапа промышленной революции.

2 Строительная механика корабля на современном этапе промышленной революции

В прикладной механике вообще и в строительной механике корабля в частности происходят глубокие перемены, определяемые переходом к цифровому, интеллектуальному и сетевому сопровождению объекта на всех этапах жизненного цикла (ЖЦ), начиная от проектирования и эксплуатации и заканчивая выводом из эксплуатации и утилизацией, с пополнением базы знаний за счет анализа интеграции и «осмысления» опыта.

Ключевыми становятся информационные технологии ЖЦ сооружений и цифровые двойники, которые выстраиваются на моделях физических процессов, выработанных фундаментальными естественными и инженерными науками.

Математически модели строительной механики корабля становятся все более универсальными за счет включения междисциплинарных задач [21]. Помимо моделей механики сплошной среды включаются модели несплошных сред – континуально-корпускулярные модели механики разрушения и контактного взаимодействия (рис. 8).



Рис.8. Научные дисциплины и математические модели, используемые в настоящее время для решения задач строительной механики корабля.

Открывается возможность создания высокоточной виртуальной копии реального судна или морского инженерного сооружения, которая обновляется в реальном времени данными из различных источников (интернета вещей, аналитики, датчиков систем мониторинга). Цифровой двойник моделирует не только геометрию и параметры материалов, но и физические процессы взаимодействия отдельных элементов и систем, отслеживая их взаимное влияние (в форме

перемещений, деформаций, напряжений, температуры, внутренней энергии и т.п.) на всех этапах жизненного цикла [23]. Цифровой двойник такого уровня на этапе проектирования позволяет моделировать поведение судна в экстремальных условиях шторма или ледовой нагрузки, дает основу для оптимизации не только отдельных систем, но и объекта в целом при различных целевых параметрах. На этапе эксплуатации данные мониторинга напряжений, деформаций и усталостных повреждений с помощью высокоэффективных математических моделей позволяют прогнозировать в реальном времени остаточный ресурс и вырабатывать рекомендации для превентивного обслуживания и ремонта [24]. На этапах ремонта и модернизации вычислительные процедуры выполняют тестирование всех изменений на цифровом двойнике перед их реализацией на физическом объекте.

Расширяются сферы применения искусственного интеллекта для вычислительных методов повышенной эффективности, функционирующих практически в реальном времени. Искусственный интеллект для достижения сформулированной цели использует алгоритмы обучения: машинное обучение, глубокое обучение или аналогичное. Анализирует огромные массивы данных (исторические аварии, результаты испытаний, данные с флотов) для выявления скрытых закономерностей [25],[26]. Он помогает оптимизировать форму конструкций, генерировать варианты силового набора, прогнозировать усталостную долговечность. Высокопроизводительные вычисления позволяют проводить детальный нелинейный анализ прочности всего корпуса с учетом накопления повреждений при экстремальных внешних условиях.

Традиционное проектирование новых морских инженерных сооружений становится генеративным проектированием, в котором основную роль играют заданные цели и ограничения. Вместо одного «оптимального» решения алгоритм исследует огромное количество вариантов, находит неожиданные формы и предлагает несколько альтернатив на выбор (рис. 9). Это принципиально новая философия работы, сходная с эволюцией в природе, только занимает она считанные часы [27].

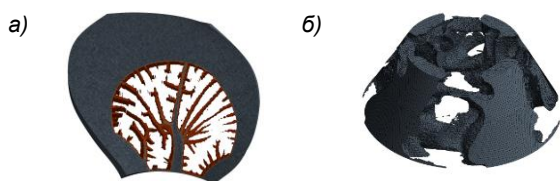


Рис.9. Результат топологической оптимизации винта в полостях: а) лопастей; б) ступицы

Строительная механика корабля тесно интегрируется с наукой о материалах. Разрабатываются новые высокопрочные стали, алюминиевые сплавы, композиты и гибридные структуры, градиентный характер которых требует новых моделей поведения.

Реализовывать технологически сложные нетрадиционные формы оптимизированных силовых элементов конструкций позволяют сегодня 3D-печать и иные виды аддитивных технологий (рис. 10).

Их внедрение открывает возможность поточечного управления составом или структурой материала в процессе послойного построения объекта.

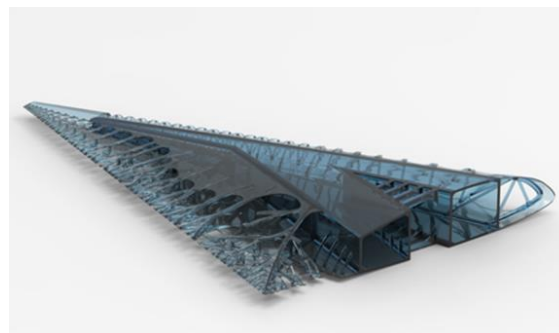


Рис. 10 Крыло, спроектировано по результатам топологической оптимизации модели метода конечных элементов и изготовлено из полимерных материалов с помощью аддитивных технологий.

Автоматизация измерений на стапеле с помощью лазерного сканирования, 3D фото- и видеосъемки и иных современных способов обеспечивает высочайшую точность контроля геометрии и монтажа. Сбор актуальных данных о состоянии конструкции реализуется также с помощью автономных дронов и роботов с системами компьютерного зрения. Они проводят осмотр корпуса, выявляя дефекты: коррозию, трещины, остаточные деформации. Данные напрямую поступают в цифровой двойник для анализа.

В условиях интеграции и сетевого взаимодействия киберфизических систем судно перестает быть изолированным объектом. Его строительная механика становится частью общей экосистемы: данные о нагрузках объединяются с данными о движении, работе двигателей, погоде. Информация передается на берег в центры мониторинга, где анализируется для всего флота. Создаются облачные платформы для совместной работы верфей, классификационных обществ, научных институтов и судовладельцев.

Происходящие изменения ставят новые задачи на будущее.

Прежде всего это квалификация кадров. Инженерным работникам, специалистам по современной строительной механике, помимо фундаментальных знаний механики и иных физико-технических наук, необходимы новые навыки работы с цифровыми платформами, большими данными и искусственным интеллектом.

С целью стандартизации и регулирования новых тенденций в создании морских инженерных сооружений надзорные органы и классификационные общества вынуждены разрабатывать правила и руководства с учетом цифровизации проектирования, создания и эксплуатации.

Особое значение приобретает кибербезопасность, поскольку цифровой двойник и системы управления формируют критическую инфраструктуру, требующую защиты.

Важную роль в сфере разработки, внедрения и стандартизации цифровых двойников в нашей стране играют работы А.И. Боровкова [28],[29]. В России уже действует первый в мире национальный стандарт в этой области [30]. Его появление явилось

результатом многолетних трудов многих специалистов в области механики и строительной механики корабля, в частности.

Заключение

Объектами исследования строительной механики корабля являются сложные комбинации оболочечных конструкций с многоуровневым подкрепляющим набором всевозможных конфигураций. Они находятся в агрессивной среде, а внешние воздействия на них - комплексные, динамические, в том же стохастического характера и имеют различную природу (от перевозимых жидких и сыпучих грузов до ударов волн, ледовых образований и столкновений). К судам, плавающим вдали от порта-убежища, предъявляются экстремально жесткие требования по живучести и безотказности, что реализуется в критериях прочности, жесткости, устойчивости, усталостной долговечности. Натурный эксперимент до постройки судна невозможен, а модельные эксперименты, в которых учтена деформируемость конструкции и ее взаимодействие со взволнованной водной средой требуют специальных материалов и технологий, и поэтому сложны и дороги. Строительная механика корабля требует от специалиста глубоких знаний не только в механике, но и в гидроаэродинамике, теории вероятностей, материаловедении и теории надёжности.

Именно по этим причинам математические модели междисциплинарных задач, вычислительные методы математической физики и сложные вычислительные технологии исторически опробовались и развивались применительно к актуальным задачам строительной механики корабля.

В настоящее время строительная механика корабля является интеграцией и синергией эмпирики, физики, естественных наук, математики, вычислительной математики и информационных технологий. Эти компоненты образуют многоуровневую взаимосвязанную систему, отношения в которой выстраивались постепенно и в виде итеративного цикла.

Подведем итоги рассмотренных, обстоятельств и тенденций.

Стремление к познанию создало теоретический фундамент, а промышленная революция явилась катализатором, превратившим строительную механику корабля в самостоятельную жизненно необходимую инженерную научную дисциплину.

На старте первого этапа промышленной революции она представляла собой конгломерат архитектурных традиций, опыта военных инженеров, ремесленных навыков и единичных научных теорий, еще не вошедших в повседневную практику. Но уже тогда возникала практическая необходимость решать новые задачи связанные с развитием промышленности.

Превращение строительной механики в инженерную науку завершилось к концу первого этапа промышленной революции. Из ремесла, основанного на опыте и грубых приближениях она превратилась в дисциплину, способную прогнозировать поведение сложных конструкций под нагрузкой с помощью математического аппарата. Как самостоятельная теоретическая дисциплина строительная механика сложных составных инженерных объектов создавалась во втором этапе промышленной революции, а в начале XX века из нее выделилась и строительная механика корабля, как частный, но невероятно усложненный вариант, помещенный в экстремальные условия, что породило ещё столетие назад вполне актуальное представление о том, что мы называем ныне теоретической основой цифрового двойника.

Итогами третьего этапа промышленной революции для строительной механики корабля явилось появление мощных электронно-вычислительных машин, создание новых композитных и высокопрочных материалов, развитие численного моделирования и систем автоматизированного проектирования, что обеспечило применение МКЭ в полном объеме для трех основных проблем строительной механики, включая волновые, динамические, ударные и ледовые нагрузки для трехмерных моделей судов.

На четвертом этапе строительная механика корабля превращается в динамическую, интеллектуальную систему жизненного цикла. В ней доминирует вычислительный подход, основанный на глубокой физико-математической основе и валидируемый через естественные исследования и эмпирику. Это мощный гибридный инструментарий, где синергия всех компонентов позволяет проектировать, создавать и эксплуатировать объекты недоступные еще совсем недавно.

Строительная механика корабля является не просто одним из источников данных для цифрового двойника в судостроении, а его концептуальным ядром. Адекватная цифровая модель формируется на основе физических моделей, формируемых и преобразуемых в математические модели в рамках строительной механики корабля. Её развитие за счет учета новых свойств поведения материалов и конструкций, гибридных структур приводит к расширению функций цифрового двойника и появлению в нём новых модулей.

Функции цифрового двойника в пронизанной информационными потоками современной созидательной жизни уже гораздо шире задач, которыми занимается строительная механика. Однако она ответственна за само существование целостного объекта, а потому является неотъемлемым, теоретико-методологическим каркасом, с которым взаимодействуют и на основе которого возникают и появляются все нынешние и будущие модули цифрового двойника.

Литература

1. Grieves, Michael W. "Product lifecycle management: the new paradigm for enterprises." International Journal of Product Development 2, no. 1-2 (2005): 71-84.
2. Grieves and Vickers - the history of digital twins /https://diginomica.com/grieves-and-vickers-history-digital-twins
3. Тимошенко С.П. История науки о сопротивлении материалов с краткими сведениями из истории теории упругости и теории сооружений./ Пер. с английского В.И. Контонта. Ред. А.Н. Митинского – М.: Гос. Изд.Технико-теоретической литературы. 1957. 536с.
4. Родионов А.А. Наука о прочности до и после И.Г. Бубнова. К 150-летию основоположника строительной механики корабля. //«Морские Интеллектуальные Технологии», Научный журнал № 3 часть 2, 2023, стр. 10-18.
5. Родионов А.А. Эволюция науки о прочности корабля и вектор ее развития, заданный столетие назад. //«Морские Интеллектуальные Технологии», Научный журнал № 3 часть 2, 2024, стр. 10-18.
6. Родионов А.А. Развитие вычислительных технологий и их роль в формировании структуры строительной механики корабля Морские интеллектуальные технологии. 2025. № 3 часть 2, С. 14—22.
7. Витрувий. Десять книг об архитектуре / Пер. Ф. А. Петровского. — Изд-е 3-е. — М.: Ком. Книга, 2005. 320 с. ISBN 5-484-00192-7
8. Heyman Jacques. Structural Analysis: A Historical Approach. Cambridge University Press,1998. P.180.
9. Maxwell J. Clerk F.R.S. On the calculation of the equilibrium and stiffness of frames. Pages 294-299| Published online: 26 May 2009.https://doi.org/10.1080/14786446408643668
10. Müller-Breslau H. Die graphische Statik der Baukonstruktionen. Band II. Part 1, Part 2 . Leipzig, 1898.
11. Watts Isaac, Rankine William John Macquorn, Barnes Frederick K., Napier James Robert. Shipbuilding, Theoretical and Practical [Andrew Merrilees Transportation Collection] Publ. "William Mackenzie", 1866. 300p.
12. Бубнов И.Г. Строительная механика корабля. Ч.1. С.-Петербург. Типография Морского Министерства, въ Главномъ Адмиралтействе. 1912.
13. Бубнов И.Г. Строительная механика корабля. Ч.2. С.-Петербург. Типография Морского Министерства, въ Главномъ Адмиралтействе. 1914.
14. Крылов А.Н. Вибрация судов: учебник. — Ленинград: ОНТИ НКТП. Гл. ред. судостр. лит., 1936. 442с.
15. Крылов А.Н. О расчете балок, лежащих на упругом основании. — Академия наук СССР.Л. 1930. 128с.
16. Папкович П.Ф. Труды по строительной механике корабля. Т.1 – Т.4 Ленинград.: Гос. Изд. судостр. промышленности. Т1. 1962.576с., Т2.1962. 600с., Т3. 1962. 528с., Т4. 1963. 552с.
17. Папкович П.Ф. Труды по прочности корабля. Ленинград: Гос. Изд. судостр. промышленности. 1956.680с.
18. Hrennikoff A. Solution of problems of elasticity by the framework method // Journal of Applied Mechanics. — 1941. — Vol. 8 — № 4. — P. 169—175.
19. Courant R. Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations, Amer. Math. Soc. Bull. 49, 1–23.
20. Liu G.R., Gu Y.T. An Introduction to Meshfree Methods and Their Programming. Springer. Netherlands 2005.496
21. Коршунов В.А., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Численное моделирование процессов деформирования пространственных конструкций судов и морских инженерных сооружений при динамическом воздействии водо-воздушной среды. // «Морской вестник». 2017. Спецвыпуск №1(13). с.49-55.
22. Родионов А.А., Рябушкин С.В. Использование бессеточных процедур для численного моделирования механического поведения льда в широком диапазоне внешних воздействий. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3, часть 2., с. 83-94.
23. Коршунов В. А., Кудинович И. В., Родионов А. А., Сутеева А. Ж., Шувалов Г. М. Анализ безопасности модернизированного плавучего энергоблока при столкновениях. // Арктика: экология и экономика. — 2023. — Т. 13, No 2. — С. 211—222.
24. 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», Научный журнал № 4 том 2, 2021, стр. 53-60.
25. Коршунов В.А., Кузнецова В.Н., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А.. Применение нейросетевого метода к определению физико-механических свойств композитных материалов. //«Морские Интеллектуальные Технологии», Научный журнал № 4 часть 2, 2023, стр. 76-83.
26. 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», Научный журнал № 3 часть 2, 2023, стр. 30-38.
27. Коршунов В.А., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Современная методология оптимизации силовых схем конструкций. // В сб. «Труды Крыловского государственного научного центра». Специальный вып.1 2020. СПб 2020.с.73-81
28. Боровков А.И., Рябов Ю.А., Гамзикова А.А. Типологизация цифровых двойников (digital twins). СПбПУ Петра Великого. 2020. 10с. DOI: 10.18720/IEP/2020.5/61.
29. Цифровые двойники в высокотехнологичной промышленности : монография / под ред.А. И. Боровкова. — СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2022. — 492 с.
30. ГОСТ Р 57700.37-2021 "Компьютерные модели и моделирование. Цифровые двойники изделий. Общие положения.

References

- Grieves, Michael W. "Product lifecycle management: the new paradigm for enterprises." *International Journal of Product Development* 2, no. 1-2 (2005): 71-84.
- Grieves and Vickers - the history of digital twins / <https://diginomica.com/grieves-and-vickers-history-digital-twins>
- 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.
- Rodionov A.A. 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*. № 3 part 2, 2023, p. 10-18.
- Rodionov A.A. The evolution of the science of ship strength and the vector of its development, set a century ago. // *Marine intellectual technologies*. № 3 part 2, 2024, p. 10-18.
- Rodionov A.A. The development of computing technologies and their role in shaping the structure of the ship's structural mechanics. // *Marine intellectual technologies*. № 3 part 2, 2025, p. 14—22.
- 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
- Heyman Jacques. *Structural Analysis: A Historical Approach*. Cambridge University Press, 1998. P.180.
- Maxwell J. Clerk F.R.S. On the calculation of the equilibrium and stiffness of frames. Pages 294-299 | Published online: 26 May 2009. <https://doi.org/10.1080/14786446408643668>
- Müller-Breslau H. *Die graphische Statik der Baukonstruktionen*. Band II. Part 1, Part 2. Leipzig, 1898.
- Watts Isaac, Rankine William John Macquorn, Barnes Frederick K., Napier James Robert. *Shipbuilding, Theoretical and Practical* [Andrew Merrilees Transportation Collection] Publ. "William Mackenzie", 1866. 300p.
- Bubnov I.G. Stroitel'naya mekhanika korablya. CH.1. [Structural mechanics of the ship. Part 1.]. S.-Peterburg". Tipo-grafiya Morskogo Ministerstva, v" Glavnom" Admiraltejstve. 1912.
- Bubnov I.G. Stroitel'naya mekhanika korablya. CH.2. [Structural mechanics of the ship. Part 2.]. S.-Peterburg". Tipo-grafiya Morskogo Ministerstva, v" Glavnom" Admiraltejstve. 1914.
- Krylov A.N. Vibratsiya sudov: uchebnik [Vibration of ships: textbook]. — Leningrad: ONTI NKTP. Gl. red. sudostr. lit., 1936. 442s.
- Krylov A.N. O raschete balok, lezhashchih na uprugom osnovanii [On the calculation of beams lying on an elastic base]. — Akademiya nauk SSSR. L. 1930. 128s.
- Papkovich P.F. Trudy po stroitel'noj mekhanike korablya. T.1 – T.4 Leningrad.: Gos. Izd. sudostr. promyshlennosti. T1. 1962. 576s., T2. 1962. 600s., T3. 1962. 528s., T4. 1963. 552s.
- Papkovich P.F. Trudy po prochnosti korablya. [Works on the strength of the ship]. Leningrad: Gos. Izd. sudostr. promyshlennosti. 1956. 680s.
- Hrennikoff A. Solution of problems of elasticity by the framework method // *Journal of Applied Mechanics*. — 1941. — Vol. 8 — № 4. — P. 169—175.
- Courant R. Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations, *Amer. Math. Soc. Bull.* 49, 1—23.
- Liu G.R., Gu Y.T. *An Introduction to Meshfree Methods and Their Programming*. Springer. Netherlands 2005. 496
- Korshunov V.A., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Numerical modeling of the processes of deformation of spatial structures of ships and marine engineering structures under the dynamic influence of the water-air environment. // "Morskoy Vestnik" 2017. Special issue No. 1(13). p.49-55 (In Russian).
- Rodionov Alexander A., Ryabushkin Sergey V. Usage of meshless procedures to numerical simulate the mechanical behavior of ice in a wide range of external influences. // *Marine intellectual technologies*. № 3 part 2, 2024, p. 83-94. (In Russian).
- Korshunov, V. A., Kudinov, I. V., Rodionov, A. A., Suteeva, A. Zh., Shuvalov, G. M. Safety analysis of the floating power unit under collision. *Arctic: Ecology and Economy*, 2023, vol. 13, no. 2, pp. 211—222. DOI: 10.25283/2223-4594-2023-2-211-222. (In Russian).
- Korshunov Vladimir A., Kuznetsova Vladislava N., Mudrik Roman S., Ponomarev Dmitry A., Rodionov Alexander A. Investigation of parameters recorded by the monitoring system of an engineering structure using big data analysis methods. // *Marine intellectual technologies*. № 4 part 2, 2021, p. 53-60. (In Russian).
- Korshunov Vladimir A., Kuznetsova Vladislava N., Mudrik Roman S., Ponomarev Dmitry A., Rodionov Alexander A. Application of the neural network method to determination of the physical and mechanical properties of composite materials. // *Marine intellectual technologies*. № 4 part 2, 2023, p. 76-83. (In Russian).
- Korshunov Vladimir A., Mudrik Roman S., Ponomarev Dmitry A., Rodionov Alexander A. Application of modern intelligent technologies for designing polymer composite structures. // *Marine intellectual technologies*. № 3 part 2, 2023, p. 30-38. (In Russian).
- Korshunov V., Ponomarev D., Rodionov A. Up-to-date methodology for optimization of structural force diagrams. // *Transactions of the Kylov State Research Centre*. 2020; Special Edition 1: 73-81. (In Russian).
- Borovkov A.I., Ryabov YU.A., Gamzikova A.A. Tipologizatsiya cifrovyyh dvoynikov (digital twins). [Typologization of digital twins. (digital twins)]. SPbPU Petra Velikogo. 2020. 10c. DOI: 10.18720/IEP/2020.5/61. (In Russian).
- Cifrovye dvoyniki v vysokotekhnologichnoy promyshlennosti: monografiya/pod red. A.I. Borovkova. [Digital twins in the high-tech industry: a monograph/edited by A. I. Borovkov] — SPb.: POLITEKH-PRESS, 2022. — 492 s.
- GOST R 57700.37-2021 "Komp'yuternye modeli i modelirovaniye. Cifrovye dvoyniki izdelij. Obshchie polozheniya. [GOST R 57700.37-2021 "Computer models and modeling. Digital counterparts of products. General provisions].

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

Родионов Александр Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры Строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 10, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Aleksandr A. Rodionov, Dr. Sci. (Eng), Professor, Head of the Department of Ship Mechanics, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 12.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.04.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 10.06.2026.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СУДОВ DESIGN AND CONSTRUCTION OF SHIPS

Научная статья

УДК 621.74:624.012

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.002>

К расчету прочности элементов рулей изменяемого профиля. Расчет прочности предкрылка и закрылка

Бессонова В.О.¹ bessonova.vo@dvfu.ru, Аносов А.П.¹ anosov49@mail.ru

¹Дальневосточный федеральный университет

Аннотация. В статье разработана методика расчетного проектирования элементов составного руля изменяемого профиля, оборудованного, пользуясь авиационной терминологией, механизацией – предкрылком и закрылком. Для этого сформулирована последовательность действий в процессе расчетов, выполнен анализ существующих конструкций рулей изменяемого профиля и опыта их применений. В процессе работы установлена степень влияния различных конфигураций механизации рулей на создаваемую им «подъемную силу» в сравнении с обычным рулем. Сформулированы основные принципы и описаны расчетные внешние нагрузки, получены: зависимости для определения геометрических характеристик расчетных сечений предкрылка и закрылка, зависимости для определения расчетных крутящего и изгибающего моментов, обоснована и описана процедура определения необходимого для обеспечения прочности, минимального количества штырей для крепления предкрылка и закрылка. Получены соответствующие расчетные зависимости.

Ключевые слова: рули изменяемого профиля, расчет прочности подвижных элементов руля, расчетные нагрузки, геометрические характеристики сечений подвижных элементов руля.

Для цитирования: Бессонова В.О., Аносов А.П. К расчету прочности элементов рулей изменяемого профиля. Расчет прочности предкрылка и закрылка, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 22—29. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.002

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.002>

To calculate the strength of the steering elements of a variable profile. Calculation of slat and flap strength

Viktoria O. Bessonova¹ bessonova.vo@dvfu.ru, Anatoliy P. Anosov¹ anosov49@mail.ru

¹Far Eastern Federal University (FEFU)

Abstract. The article developed a method for calculating the design of composite variable-profile rudders equipped with, using aviation terminology, mechanization – a slat and a flap. To do this, a sequence of actions in the process of calculations is formulated, an analysis of existing designs of variable-profile rudders and experience of their applications is performed. In the course of work, the degree of influence of different configurations of the rudders' mechanization on the "lift force" created by it in comparison with a conventional rudder is established. The basic principles are formulated and the design external loads are described, obtained: dependencies for determining the geometric characteristics of the design sections of the flap and flap, dependencies for determining the design torque and bending moments, substantiated and described the procedure for determining the required to ensure the strength, the minimum number of pins for attaching the flap and flap. The corresponding design dependencies are obtained.

Keywords: variable profile handlebars, calculation of the strength of the movable elements of the steering wheel, design loads, geometric characteristics of the sections of the movable elements of the steering wheel.

For citation: Viktoria O. Bessonova, Anatoliy P. Anosov, To calculate the strength of the steering elements of a variable profile. Calculation of slat and flap strength, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 22—29. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.002

Введение

В общем случае составной руль изменяемого профиля может состоять из трех частей – основной части, предкрылка и закрылка (использована терминология, принятая в авиастроении). По имеющимся данным практически реализованы более простые рули, снабженные только закрылком, – это как обычные рули, предназначенные для управления судном (рис. 1), так и бортовые рули, используемые в качестве динамических успокоителей качки [2, 3].

Различные аспекты гидро- и аэродинамики как рулей и крыльев вообще, так и составных рулей и крыльев изменяемого профиля среди большого количества известных работ приведены, например, в публикациях [7-12]. Заметим, что подавляющее большинство работ, касающихся обтекания изменяемых профилей, относится к авиационным крыльям, снабженным механизацией.



Рис. 1. Руль изменяемого профиля Becker

В разделе 2.4.1 части III Правил Российского морского регистра судоходства [1] (далее Правила) регламентируются величины основных конструктивных параметров, определяющих прочность элементов традиционного цельного пера руля. При этом Правила не рассматривают рули

изменяемого профиля и, следовательно, не предусмотрена регламентация прочностных характеристик конструктивных элементов составного пера руля. Что касается основной части пера руля, баллера и конструкции их соединения, то к ним, очевидно, применимы требования, касающиеся обыкновенного руля.

В статье предложены подходы к расчетам прочности подвижных элементов руля изменяемого профиля – закрылка и предкрылка.

Постановка задачи

Наиболее рациональной представляется схема управления отклонениями предкрылка и закрылка, которая не требует для этого дополнительного привода. Отклонение посредством специального передаточного механизма происходит автоматически на оптимизированные с точки зрения управляемости судна углы φ_1 и φ_2 при перекадке основной части руля на угол атаки α .

Одной из схем управления закрылком и предкрылком является схема, в которой ведущим является закрылок. Поворот закрылка на угол φ_2 , зависящий от угла перекадки основной части руля α , обеспечивается отдельным баллером (рис. 2) [4].

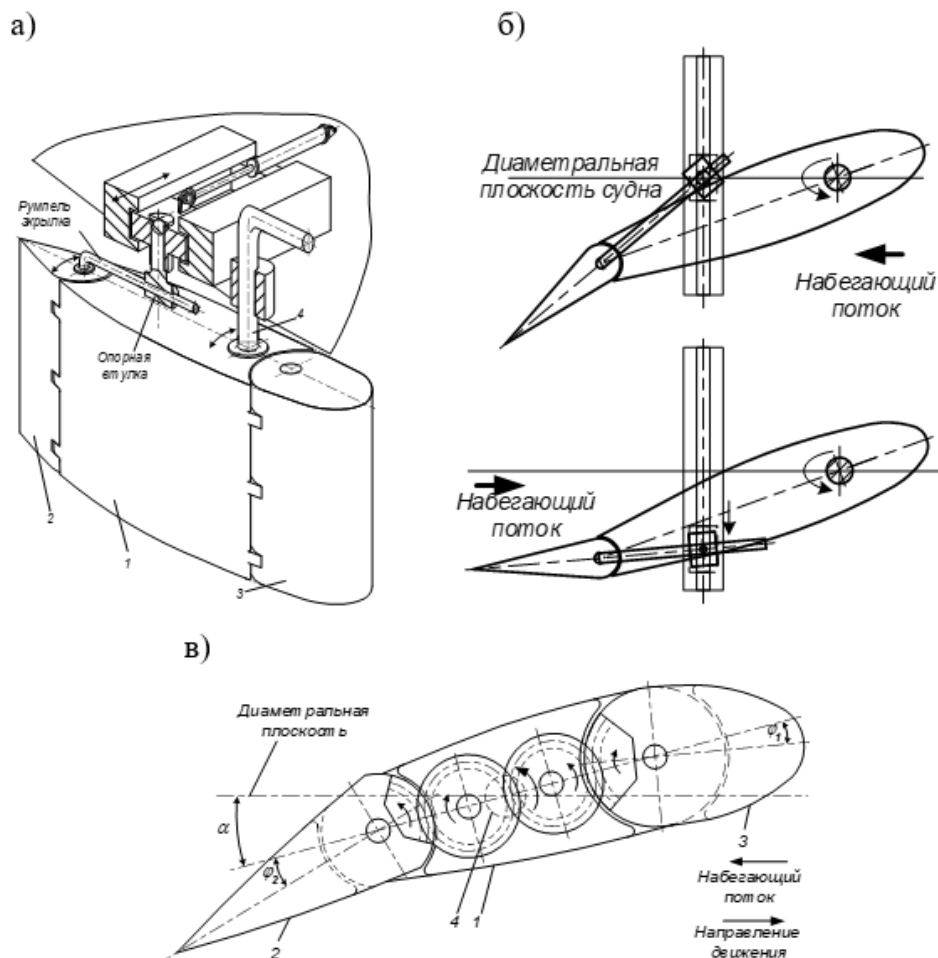


Рис. 2. Общий вид рулевого устройства (а), схема поворота закрылка (б) и зубчатый механизм поворота предкрылка (в): 1 – перо руля; 2 – закрылок; 3 – предкрылок; 4 – баллер

При этом посредством, например, зубчатой передачи обеспечивается поворот предкрылка на соответствующий угол φ_1 , величина которого согласована с величиной φ_2 .

Предкрылок и закрылок соединены с основной частью руля вертикальными шарнирами, включающими минимум три петли (штыря) (рис. 2). С точки зрения прочности может быть достаточно двух штырей (рис. 1), а средние петли необходимы для того, чтобы разместить сопряженный с ними механизм поворота предкрылка внутри основной части руля. Возможно и большее количество петель, определяемое из условий прочности.

В прочностном аспекте предкрылок и закрылок следует рассматривать как брусья, которые одновременно подвергаются кручению и изгибу. В первом случае петли представляют собой неподвижные шарниры вращения, во втором –

неподвижные шарнирные опоры. Неподвижность опор принята условно в предположении, что изгибная жесткость основной части руля гораздо больше жесткости, его подвижных частей.

Общая расчетная схема составного руля показана на рис. 3. В данном случае подвижные части представляют собой двухпролетные неразрезные балки, обладающие геометрической и силовой симметрией относительно средней опоры. В силу этого каждый пролет, длиной $h/2$, где h – высота руля, можно представить в виде однопролетной балки, жестко защемленной на средней опоре и шарнирно опертой на конце. Значения изгибающих моментов в характерных точках получены без использования метода трех моментов по формулам, приведенным в справочнике [5] для такой балки.

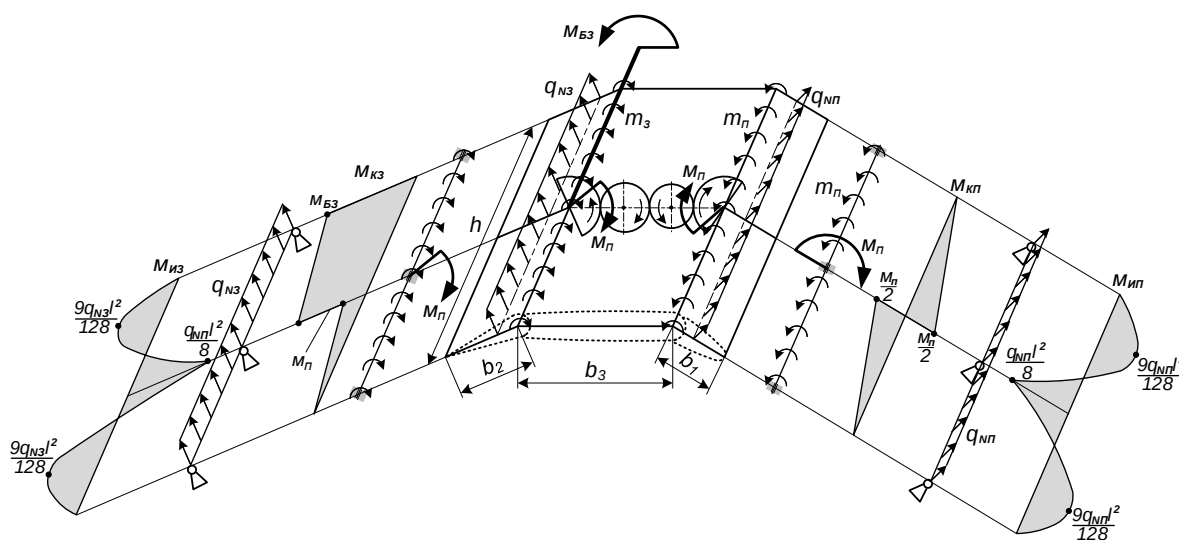


Рис.3. Расчетная схема для расчета прочности предкрылка и закрылка руля изменяемого профиля

Очевидно, что при увеличении числа штырей закрылка и предкрылка n при постоянной высоте пера руля h будет существенно уменьшаться расчетный изгибающий момент, в результате уменьшения длин равных пролетов неразрезной балки l , которые определяются выражением

$$l = h/(n - 1). \quad (1)$$

При этом число штырей влияет также на распределение крутящих моментов по длине предкрылка и закрылка и на величину расчетного крутящего для предкрылка $M_{кпр}$. При этом расчетный крутящий момент для закрылка не зависит от количества штырей и равен моменту на баллере закрылка $M_{бз}$ (см. ниже).

Допускаемые напряжения для рассчитываемых конструктивных элементов предкрылка и закрылка следует принимать равными допускаемым напряжениям, регламентируемым Правилами для аналогичных элементов обыкновенных рулей.

Выполнение расчетов прочности предкрылка и закрылка предполагается в следующей последовательности.

1. Расчетные нагрузки, действующие на предкрылок и закрылок определяются по результатам гидродинамических расчетов.

2. Геометрические параметры этих элементов также определяются из гидродинамических условий, а конструктивные параметры – по основной части руля.

3. Определяются геометрические характеристики поперечных сечений, необходимые при расчетах брусьев на изгиб и кручение.

4. С учетом внешних сил по п.1 определяется расчетный крутящий момент и соответствующие касательные напряжения.

5. При известных касательных напряжениях из условия прочности при $\sigma_{эк}^{III} = [\sigma]$ определяются максимально допустимые нормальные напряжения от изгиба и, далее, при известном моменте сопротивления W_x определяется максимально допустимый изгибающий момент.

6. Расчетom неразрезной балки определяется минимально допустимое число штырей, при котором действующий максимальный изгибающий момент меньше или равен максимально допустимому изгибающему моменту по п. 5.

Внешние силы, действующие на предкрылок и закрылок

Силы, действующие на предкрылок и закрылок – нормальные силы $P_{НП}$ и $P_{НЗ}$ и моменты

относительно шарниров МП и МЗ соответственно (рис. 4), определяются гидродинамическим расчетом.

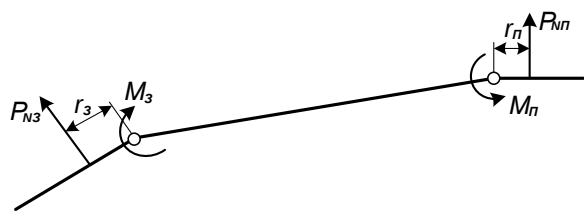


Рис. 4. Силы, действующие на предкрылок и закрылок

Нормальные силы $P_{NП}$ и $P_{NЗ}$, являющиеся результирующими распределенных по поверхностям предкрылка и закрылка гидродинамических давлений, могут быть представлены в виде погонных по длине h этих элементов нагрузок $q_{NП} = P_{NП}/h$ и

$q_{NЗ} = P_{NЗ}/h$ соответственно (см. рис. 3). Моменты относительно шарниров $M_{П} = P_{NП} \cdot r_{П}$ и $M_{З} = P_{NЗ} \cdot r_{З}$ (рис. 4) также можно представить в виде погонных моментов $m_{П} = M_{П}/h$ и $m_{З} = M_{З}/h$.

Геометрические характеристики поперечных сечений предкрылка и закрылка

Расчетные поперечные сечения закрылка (а) и предкрылка (б) показаны на рис. 5. Толщины обшивки t на рисунке для наглядности увеличены по отношению к габаритным размерам. Расчетные схемы сечений показаны пунктиром. При этом расчетная схема сечения закрылка практически точно повторяет реальное сечение, а расчетное сечение предкрылка из-за относительной сложности внешнего контура используется с некоторой погрешностью в упрощенном виде.

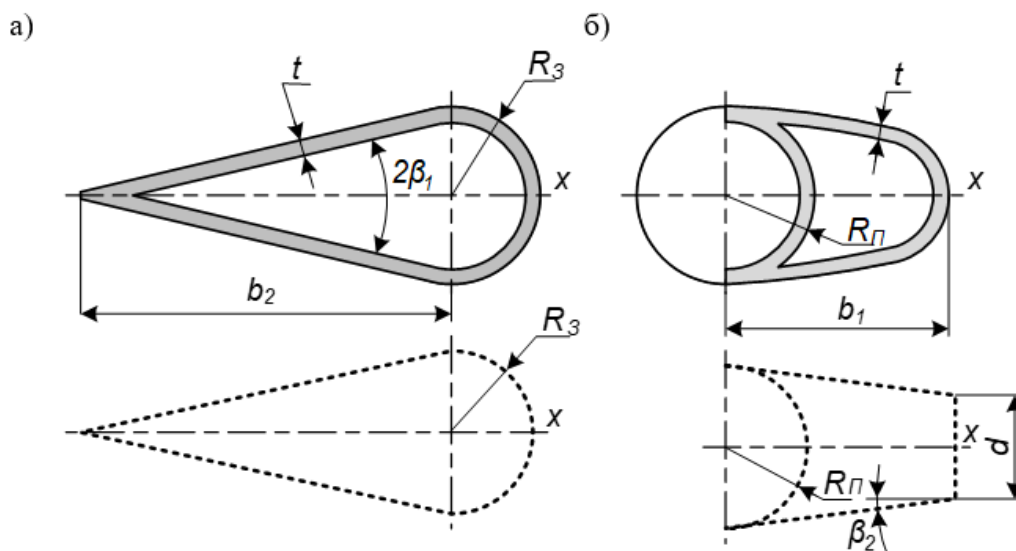


Рис. 5. Расчетные схемы поперечных сечений закрылка (а) и предкрылка (б)

В условиях одновременного действия нормальных и касательных напряжений, вызванных изгибом и кручением, условие прочности в соответствии с третьей теорией имеет вид

$$\sigma_{\text{ЭК}}^{\text{III}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (2)$$

Здесь максимальные нормальные напряжения $\sigma_{\text{max}} = M_P/W_{\text{Xmin}}$, а максимальные касательные напряжения от кручения замкнутого профиля по упрощенной формуле $\tau = M_K/2ft_{\text{min}}$ [5].

Для определения максимальных нормальных напряжений, действующих в закрылке и предкрылке, необходимы их осевые моменты сопротивления $W_{XЗ}$ и $W_{XП}$, а также для расчета касательных напряжений при кручении замкнутых профилей f_3 и $f_{П}$ – площади замкнутых контуров, ограниченных срединными линиями профилей закрылка и предкрылка соответственно. Эти геометрические параметры определяются, опуская выкладки, по приведенным ниже формулам.

$$W_{XЗ} = \frac{b_2 t}{R_3} \left(\frac{t^2 \cos \beta_1 + \frac{b_2^2 \sin^2 \beta_1}{\cos^3 \beta_1}}{3} + \frac{R_3^2}{\cos \beta_1} \right) + 2\pi R_3^2 t,$$

Приняв в силу малости угла β_1 величину $\cos \beta_1 = 1$, получим

$$W_{XЗ} = \frac{b_2 t}{R_3} \left(\frac{t^2 + b_2^2 \sin^2 \beta_1}{3} + R_3^2 \right) + 2\pi R_3^2 t. \quad (3)$$

Погрешность такого упрощения составляет менее 1%. С учетом особенностей сечения при таком же упрощении для предкрылка можно записать

$$W_{XП} = \frac{t d^3 R_{П}}{6} + \frac{b_2 t}{R_{П}} \left(\frac{t^2 + b_1^2 \sin^2 \beta_2}{3} + \frac{(2R_{П} + d)^2}{4} R_{П}^2 \right) + 2\pi R_{П}^2 t. \quad (4)$$

Площади замкнутых контуров, ограниченных срединными линиями соответственно

$$f_3 = \frac{(2R_3 - t)b_2}{2} + \frac{\pi}{2} \left(R_3 - \frac{t}{2} \right)^2; \quad (5)$$

$$f_{П} = \frac{(d + 2R_{П} - 2t)b_2}{2} - \frac{\pi}{2} \left(R_{П} - \frac{t}{2} \right)^2; \quad (6)$$

Определение расчетных крутящих моментов

Эпюры крутящих моментов, действующих в предкрылке и закрылке при нечетном количестве штырей, представлены на рис. 6.

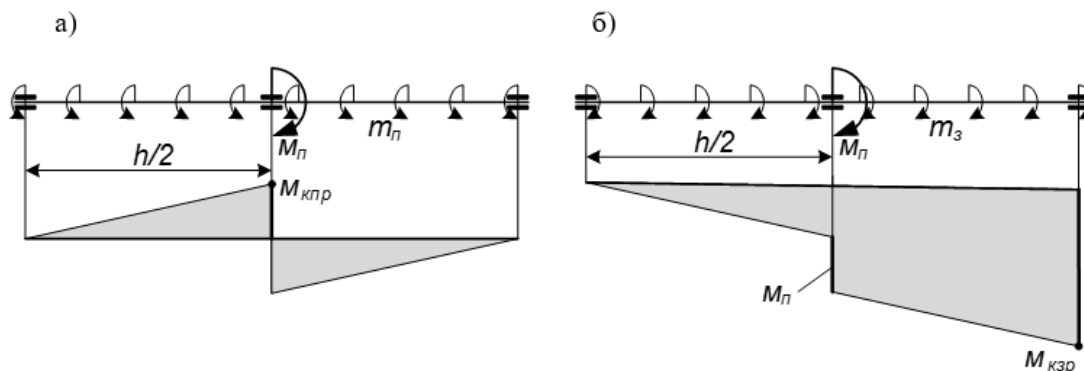


Рис. 6. Крутящие моменты, действующие в предкрылке (а) и закрылке (б) при нечетном количестве штырей

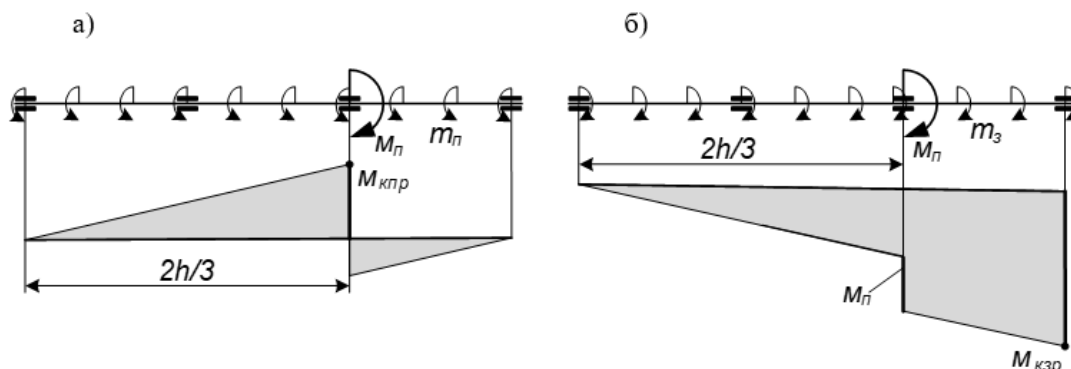


Рис. 7. Крутящие моменты, действующие в предкрылке (а) и закрылке (б) при четном количестве штырей

Эпюры такого вида имеют место, когда механизм, обеспечивающий поворот предкрылка, находится на середине высоты руля, то есть в этом месте находится одна из петель (один из штырей) шарнира. Это будет обеспечено при нечетном числе штырей n , то есть при четном числе пролетов балки $(n - 1)$. При этом расчетные крутящие моменты для предкрылка и закрылка соответственно

$$M_{\text{КПР}} = M_{\text{П}}/2; \quad (7)$$

$$M_{\text{КЗР}} = M_{\text{П}} + M_3. \quad (8)$$

Эпюры крутящего момента в случае четного количества штырей, например $n = 4$, представлены на рис. 7. В этом случае расчетный крутящий момент для закрылка, как и в предыдущем, определяется по (8), а расчетный крутящий момент для предкрылка

$$M_{\text{КПР}} = 2M_{\text{П}}/3. \quad (9)$$

В общем случае при четном количестве штырей n расчетный крутящий момент для предкрылка определяется выражением

$$M_{\text{КПР}} = \frac{M_{\text{П}} \cdot n}{2(n-1)}. \quad (10)$$

При этом расчетный крутящий момент для закрылка (8) всегда равен моменту, действующему в баллере закрылка, то есть $M_{\text{КЗР}} = M_{\text{БЗ}}$ (рис. 3).

Определение расчетных изгибающих моментов

С точки зрения изгиба закрылок и предкрылок представляют собой неразрезные балки, как минимум двухпролетные (3 опоры). На крайних – верхней и нижней – опорах изгибающие моменты

равны нулю. Максимальные, то есть расчетные, моменты действуют на вторых опорах. Для равнопролетной балки наибольший в зависимости от числа опор (штырей) момент действует на средней опоре трехопорной балки и уменьшается по мере увеличения числа опор n .

Для определения опорных моментов в неразрезных балках в справочнике [6] приведена формула

$$M_{\text{Ноп}} = k'' q l^2.$$

Максимальный из этих моментов, действующий на опорах по концам первого и последнего пролетов (рис. 8), для балки с определенным количеством опор принимается в качестве расчетного, то есть

$$M_{\text{ИР}} = k''_{\text{max}} q l^2. \quad (11)$$

где $l = h/(n - 1)$, а k''_{max} – приведенные в табл. 1 максимальные коэффициенты опорных моментов, величина которых зависит от количества опор n . Рис. 9 иллюстрирует характер этой зависимости.

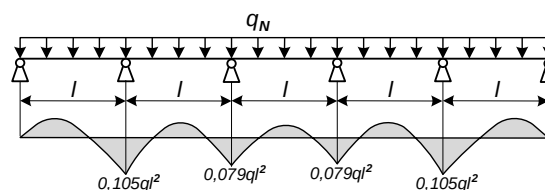


Рис. 8. Эпюра изгибающих моментов для балки с 5 одинаковыми пролетами ($n = 6$)

Таблица 1

Максимальные коэффициенты опорных моментов в зависимости от числа опор неразрезной балки

Количество опор неразрезной балки, n	3	4	5	6	7
Коэффициенты опорного момента, k''_{max}	0,125	0,1	0,107	0,105	0,105

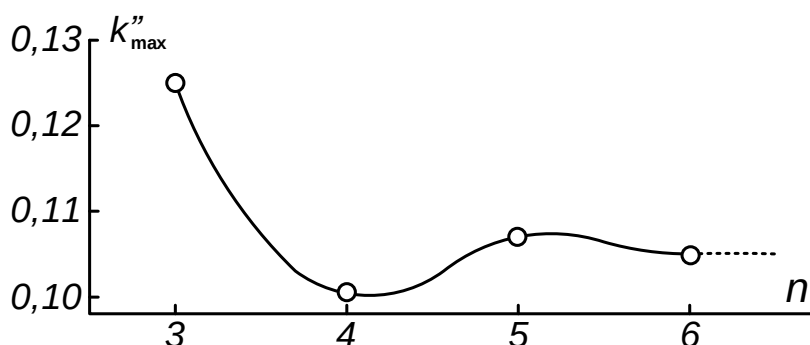


Рис. 9. Зависимость коэффициента k''_{max} [5] от числа опор неразрезной балки

При количестве опор более 6 величина коэффициента k''_{max} стабилизируется и при $n \geq 6$ можно принимать $k''_{max} = 0,105$, а при $n < 6$ коэффициент принимается по табл. 1.

Расчетное определение необходимого количества штырей для обеспечения прочности предкрылка и закрылка

Как показано выше, расчетный крутящий момент для закрылка не зависит от количества опор и определяется выражением (8). Закрылок является наиболее нагруженным из двух элементов. Исходя из этого определив число опор для закрылка, можно либо принять для предкрылка то же количество, либо уточнить его дополнительным расчетом.

Для расчета прочности закрылка воспользуемся условием прочности (2).

Касательные напряжения определяются из выражения (см. выше)

$$\tau = M_{КЗР} / 2f_3 t_3.$$

Имея в виду, что нормальные напряжения от изгиба $\sigma = M_{ИЗР} / W_{ХЗ}$, выражение (2) можно записать в виде

$$\frac{M_{ИЗР}^2}{W_{ХЗ}^2} + 3\tau^2 \leq [\sigma]^2.$$

Отсюда очевидно

$$M_{ИЗР} \leq \sqrt{([\sigma]^2 - 3\tau^2) W_{ХЗ}^2},$$

или с учетом преобразованного выражения (11), а именно

$$M_{ИЗР} = k''_{max} q l^2 = k''_{max} q \frac{h^2}{(n-1)^2},$$

запишем

$$k''_{max} q \frac{h^2}{(n-1)^2} \leq \sqrt{([\sigma]^2 - 3\tau^2) W_{ХЗ}^2}.$$

Приравняв два последних выражения, получим окончательно

$$\frac{k''_{max}}{(n-1)^2} \leq \sqrt{\frac{([\sigma]^2 - 3\tau^2) W_{ХЗ}^2}{q h^2}}. \quad (12)$$

Зависимость $k''_{max} / (n-1)^2$ от n приведена в табл. 2 и на рис. 10.

Таблица 2

Зависимость $k''_{max} / (n-1)^2$ от числа опор n

Количество опор неразрезной балки, n	3	4	5	6	7
Параметр $k''_{max} / (n-1)^2$	0,0313	0,0111	0,0067	0,0042	0,0029

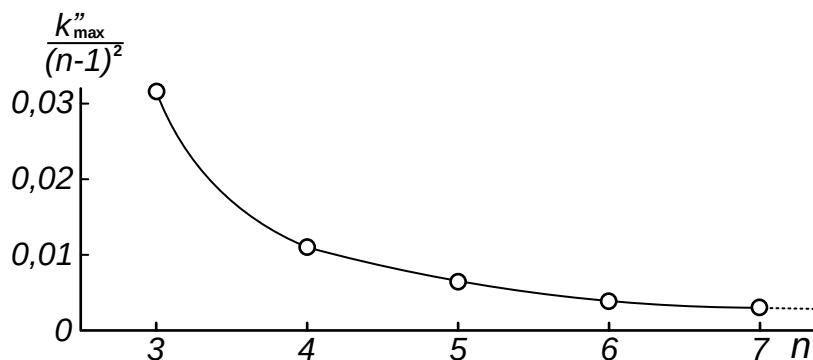


Рис. 10. Зависимость $k''_{max} / (n-1)^2$ от числа опор n

В отличие от зависимости, показанной в табл. 1 и на рис. 9, эта зависимость монотонна, то есть позволяет однозначно определить n при известном

параметре $k''_{max} / (n-1)^2$. Для этого можно воспользоваться графиком на рис. 10 или табл. 3.

Таблица 3

К определению количества опор (штырей) подвижных элементов руля

Диапазон изменения параметра $k''_{max}/(n-1)^2$	n
более 0,0313	3
0,0313 – 0,0111	4
0,0111 – 0,0067	5
0,0067 – 0,0042	6
0,0042 – 0,0029	7

Расчет предкрылка выполняется в той же последовательности. При этом надо иметь в виду, что хотя бы по одной промежуточной опоре предкрылка и закрылка должны располагаться на одном уровне, для возможности размещения между ними передаточного механизма.

Заключение

В работе обоснована методика расчетного проектирования подвижных элементов руля переменного профиля. Получен ряд необходимых для расчетов зависимостей.

Литература

1. Правила классификации и постройки морских судов. Часть III «Устройства, оборудование, снабжение». Глава 2 «Рулевое устройство». – СПб., Российский морской регистр судоходства, 2025.
2. Щмырев А.Н., Мореншильд В.А., Ильина С.Г. Успокоители качки судов. – Л.: Судпромгиз, 1961. 516 с.
3. Чекрызов Г.В., Темкин М.С., Воробьев В.О. Справочник по успокоителям качки с бортовыми рулями. – Л.: Судостроение, 1979. 255 с.
4. Судовое рулевое устройство. Патент на изобретение № 2721804 / А.П. Аносов, Н.И. Восковщук, Д.В. Козырев. – БИ №15, 22.05.2020.
5. Фесик С.П. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: «Будівельник», 1970. 308 с.
6. Шиманский Ю.А. Справочник по строительной механике корабля. В 3 томах. Том 1. – Л.: Судпромгиз, 1958. 628 с.
7. Лебедева Е.Г., Дзюнин Г.Р. Пример решения инженерной задачи при помощи программы CosmosFloWorks. – М.: «Молодой ученый», №4 (94), 2015. – С. 160-162.
8. Шаринкова О.С., Аносов А.П., Новосельцев И.А. Сравнительная оценка гидродинамических характеристик руля изменяемого профиля в составе винторулевого комплекса судна ледового плавания. Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. № 66/67, 2022. – С. 49-57.
9. Румянцев А.Г., Силантьев В.А. Расчетно-экспериментальное исследование обтекания механизированных профилей / Сибирский научно-исследовательский институт авиации (СибНИИ) им. С.А. Чаплыгина. – Новосибирск, «Теплофизика и аэромеханика», 2010. Том 17, № 3. 2010. С. 291-306.
10. Фролов В. А. Аэродинамические характеристики профиля и крыла: учеб. пособие / В.А. Фролов. - Самара: Изд-во Самар, гос. аэрокосм. ун-та, 2007. - 48 с.: ил.
11. Красильщиков П.П. Влияние длины закрылка и предкрылка на работу разрезного крыла. – М., Л.: Труды ЦАГИ. Вып.133. Государственное авиационное и автотракторное издательство. 1932. 57 с.
12. Гурович А.Н., Асиновский В.И., Лозгачев Б.И., Гринберг Д.А. Справочник по судовым устройствам. В 2-х т. Т. 1. Рулевые, якорные и швартовные устройства. – Л.: Судостроение, 1975. 252 с.

References

1. Pravila klassifikatscii i postroyki morskikh sudov [Rules for the classification and construction of naval vessels]. Part III "Devices, equipment, supplies". Chapter 2 "Steering gear". – St. Petersburg., Russian Maritime Register of Shipping, 2025.
2. Shchmyrev A.N., Morenshild V.A., Ilyina S.G. Uspokoiteli kachki sudov [Calming the pitching of ships]. – L.: Sudpromgiz, 1961. 516 p.
3. Chekryzov G.V., Temkin M.S., Vorobyev V.O. Spravochnik po uspokoitel'yam kachki s bortovimi rulyami [Handbook of pitching dampers with side rudders]. – L.: Sudostroenie, 1979. 255 p.
4. Sudovoe rulevoe ustroystvo [Ship steering gear]. Patent for invention No. 2721804 / A.P. Anosov, N.I. Voskovchuk, D.V. Kozыrev. – BI No. 15, 05/22/2020.
5. Fesik S.P. Spravochnik po soprotivleniyu materialov [Handbook of resistance of materials]. – Kiev: Budivelnik, 1970. 308 p.
6. Shimansky Yu.A. Spravochnik po stroitel'noy mekhanike korablya [Handbook of ship construction mechanics]. In 3 volumes. Volume 1. – L.: Sudpromgiz, 1958. 628 p.
7. Lebedeva E.G., Dzyunin G.R. Primer resheniya ingenernoy zadachi pri pomoschi programi CosmosFloWorks [An example of solving an engineering problem using the CosmosFloWorks program]. Moscow: "Young scientist", №4 (94), 2015. – Pp. 160-162.
8. Sharinkova O.S., Anosov A.P., Novoseltsev I.A. Sravnitel'naya otsenka gidrodinamicheskikh kharakteristik rulya imenyaemogo profilya v sostave vintorulevogo kompleksa sudna ledovogo plavaniya [A comparative assessment of the hydrodynamic characteristics of a variable-profile rudder as part of an ice navigation vessel's rotary steering system]. Scientific and technical collection of the Russian Maritime Register of Shipping. No. 66/67, 2022, pp. 49-57.
9. Rumyantsev A.G., Silantsev V.A. Raschetno-eksperimental'noe issledovanie obtekaniya mekhanizirovannykh profiley [Computational and experimental study of the flow of mechanized profiles] / Siberian Scientific Research

- Institute of Aviation (SibNIA) named after S.A. Chaplygin. Novosibirsk, "Thermophysics and Aeromechanics", 2010. Volume 17, No. 3. 2010. pp. 291-306.
10. Frolov V. A. Aerodinamicheskie harakteristiki profilya i kryla [Aerodynamic characteristics of the profile and wing]: textbook. manual / V.A. Frolov. Samara: Publishing House of Samara, State Aerospace University, 2007. 48 p.: ill.
 11. Krasilshchikov P.P. Vliyanie dliny zakrylka i predkrylka na rabotu razreznogo kryla [The influence of the flap and slat length on the operation of a split wing]. Moscow, L.: Proceedings of TsAGI, Issue 133. State Aviation and Automotive Publishing House. 1932. 57 p.
 12. Gurovich A.N., Asinovsky V.I., Lozgachev B.I., Grinberg D.A. Spravochnik po sudovym ustroystvam [Handbook of marine devices]. In 2 volumes, vol. 1. Steering, anchoring and mooring devices. – L.: Sudostroenie, 1975. 252 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

Бессонова Виктория Олеговна, аспирант, Дальневосточный федеральный университет, 690922, Приморский край, остров Русский, полуостров Саперный, поселок Аякс, 10, e-mail: bessonova.vo@dvfu.ru

Victoria O. Bessonova, graduate student, Far Eastern Federal University, 690922, Primorsky Krai, Russian Island, Saperny Peninsula, Ajax village, 10, e-mail: bessonova.vo@dvfu.ru

Аносов Анатолий Петрович, доктор технических наук, профессор, профессор департамента морской техники и транспорта, Дальневосточный федеральный университет, 690922, Приморский край, остров Русский, полуостров Саперный, поселок Аякс, 10, e-mail: anosov49@mail.ru

Anatoly P. Anosov, Dr. Sci. (Eng), Professor, Professor of the Department of Marine Engineering and Transport, Far Eastern Federal University, 690922, Primorsky Krai, Russian Island, Saperny Peninsula, Ajax settlement, 10, e-mail: anosov49@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 09.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 10.05.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 20.06.2026.

Обзорная статья

УДК 629.5.01

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.003>

Обзор мирового флота судов для перевозки сжиженного природного газа

Бойко М.С.¹ boyko.ms@rs-class.org, Власьев М.В.² valmax2006@yandex.ru, Кобер А.И.¹ kober.ai@rs-class.org¹Российский морской регистр судоходства,²Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Объект исследования в статье – суда для перевозки сжиженного природного газа (СПГ). Флот газозовозов служит «кровеносной системой» мирового рынка СПГ и играет стратегическую роль в обеспечении энергетической безопасности целых стран и континентов. Анализ состава мирового флота судов, перевозящих СПГ, особенно актуален для Российской Федерации, которая входит в пятерку крупнейших экспортеров СПГ и обеспечивает около 8% мирового экспорта. Такой анализ позволяет выявить тенденции изменения состава флота, понять задаваемые технологические тренды и эффективно планировать логистику транспортировки газа. В статье приведены данные о количественном и возрастном составе флота, включая распределение действующих судов по типу энергетической установки. Рассмотрены общие характеристики портфеля заказов новых судов и его распределение между основными судостроительными верфями. Развитие систем хранения СПГ представлено как процесс, обладающий чертами технологической гонки. Проанализирована динамика стоимости постройки судов, а также качественные и количественные изменения состава судовладельцев.

Ключевые слова: газозовоз; сжиженный природный газ; состав флота; энергетическая установка судна; система хранения СПГ.

Для цитирования: Бойко М.С., Власьев М.В., Кобер А.И. Обзор мирового флота судов для перевозки сжиженного природного газа, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 30—40. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.003

Review article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.003>

Review of the liquefied natural gas carriers world fleet

Maxim S. Boyko¹ boyko.ms@rs-class.org, Maxim V. Vlashev² valmax2006@yandex.ru,Anastasiya I. Kober¹ kober.ai@rs-class.org¹Russian Maritime Register of Shipping,²St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. The object of the study in this article is liquefied natural gas (LNG) carriers. The fleet of LNG carriers serves as the "circulatory system" of the global LNG market, playing a strategic role in ensuring the energy security of entire countries and continents. An analysis of the composition of the global LNG carrier fleet is of particular relevance for the Russian Federation, which is among the top five largest LNG exporters and accounts for about 8% of total global exports. Analysis of the fleet composition makes it possible to identify trends in changes to the fleet structure, to show which technological trends are setting the pace, and to help effectively plan gas transportation logistics. The article provides information on the quantitative and age composition of the vessel fleet, as well as the distribution of vessels in operation by type of power plant. The general characteristics of the newbuilding order book are reviewed, along with the distribution of orders among the main shipbuilding yards. The development of LNG containment systems is examined as a process bearing the hallmarks of a technological race. The dynamics of change in vessel construction costs are considered, as well as the qualitative and quantitative changes characterizing the composition of LNG carrier owners.

Keywords: LNG carrier; liquefied natural gas; fleet composition; ship power plant; LNG containment system.

For citation: Boyko M.S., Vlashev M.V., Kober A.I. Review of the liquefied natural gas carriers world fleet, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 30—40. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.003

Введение

Современный рынок сжиженного природного газа (сжиженного метана, СПГ) находится в фазе турбулентного роста, который определяется сложным переплетением возможностей и рисков. Спрос на СПГ продолжает расти благодаря как традиционным, так и новым рынкам и секторам потребления. Ключевой драйвер роста – морская перевозка СПГ. Флот газозовозов является «кровеносной системой» глобального рынка, позволяющей оперативно перенаправлять грузовые потоки в ответ на изменение политической и

экономической конъюнктуры. Морская транспортировка СПГ становится ключевым инструментом энергетической дипломатии и предметом торговых переговоров, а безопасность и экономика судоходных маршрутов играют стратегическую роль в обеспечении энергетической безопасности целых стран и континентов.

Анализ состава мирового флота судов, перевозящих СПГ, особенно актуален для Российской Федерации, которая входит в пятерку крупнейших экспортеров СПГ и обеспечивает около 8% мирового экспорта. На фоне кардинальной перестройки экспортных маршрутов, санкционного давления на российские СПГ-проекты [1] и

предстоящего полного эмбарго ЕС на российский газ с 2027 г. [2] можно ожидать роста востребованности судов для перевозки СПГ на направлениях в Азиатский регион и увеличения транспортного плеча. Кроме того, актуальность исследования связана с необходимостью создания отечественного крупнотоннажного газовоза для перевозки СПГ [3]. Анализ состава флота позволяет выявить тенденции его изменения, понять задаваемые технологические тренды и эффективно планировать логистику транспортировки газа.

Объект исследования в статье – мировой флот судов для перевозки СПГ, то есть судов, предназначенных для перемещения груза между погрузочным и разгрузочным терминалами. Из рассмотрения исключаются СПГ-бункеровщики и суда-накопители СПГ. Обзор текущего состояния данного сегмента флота – тема отдельного исследования. Следует подчеркнуть, что это допущение является условным. Малотоннажные суда для перевозки СПГ иногда меняют функционал, выполняя бункеровочные операции и задачи регионального газоснабжения в зависимости от рыночных условий; крупнотоннажные суда могут становиться судами-накопителями, особенно после истечения проектного срока службы. Поэтому количественные и качественные характеристики состава флота могут меняться не только из-за постройки новых или списания судов, но и вследствие изменения их функций.

Исходными данными для обзора послужили отчеты Международного Газового Союза (International Gas Union), опубликованные в период с 2021 г. по 2025 г. [4, 5, 6, 7, 8]. Кроме этого, использовалась информация, содержащаяся в отчете Clarkson Research «The Gas Carrier Register», опубликованному в 2025 г. [9]. Часть технических параметров судов проверялась по открытым базам данных на официальных сайтах классификационных обществ: Российского морского регистра судоходства, ABS, BV, LR, DNV и NK.

Основные параметры обзора флота: количественный и возрастной состав, грузовместимость, тип энергетической установки, тип грузосодержащей системы, а также некоторые параметры постройки и эксплуатации судов.

1. Общая характеристика флота

Мировой флот газовозов обслуживает транспортные потоки углеводородов, крайне чувствительные к экономическим и политическим кризисам. В результате цены на суда, фрахтовые ставки и интенсивность постройки судов становятся крайне нестабильными. Это нередко создает избыток тоннажа, а формирование портфеля заказов происходит с учетом мощности инфраструктуры по сжижению и регазификации. Тем не менее, если рассматривать долгосрочные оценки и исторические предпосылки, суда для перевозки СПГ относятся к интенсивно развивающемуся сегменту мирового гражданского флота. На рис. 1 приведена информация о количестве построенных судов для СПГ в 1990–2024 гг. За рассмотренный 35-летний период более половины судов построены за последние 10 лет. По состоянию на февраль 2024 г.

общее количество судов для перевозки СПГ в мире составило 643 ед.

Постепенное увеличение числа судов сопровождается ростом совокупного дедвейта. За период с 2011 г. по февраль 2024 г. суммарный дедвейт судов для перевозки СПГ вырос с 28,3 млн т [10] до 56,5 млн т, то есть примерно в 1,99 раза. Такая интенсивность сопоставима с относительными показателями роста более массовых сегментов мирового флота. За тот же период совокупный дедвейт судов для перевозки навалочных грузов вырос примерно в 1,9 раза, контейнерных судов – примерно в 1,96 раза [10, 11].

Несмотря на то, что самое старое находящееся в эксплуатации судно построено в 1977 г., флот судов для транспортировки СПГ можно считать относительно «молодым». Возрастной состав флота судов для транспортировки СПГ приведен на рис. 2 (на февраль 2024 г.). Из рисунка видно, что больше половины судов находятся в диапазоне 0-15 лет эксплуатации. Средний возраст судов составил около 12,5 лет, что ниже среднего возраста мирового флота, который по состоянию на 2024 г. оценивался в 22,2 лет. Для сравнения: средний возраст судов для перевозки навалочных грузов – 11,1 года, а контейнерных судов – 19,7 лет [11].

Основной технический параметр, характеризующий судно для перевозки СПГ, – его грузовместимость Q , куб. м. Развитие архитектурно-конструктивного типа судов с момента зарождения флота до настоящего времени характеризуется постепенным увеличением грузовместимости. Динамика ее роста схематично показана на рис. 3 с учетом данных [12]. На современном этапе крупнейшими судами являются газовозы типа Q-Flex грузовместимостью около 210000 куб.м и Q-Max грузовместимостью около 270000 куб.м, спроектированные и построенные для работы в транспортной системе, обслуживающей крупнейшие месторождения Государства Катар. По состоянию на февраль 2024 г. флот судов Q-Flex и Q-Max составляет 45 ед.

На рис. 4 приведено распределение судов в эксплуатации и в портфеле заказов (на февраль 2024 г.) в зависимости от грузовместимости. Суда систематизированы в соответствии со следующей классификацией:

- малотоннажные ($Q < 40000$ куб.м);
- среднетоннажные ($Q \approx 40000 \dots 150000$ куб.м);
- крупнотоннажные ($Q > 150000$ куб.м).

Видно, что подавляющее большинство судов в эксплуатации – среднетоннажные и крупнотоннажные суда. Наиболее представительная группа – суда грузовместимостью около $Q \approx 150000 \dots 185000$ куб.м в количестве 414 ед. Предварительный анализ портфеля заказов судов показал, что около 88% заказов приходится на группу грузовместимостью около 150000...185000 куб.м. Значение грузовместимости около 174000 куб.м стало «стандартом» грузовой партии и грузовместимости судна. Можно предположить, что данный объем грузовой партии обеспечивает экономически эффективное функционирование большинства современных и перспективных транспортных систем, предусматривающих морскую перевозку СПГ.

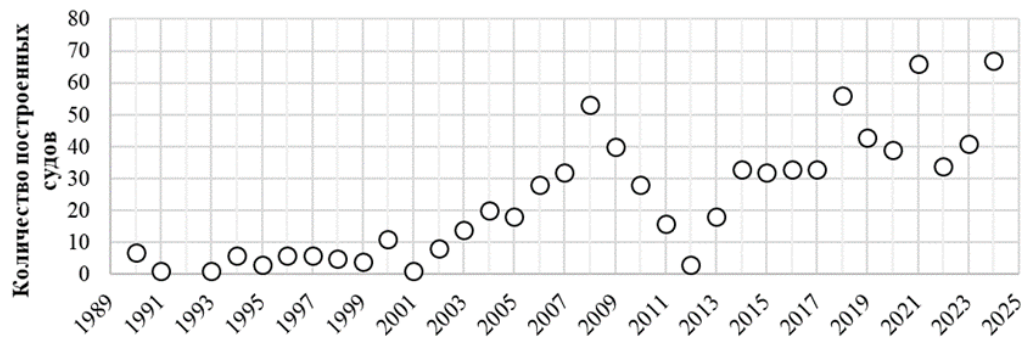


Рис. 1. Количество построенных судов в период с 1990 г. по 2024 г.

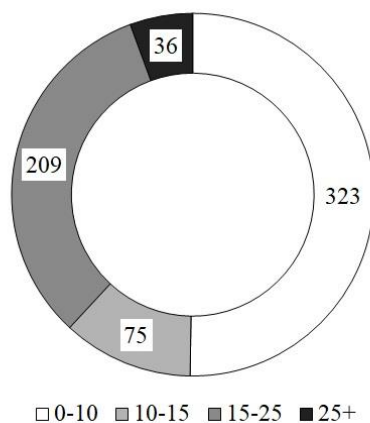


Рис. 2. Возрастной состав действующего флота по состоянию на февраль 2024 г. (в единицах)

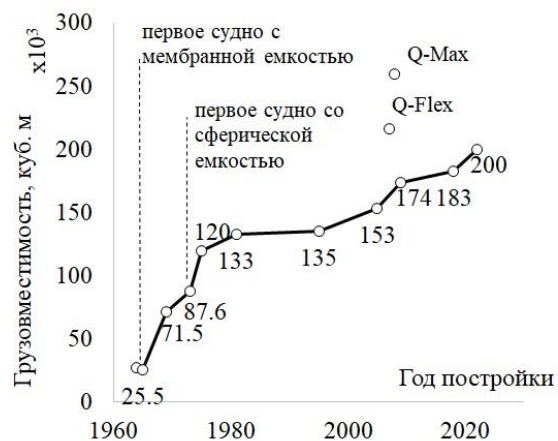


Рис. 3. Динамика роста грузоподъемности построенных судов

Несмотря на сравнительно небольшое количество средне- и малотоннажных судов, ряд специалистов [13] прогнозирует рост интереса к данному сегменту. Причина – развитие транспортных систем для небольших СПГ-проектов и между относительно небольшими терминалами, обеспечивающими региональное газоснабжение и bunkering судов, например, в Норвегии (Risavika), Китае и странах Юго-Восточной Азии (Филиппины, Сингапур), Российской Федерации.

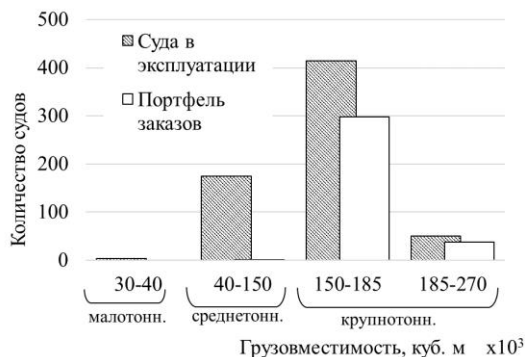


Рис. 4. Распределение судов в эксплуатации и портфеля заказов в зависимости от грузоподъемности

В статье [14] рассматривается проект отечественного малотоннажного судна грузоподъемностью около 6300 куб. м для перевозки

СПГ на основных судоходных участках внутренних водных путей РФ, в прибрежных зонах и экспортных перевозок на коротком плече.

Информация о типах энергетической установки на судах в эксплуатации в зависимости от возраста судна по состоянию на конец 2024 г. приведена на рис.5.

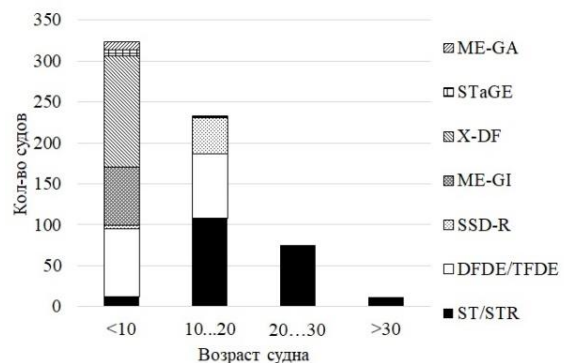


Рис. 5. Тип энергетической установки на судах в эксплуатации по состоянию на конец 2024 г

Начиная с 1960-х до середины 2000-х на судах применялась паротурбинная энергетическая установка (ST), что оказало фундаментальное влияние облик судов для перевозки СПГ. В 2015 г. на основе установки ST была разработана система повышения параметров пара (STR), которая по

состоянию на конец 2024 г. используется на 12 судах. Суммарно на долю ST/STR приходится около 32% судов в эксплуатации. Некоторые издания [8] отмечают, что именно комбинация установки ST и системы хранения с емкостью типа В сферической формы позволило к середине 2000-х сформировать достаточно представительную группу судов с грузоместимостью около 140000-150000 куб. м.

С середины 2000-х в качестве альтернативы ST стали применяться двухтопливные дизель-электрические энергетические установки (DFDE), а с 2008 г. трехтопливные дизель-электрические энергетические установки (обозначение TFDE). Примерно на тот же период приходится начало массовой постройки судов с грузоместимостью уже около 174000 куб. м и установкой DFDE и TFDE. По состоянию на конец 2024 г. такими установками оборудовано около 25% судов в эксплуатации.

Для судов типа Q-Flex и Q-Max характерна однотопливная дизель-механическая установка (SSD-R) на основе малооборотных дизельных двигателей. На судах данного типа устанавливается установка повторного сжижения отпарного газа.

Среди судов моложе 10 лет доминирующие позиции занимают энергетические установки на основе двухтопливных малооборотных двигателей. Эта группа двигателей представлена двумя производителями: компанией MAN B&W с двумя моделями (ME-GI и ME-GA) – суммарно 80 судов; и компанией WInGD (X-DF) – суммарно 136 судов. В данной возрастной группе также следует отметить инновационное решение Mitsubishi Heavy Industries (STaGE), которое сочетает одновременно паротурбинную установку и двухтопливный малооборотный двигатель – применено на 8 судах.

На конец 2024 г. перспективный портфель заказов включает суда с установками DFDE, ME-GI, ME-GA и X-DF. Самую малочисленную группу (менее 7%) составляют суда с DFDE – почти полностью суда высокого ледового класса. Около 31% портфеля приходится на установки ME-GI, ME-GA, а наибольшая доля – около 62% заказов – приходится на установки X-DF.

2. Грузосодержащая система

Грузосодержащая система (система хранения груза) – основной аспект, который определяет архитектурно-конструктивные особенности судна для перевозки СПГ. Различия между системами хранения обусловлены в первую очередь типом применяемой емкости для хранения СПГ. На судах в эксплуатации используются: система хранения с мембранными емкостями и система хранения со вкладными емкостями [15]. Распределение количества судов в зависимости от применяемого типа емкости (на февраль 2024 г.) приведено на рис.6.

Наиболее распространена система хранения с мембранными емкостями – около 83% судов. Оставшиеся 17% приходятся на систему хранения с применением вкладных емкостей. Флот судов со вкладной емкостью почти полностью представлен судами со вкладной емкостью типа В сферической формы. Кроме этого, к данной группе относятся отдельные суда единичной и мелкосерийной

постройки: со вкладной емкостью типа В призматической формы; вкладной емкостью типа С; вкладной емкостью типа А.

Оценке влияния типа емкости на главные размерения и основные проектные характеристики судов посвящен ряд отечественных и зарубежных публикаций [16, 17, 18, 19]. Авторами настоящей статьи были актуализированы данные и построены характерные зависимости по газовозам, представленным в ежегодных отчетах IGU, а также журнале «Significant Ships». Результаты представлены на рис.рис. 7-9.

Наиболее чувствительное влияние типа емкости на главные размерения выявлено для ширины: ширина газовоза со сферическими емкостями в среднем примерно на 10% больше, чем у газовозов с мембранными емкостями. Это объясняется особенностями размещения сферической емкости на судне. Скорость хода газовозов находится в диапазоне 18-21 уз.; у судов грузоместимостью до 60000 куб.м скорость хода обычно не превышает 18 уз. Высокие значения скорости для среднетоннажных и крупнотоннажных судов связаны с высокой стоимостью строительства и эксплуатации, а также со стремлением уменьшить потери от испарения перевозимого газа за счет сокращения продолжительности рейса.

Металлоемкость корпуса можно оценить по коэффициенту утилизации водоизмещения по дедевейту DW/D . Для диапазона грузоместимости 165 000-170 000 куб. м значения коэффициента для судов с мембранными емкостями составляют примерно 0.70, со сферическими – примерно 0.675. Несколько меньшее значение у судов со сферическими емкостями связано с массой самой емкости. Грузоместимость судов с мембранными емкостями изменяется в широких пределах – от 65 000 до 266 000 куб. м, охватывая диапазон средне- и крупнотоннажных судов. Грузоместимость же судов со вкладной емкостью типа В сферической формы сосредоточена в более узком диапазоне – от 125 000 до около 180 000 куб. м. Возможность гибко адаптировать мембранную емкость под требуемое значение грузоместимости – одна из причин широкого распространения этой системы хранения.

Современный этап развития систем хранения груза имеет черты технологической гонки. Лидирующие позиции по разработке и внедрению мембранных емкостей занимает французская компания GTT, предлагающая на рынке комплекс решений на основе систем NO96 и Mark III и их модификаций [20]. Стремление сохранить технологическое лидерство заставляет GTT постоянно расширять спектр услуг для верфей и судовладельцев, искать пути диверсификации и создавать новые конструкции емкостей. На этом пути встречаются и объективные трудности: широкую огласку получили результаты технологического партнерства GTT с французской верфью CAT по внедрению новой технологии CS1. Аварийный случай на т/х «GDF Suez Global Energy» привел к сворачиванию проекта и длительным судебным разбирательствам [21].

Тип емкости на судах в эксплуатации

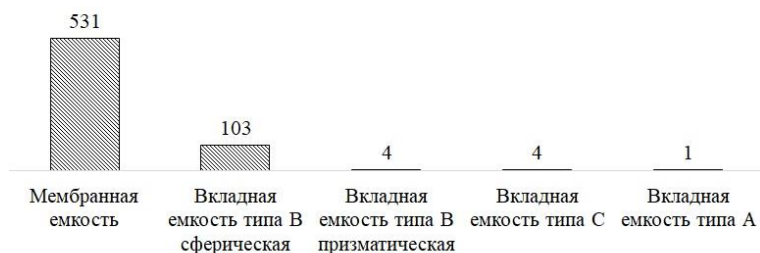


Рис. 6. Количество судов в зависимости от типа емкости по состоянию на февраль 2024 г.

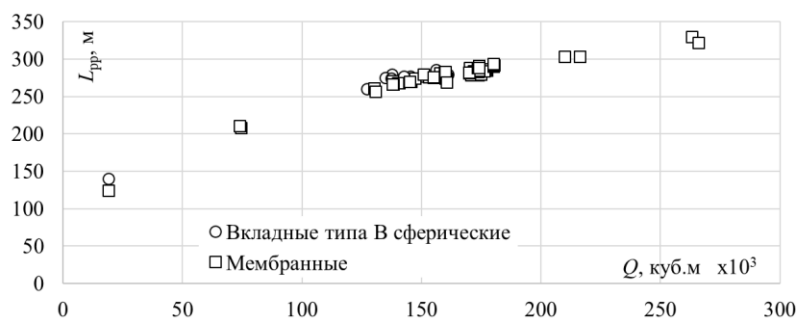


Рис. 7. Зависимость длины судна между перпендикулярами L_{pp} от грузопместимости и типа емкости

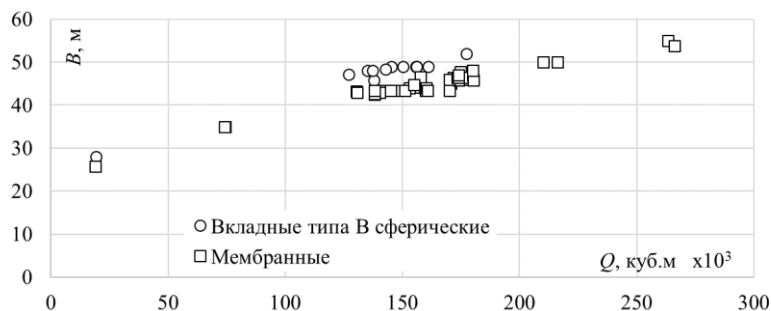


Рис. 8. Зависимость ширины судна B от грузопместимости и типа емкости

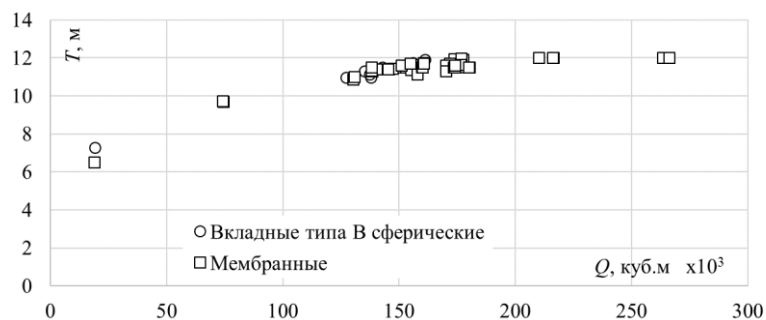


Рис. 9. Зависимость осадки судна T от грузопместимости и типа емкости

Тем временем на рынке формируются альтернативные поставщики систем хранения с мембранной емкостью. В данном контексте следует отметить комплекс работ, выполненных южнокорейской верфью HHI, которая в 2023 г. [22] сообщила о завершении постройки т/х «Blue Whale» вместимостью около 7500 куб. м, оснащенного новой системой хранения KC-2C (см. рис. 10). Развитие

этой системы также сопровождалось объективными трудностями: первая модификация (KC-1) была установлена на крупнотоннажных судах, но привела к аварийным ситуациям, возникновению «мостиков холода», последующему выводу судов из эксплуатации и неустойкам [23].



Рис. 10. Т/х «Blue Whale» выполняет бункеровку судна в феврале 2025 г.

Комплекс работ по созданию отечественной системы хранения с мембранной емкостью выполняется и в Российской Федерации. [24, 25]

Позитивная динамика сохраняется в сегменте систем хранения с вкладной емкостью типа В призматической формы, несмотря на небольшое количество таких судов в эксплуатации. Четыре однотипных судна (в качестве примера – т/х «Energy Glory») имеют грузовместимость около 165 000 куб. м. В определенном смысле эти суда продолжают положительный опыт применения данного типа емкости, начатый в 1993 г. постройкой т/х «Polar Eagle» и «Arctic Sun» [26] грузовместимостью 87 500 куб. м, которые были выведены из эксплуатации в 2023 г. после 30 лет успешной работы.

Дополнительный импульс развитию этого типа емкости придает создание крупнотоннажных морских нефтегазовых объектов. В 2023 г. на верфи Nantong Yard (Китай, корпорация Wison) объявлено [27] о создании самой большой в истории емкости типа В призматической формы – 47 000 куб. м – для плавучего газохранилища (см. рис. 11).

В сегменте судов с емкостью типа В сферической формы также можно отметить тенденции технологического развития. В этом контексте следует указать на постройку в 2019 г. на японской верфи MHI т/х «Bushu Maru» и «Nohshu Maru» вместимостью около 180 000 куб. м. Чтобы обеспечить высокую грузовместимость, сохранить главные размерения и возможность прохода через Панамский канал, а также работу на основных СПГ-терминалах, разработчики применили особую «яблокообразную» форму емкости с выраженной цилиндрической вставкой в районе экваториального пояса [29]. Однако с 2019 г. заказы на постройку судов с емкостью типа В сферической формы практически прекратились.

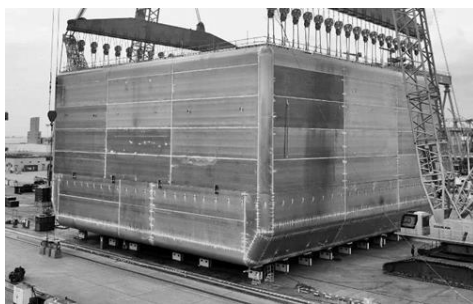


Рис. 11. Призматическая емкость грузовместимостью 47000 куб. м на верфи Nantong Yard

В завершение раздела отметим, что применение вкладной емкости типа А также можно рассматривать как один из аспектов технологической гонки. Хотя по состоянию на 2024 г. в эксплуатации находится только одно такое судно – т/х «Saga Dawn» вместимостью 45 000 куб. м, – выполняются проектные проработки и научные исследования по масштабированию системы хранения для крупнотоннажных судов [30].

3. Постройка и эксплуатация судов

Соотношение темпов постройки и списания судов в 2020–2024 гг. приведено на рис. 12. Важно отметить складывающиеся тенденции по изменению сроков владения судами и модели использования «старого» судна. Долгое время в отрасли существовал механизм долгосрочного владения судами и их работы по долгосрочным контрактам 35–40 лет [8], после чего судно выводилось из эксплуатации. Однако ограничения по вредным выбросам, вводимые Международной морской организацией, оказывают давление на судовладельцев, особенно в отношении «старых» судов. Судовладелец вынужден либо выполнять затратное переоснащение существующих судов, либо обновлять флот, строя новые экономически эффективные суда, удовлетворяющие высоким экологическим требованиям. Такие меры дают эффект: среди 7 судов для перевозки СПГ, списанных в 2024 г., только одно достигло возраста 30 лет, а три не достигли даже 25 лет.

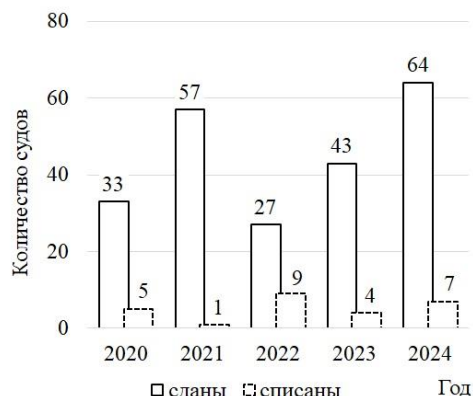


Рис. 12. Соотношение темпов постройки и списания судов в период с 2020 г. по 2024 г.

Распределение портфеля заказов на новые суда между крупнейшими судостроительными верфями в 2020–2024 гг. приведено на рис. 13. Лидерами по заказам являются верфи Южной Кореи, образующие «большую тройку»: HD Hyundai Heavy Industries Group (HHI), Samsung Heavy Industries (SHI), DSME/Hanwha Ocean. Совокупная доля портфеля заказов «большой тройки» плавно снижается: с 76% в 2020 г. до 68% в 2024 г. При этом следует отметить тенденцию к увеличению доли заказов для постройки в Китае. Для наиболее опытной в области судов для СПГ верфи Hudong-Zhonghua рост портфеля заказов двукратный: с 8% в 2020 г. до 17% в 2024 г.

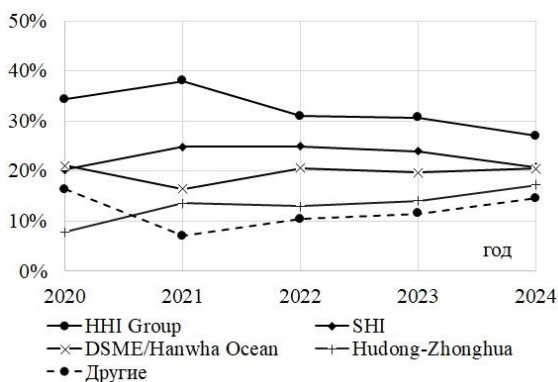


Рис. 13. Распределение доли заказов между заводами-строителями в период с 2020 г. по 2024 г.

На судостроительные верфи «большой тройки» на момент подготовки статьи приходится 92, 70 и 69 заказанных единиц флота, соответственно. Компания Hudong-Zhonghua имеет 58 действующих заказов, в то время как четыре другие китайские судостроительные компании (Jiangnan, Dalian Shipbuilding, Yangzijiang и China Merchants Heavy Industry) вместе имеют 32 заказа, что отражает растущее присутствие Китая в секторе судостроения для перевозки СПГ.

Верфи Японии (например, MHI) занимают в значительной степени «нишевую» позицию и в подавляющем большинстве ориентированы на постройку судов со складными емкостями.

Среди отечественных верфей в новейшей истории опыт постройки судов для перевозки СПГ имеет Судостроительный комплекс «Звезда», который в декабре 2025 г. передал заказчику т/х «Алексей Косыгин» грузовместимостью 172 000 куб. м с мембранными емкостями. На ранних этапах технологическим партнером выступала южнокорейская SHI, однако в дальнейшем она вышла из проекта, что привело к изменениям в производственной программе предприятия. Следует отметить, что формат технологического партнерства с опытными верфями для развития собственных компетенций – распространенная практика в сегменте судов для СПГ. Например, летом 2025 г. объявлено о совместном проекте верфи Philly Shipyard (США) и Hanwha Ocean по постройке первого за 50 лет судна для перевозки СПГ на территории США в формате распределенной верфи [31].

Осредненные данные по изменению удельной стоимости постройки судов в период с 2004 г. по 2024 г. приведены на рис.14. Указаны значения в долларах США за 1 куб. м вместимости. Данные усреднены по судостроительным верфям, системам хранения СПГ и типам энергетической установки. Пиковые значения удельной стоимости характерны для судов, оборудованных установкой DFDE: характерным примером являются суда-газовозы высокого ледового класса, удельная стоимость которых в 2018 г. достигла значения 1800 долл. США за 1 куб. м грузоместимости [8].

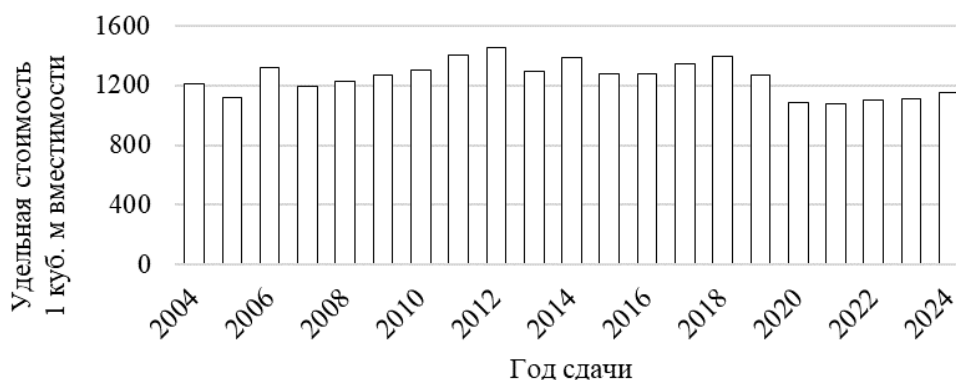
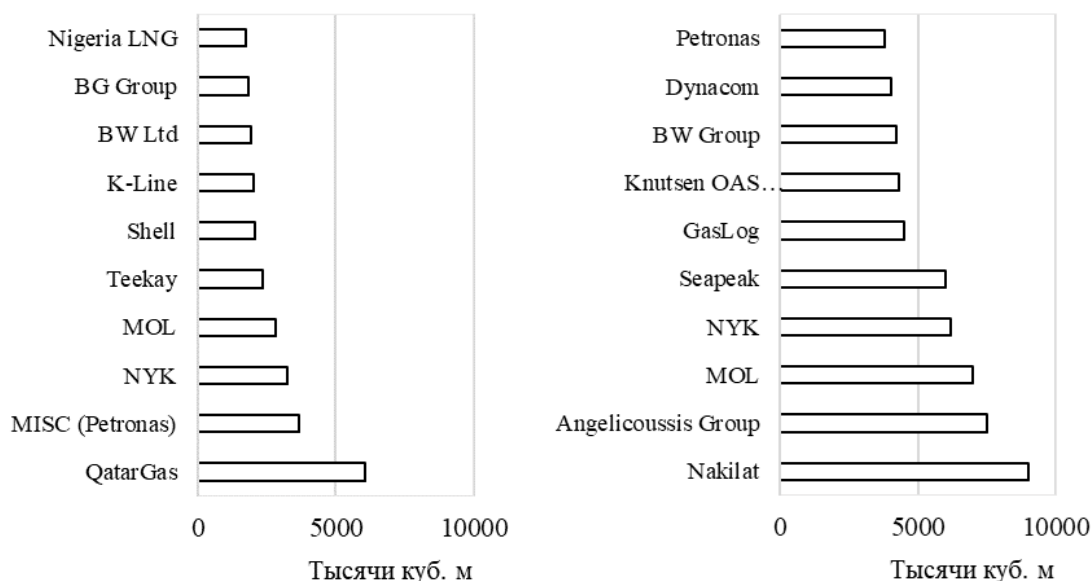


Рис. 14. Удельная стоимость постройки судна в долл. США в период с 2004 г. по 2024 г.

Рассмотрим также тенденции, которые характеризуют особенности распределения тоннажа между судовладельцами. На рис.14 приведены две диаграммы, показывающие распределение суммарной грузоместимости судов среди 10 крупнейших судовладельцев по состоянию на 2014 г [10] и по состоянию на 2025 г. [9].

В данном аспекте следует подчеркнуть, что развитие мирового флота судов для транспортировки СПГ традиционно осуществлялось в условиях долгосрочных контрактов, высоких

начальных инвестиций и высоких рисков. Основными участниками рынка являлись крупные газовые компании с государственным участием, обладающие значительными ресурсами для создания полной цепочки поставок СПГ: разработку месторождения, создание заводов по сжижению газа, береговой инфраструктуры, регазификационных терминалов, газораспределительной сети и т.п.. До начала 2000-х годов транспортировка СПГ также по большей части осуществлялась судами, находящимися в собственности у газовых компаний.



2014 г.

2025 г.

Рис. 15. Распределение суммарной грузоподъемности судов между 10 крупнейшими судовладельцами

Такое положение рынка показано на рис.15 слева, где среди основных судовладельцев значительную долю флота по состоянию на 2014 г. принадлежит традиционно газовым компаниям – например, QatarGas, Petronas, Shell. На рис. 15 справа приведена характерная ситуация по состоянию на 2025 г., когда тенденции глобализации, развитие спотовых рынков СПГ привело к смещению состава судовладельцев в сторону условно независимых транспортных компаний, например, Nakilat, MOL, NYK.

Заключение

Проведенный анализ позволил характеризовать сегмент мирового флота судов для перевозки СПГ как динамично развивающийся и относительно «молодой»: более половины судов построены за последние 10 лет, а темпы прироста флота сопоставимы с более массовыми сегментами флота. Стандартом грузоподъемности судов стала величина ок. 174000 куб. м.

Паротурбинные установки (около 32% флота) уступили лидерство двухтопливным решениям: в портфеле заказов доминируют энергетические установки на основе двухтопливных малооборотных двигателей. Развитие систем хранения груза носит черты технологической гонки. Безусловно лидируют мембранные системы хранения компании GTT (около 83% флота), однако набирают силу альтернативные разработки — южнокорейская KC-2C, российские системы. Также следует отметить возрождение интереса к призматическим вкладным емкостям типа В. Происходит структурная перестройка рынка судостроительных верфей. Доля южнокорейской «большой тройки» в портфеле заказов снижается (с 76% до 68% за 2020–2024 гг.) при одновременном усилении китайских верфей. Состав крупнейших судовладельцев смещается: от газовых компаний к независимым транспортным операторам. Учет этих глобальных трендов критически важен для Российской Федерации при формировании технической политики в области постройки судов для перевозки СПГ.

Литература

1. Савченков К.А., Вербицкий С.В., Лобанов А.В. Обзор влияния зарубежных санкций на российское судостроение. Труды Крыловского государственного научного центра. 2024. №3(409). С. 145–160..
2. ЕС проголосовал за полный отказ от российского газа в 2027 году [Электронный ресурс] // Коммерсантъ. 26.01.2026. URL: <https://www.kommersant.ru/doc/8377999> (дата обращения: 04.05.2026)
3. Новиков Д.О., Половинкин В.Н., Романовский В.Б., Обухов А.В. Техничко-экономический анализ решений для танкера-газовоза для перевозки сжиженного природного газа по Северному морскому пути. Труды Крыловского государственного научного центра. – 2025. - № 4(414). С. 183–194.
4. World LNG Report. 2021. International Gas Union. 144 с.
5. World LNG Report. 2022. International Gas Union. 142 с.
6. World LNG Report. 2023. International Gas Union. 157 с.
7. World LNG Report .2024. International Gas Union. 164 с.
8. World LNG Report. 2025. International Gas Union. 167 с.
9. The Gas Carrier Register (60th Edition). 2025. Clarkson Research Services Ltd. 405 с.
10. Wang S., Notteboom T. Shipowners' structure and fleet distribution in the liquefied natural gas shipping market // International Journal of Shipping and Transport Logistics. 2014. Vol. 6, No. 5. P. 488–512.

11. Демешко Г.Ф., Власьев М.В. Анализ состояния и организации работы мирового транспортного флота как основного звена международной торговли // Труды Крыловского государственного научного центра. 2023. Т. 4, № 406. С. 146–165.
12. Wang X., Economides M.J. Advanced Natural Gas Engineering. Houston: Gulf Publishing Company, 2009. 417 с.
13. Small-scale LNG moves onto the bigger stage [Электронный ресурс] // Riviera Maritime Media. URL: <https://www.rivieramm.com/news-content-hub/news-content-hub/small-scale-lng-moves-onto-the-bigger-stage-82673> (дата обращения: 04.05.2026).
14. Светова В. Ю. Отечественный газовоз для СПГ: предпосылки, рынки, ограничения, характеристики / В. Ю. Светова, А. В. Кошелев, А. С. Моданов // Морской вестник. 2025. № 4(96). С. 7-10. EDN KAJXAY.
15. Бойко М. С. Основы мембранной технологии хранения сжиженного природного газа на судне / М. С. Бойко. – Санкт-Петербург : федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Санкт-Петербургский государственный морской технический университет", 2023. 232 с. ISBN 978-5-88303-651-3. – EDN JBBMQB.
16. Апполонов Е.М., Таровик О.В. Регрессионно-аналитическая модель определения характеристик газовозов СПГ мембранного типа с различными ледовыми категориями // Судостроение. 2013. № 1. С. 12–17.
17. Грицан А.В., Логачев С.И. Исследование структуры строительной стоимости судов-газовозов с различными конструкциями грузовых танков // Судостроение. 2009. № 4(32). С. 25-31.
18. Киселев Д.Б., Игнатьев В.А. Пути повышения энергоэффективности судов-газовозов // Морской вестник. 2011. № 3(39). С. 3–11.
19. Суслов А.Н., Тарица Г.В., Гулев М.А. Пути оптимизации главных размерений современных судов-газовозов со сферическими грузовыми емкостями // Морской вестник. 2010. № 1(33). С. 67–69.
20. Cutting edge technologies and unparalleled know-how [Электронный ресурс] // GTT. URL: <https://www.gtt.fr/technologies> (дата обращения: 04.05.2026).
21. GTT and CAT settle decade-long CS1 disputes [Электронный ресурс] // Riviera Maritime Media. 11.12.2015. URL: <https://www.rivieramm.com/news-content-hub/news-content-hub/gtt-and-cat-settle-decade-long-cs1-disputes-34801> (дата обращения: 04.05.2026).
22. South Korea holds ceremony for LNG bunker ship 'Blue Whale' using Korean storage technology [Электронный ресурс] // LNG Journal. 10.05.2023. URL: <https://lngjournal.com/index.php/latest-news-mainmenu-47/item/108458-south-korea-holds-ceremony-for-lng-bunker-ship-blue-whale-using-korean-storage-technology> (дата обращения: 04.05.2026).
23. Korea Gas Corporation Ordered to Pay Samsung Heavy Industries 299.6 Billion Won for Design Defects [Электронный ресурс] // The Chosun Ilbo. 21.01.2026. URL: <https://www.chosun.com/english/national-en/2026/01/21/B7G7GGTBJNH27KMPLPJYA2B23I/> (дата обращения: 04.05.2026).
24. Российская GTI планирует запустить производство мембранных хранилищ для СПГ полного цикла осенью 2024 года [Электронный ресурс] // ПортНьюс. 02.04.2024. URL: <https://portnews.ru/news/361449/> (дата обращения: 04.05.2026).
25. Французский закат 2.0: Российским СПГ-технологиям прописан масштаб [Электронный ресурс] // Коммерсантъ. 11.01.2023. URL: <https://www.kommersant.ru/doc/5759956> (дата обращения: 04.05.2026).
26. South Korean project drives development of Type B containment system [Электронный ресурс] // Riviera Maritime Media. 16.03.2020. URL: <https://www.rivieramm.com/news-content-hub/news-content-hub/south-korean-project-drives-development-of-type-b-containment-systemnbsp-58547> (дата обращения: 04.05.2026).
27. Wison Introduces the Largest SPB Tank to the World [Электронный ресурс] // Wison New Energies. 11.08.2023. URL: <https://www.wison-energies.com/News/1234.aspx> (дата обращения: 04.05.2026).
28. CSSC Jiangnan Completes First Aluminium Alloy Type B Cargo Tank [Электронный ресурс] // New Ships. 29.04.2026. URL: <https://www.new-ships.com/ns/news/4102> (дата обращения: 04.05.2026).
29. Hiramatsu S., Kuwahata K., Hirota K., Ishida T., Tsukamoto H., Ishibashi K. Sayaringo STaGE — Next Generation MOSS-type LNG Carrier with hybrid propulsion plant // Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. 2016. Vol.53, №2. С. 3–8.
30. IMO Type A Tank [Электронный ресурс] // LNT Marine. 28.02.2024. URL: <https://lntmarine.com/our-technology/lnt-a-box/imo-type-a-tank/> (дата обращения: 04.05.2026).
31. Hanwha to invest \$72M on high-tech upgrades in Philly Shipyard [Электронный ресурс] // Safety4Sea. 21.05.2025. URL: <https://safety4sea.com/hanwha-to-invest-72m-on-high-tech-upgrades-in-philly-shipyard/> (дата обращения: 04.05.2026).

References

1. Savchenkov K.A., Verbitskiy S.V., Lobanov A.V. Review of the impact of foreign sanctions on Russian shipbuilding. Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. 2024. №3(409). P. 145–160. (In Russian)
2. The EU has voted for a complete ban on Russian gas by 2027. Kommersant. 26.01.2026. URL: <https://www.kommersant.ru/doc/8377999> (data obrashcheniya: 04.05.2026). (In Russian)
3. Novikov D.O., Polovinkin V.N., Romanovskiy V.B., Obukhov A.V. Feasibility study of solutions for an LNG carrier for transportation of liquefied natural gas via the Northern Sea Route. Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. 2025. № 4(414). P. 183–194. (In Russian)
4. World LNG Report. 2021. International Gas Union. 144 p.
5. World LNG Report. 2022. International Gas Union. 142 p.
6. World LNG Report. 2023. International Gas Union. 157 p.
7. World LNG Report. 2024. International Gas Union. 164 p.
8. World LNG Report. 2025. International Gas Union. 167 p.

9. The Gas Carrier Register (60th Edition). 2025. Clarkson Research Services Ltd. 405 c.
10. Wang S., Notteboom T. Shipowners' structure and fleet distribution in the liquefied natural gas shipping market. International Journal of Shipping and Transport Logistics. 2014. Vol. 6, No. 5. P. 488–512.
11. Demeshko G.F., Vlas'ev M.V. Analysis of the status and organization of the world merchant fleet as the main link in international trade. Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. 2023. Vol. 4, № 406. P. 146–165. (In Russian)
12. Wang X., Economides M.J. Advanced Natural Gas Engineering. Houston: Gulf Publishing Company, 2009. 417 p.
13. Small-scale LNG moves onto the bigger stage. Riviera Maritime Media. URL: <https://www.rivieramm.com/news-content-hub/news-content-hub/small-scale-lng-moves-onto-the-bigger-stage-82673> (data obrashcheniya: 04.05.2026).
14. Svetova V. Yu., Koshelev A. V., Modanov A. S. Domestic LNG carrier: prerequisites, markets, constraints, characteristics. Morskoy vestnik. 2025. № 4(96). P. 7–10. EDN KAJXAY. (In Russian)
15. Boyko M. S. Fundamentals of membrane technology for storing liquefied natural gas on a ship. Sankt-Peterburg : federal'noye gosudarstvennoye byudzhethnoye obrazovatel'noye uchrezhdeniye vysshego obrazovaniya "Sankt-Peterburgskiy gosudarstvennyy morskoy tekhnicheskij universitet", 2023. 232 p. ISBN 978-5-88303-651-3. EDN JBBMQB. (In Russian).
16. Appolonov E.M., Tarovik O.V. Regression-analytical model for determining the characteristics of membrane-type LNG carriers with different ice classes. Sudostroyeniye. 2013. № 1. P. 12–17. (In Russian).
17. Gritsan A.V., Logachev S.I. Analysis of the construction cost structure of LNG carriers with different cargo tank designs. Sudostroyeniye. 2009. № 4(32). P. 25–31. (In Russian).
18. Kiselev D.B., Ignat'ev V.A. Ways to improve the energy efficiency of LNG carriers. Morskoy vestnik. 2011. № 3(39). P. 9–11. (In Russian).
19. Suslov A.N., Taritsa G.V., Gulev M.A. Methods for optimizing the principal dimensions of modern LNG carriers with spherical cargo tanks. Morskoy vestnik. 2010. № 1(33). P. 67–69. (In Russian)
20. Cutting edge technologies and unparalleled know-how. GTT. URL: <https://www.gtt.fr/technologies> (data obrashcheniya: 04.05.2026).
21. GTT and CAT settle decade-long CS1 disputes. Riviera Maritime Media. 11.12.2015. URL: <https://www.rivieramm.com/news-content-hub/news-content-hub/gtt-and-cat-settle-decade-long-cs1-disputes-34801> (data obrashcheniya: 04.05.2026).
22. South Korea holds ceremony for LNG bunker ship 'Blue Whale' using Korean storage technology. LNG Journal. 10.05.2023. URL: <https://lngjournal.com/index.php/latest-news-mainmenu-47/item/108458-south-korea-holds-ceremony-for-lng-bunker-ship-blue-whale-using-korean-storage-technology> (data obrashcheniya: 04.05.2026).
23. Korea Gas Corporation Ordered to Pay Samsung Heavy Industries 299.6 Billion Won for Design Defects. The Chosun Ilbo. 21.01.2026. URL: <https://www.chosun.com/english/national-en/2026/01/21/B7G7GGTBJNH27KMPLPJYA2B23I/> (data obrashcheniya: 04.05.2026).
24. Russian GTI plans to launch full-cycle membrane LNG storage production in autumn 2024 . PortNews. 02.04.2024. URL: <https://portnews.ru/news/361449/> (data obrashcheniya: 04.05.2026). (In Russian)
25. French sunset 2.0: Russian LNG technologies prescribed a scale. Kommersant. 11.01.2023. URL: <https://www.kommersant.ru/doc/5759956> (data obrashcheniya: 04.05.2026). (In Russian)
26. South Korean project drives development of Type B containment system. Riviera Maritime Media. 16.03.2020. URL: <https://www.rivieramm.com/news-content-hub/news-content-hub/south-korean-project-drives-development-of-type-b-containment-system-58547> (data obrashcheniya: 04.05.2026).
27. Wison Introduces the Largest SPB Tank to the World. Wison New Energies. 11.08.2023. URL: <https://www.wison-energies.com/News/1234.aspx> (data obrashcheniya: 04.05.2026).
28. CSSC Jiangnan Completes First Aluminium Alloy Type B Cargo Tank. New Ships. 29.04.2026. URL: <https://www.new-ships.com/ns/news/4102> (data obrashcheniya: 04.05.2026).
29. Hiramatsu S., Kuwahata K., Hirota K., Ishida T., Tsukamoto H., Ishibashi K. Sayaringo STaGE — Next Generation MOSS-type LNG Carrier with hybrid propulsion plant. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. 2016. Vol.53, №2. P. 3–8.
30. IMO Type A Tank. LNT Marine. 28.02.2024. URL: <https://lntmarine.com/our-technology/lnt-a-box/imo-type-a-tank/> (data obrashcheniya: 04.05.2026).
31. Hanwha to invest \$72M on high-tech upgrades in Philly Shipyard. Safety4Sea. 21.05.2025. URL: <https://safety4sea.com/hanwha-to-invest-72m-on-high-tech-upgrades-in-philly-shipyard/> (data obrashcheniya: 04.05.2026).

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

Бойко Максим Сергеевич, кандидат технических наук, начальник отдела технологий морской транспортировки и хранения сжиженных газов, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 191186, Россия, Санкт-Петербург, ул. Миллионная, д. 7, литера А, e-mail: Boyko.ms@rs-class.org

Власьев Максим Валерьевич, кандидат технических наук, заведующий кафедрой проектирования судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: valmax2006@yandex.ru

Кобер Анастасия Ивановна, эксперт отдела технологий морской транспортировки и хранения сжиженных газов, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 191186, Россия, Санкт-Петербург, ул. Миллионная, д. 7, литера А, e-mail: kober.ai@rs-class.org

Maxim S. Boyko, Ph.D. (Eng), Head of LNG Technology Department, Russian Maritime Register of Shipping. Address: 7, Millionnaya St., lit. A, St. Petersburg, 191186, Russian Federation. E-mail: Boyko.ms@rs-class.org

Maxim V. Vlasiev, Ph.D. (Eng), Head of the Department of Ship Design, St. Petersburg State Marine Technical University. Address: 3, Lotsmanskaya St., St. Petersburg, 190121, Russian Federation. E-mail: valmax2006@yandex.ru

Anastasiya I. Kober, expert of LNG Technology Department, Russian Maritime Register of Shipping. Address: 7, Millionnaya St., lit. A, St. Petersburg, 191186, Russian Federation. E-mail: kober.ai@rs-class.org

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 20.05.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 10.06.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 25.06.2026.

Научная статья

УДК 629.12

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.004>

Практический метод оперативной оценки общей прочности судна при аварийном затоплении отсеков

Суслов А.Н.¹ suslov-smtu@yandex.ru, Тимофеев О.Я.¹ oleg_timof@mail.ru, Одегова О.В.¹ osah@mail.ru

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В статье рассмотрен метод оперативной оценки общей прочности судна при аварийном затоплении одного или нескольких отсеков. В основе предлагаемого подхода принято, что влившаяся в отсеки вода (с учетом соответствующих коэффициентов проницаемости) рассматривается как принятый груз и оценка продольной прочности аварийного судна сводится к задаче оценки продольной прочности неповрежденного судна. Существующие эксплуатационные судовые документы, ориентированы на оценку посадки судна в аварийных ситуациях и оценку диаграммы статической остойчивости в процессе затопления аварийных отсеков. На настоящий момент в указанных документах не рассматриваются методы оценки общей прочности судна в аварийных случаях. Для оценки изменения допустимых значений изгибающих моментов при локальном повреждении конструкции корпуса судна в статье предложен упрощенный метод определения допустимых изгибающих моментов в конкретном месте повреждения.

Ключевые слова: аварийная ситуация, перерезывающие силы, изгибающие моменты, продольная прочность, оценка, цифровая модель.

Для цитирования: Суслов А.Н., Тимофеев О.Я., Одегова О.В. Практический метод оперативной оценки общей прочности судна при аварийном затоплении отсеков, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 41—45. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.004

DOI: <https://doi.org/>

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.004>

A practical method for quickly assessing the overall strength of a vessel in the event of an emergency flooding of compartments

Alexander N. Suslov¹ suslov-smtu@yandex.ru, Oleg Y. Timofeev¹ oleg_timof@mail.ru,

Olga V. Odegova¹ osah@mail.ru

¹St.Petersburg state marine technical University

Abstract. The article discusses a method for quickly assessing the overall strength of a vessel in the event of an emergency flooding of one or more compartments. The proposed approach assumes that the water that enters the compartments (taking into account the corresponding permeability coefficients) is treated as a load, and the assessment of the longitudinal strength of the damaged vessel is reduced to the task of assessing the longitudinal strength of the undamaged vessel. Existing ship operating documents focus on assessing the vessel's stability in emergency situations and evaluating the static stability diagram during the flooding of emergency compartments. At the moment, the specified documents do not consider methods of assessing the overall strength of the vessel in emergency cases. To assess the change in permissible values of bending moments in the case of local damage to the vessel hull structure, the article proposes a simplified method for determining permissible bending moments in a specific location of damage.

Keywords: emergency situation, shear forces, bending moments, longitudinal strength, assessment, digital model

For citation: Alexander N. Suslov, Oleg Y. Timofeev, Olga V. Odegova, A practical method for quickly assessing the overall strength of a vessel in the event of an emergency flooding of compartments, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 41—45. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.004

Введение

Обеспечение общей прочности корпуса судна является одной из ключевых задач в проектировании и эксплуатации флота. Риск аварийных ситуаций, таких как посадка на мель, столкновение или ледовые повреждения, неизменно остается высоким в практике судоходства. В подобных случаях критически важно не только оперативно оценить характер повреждений, но и определить остаточную прочность корпуса для принятия обоснованных решений о возможности продолжения движения, необходимости буксировки или проведения аварийного ремонта.

Традиционные методы анализа прочности, основанные на детальном конечно-элементном моделировании [6],[7], требуют значительных временных затрат, специализированного программного обеспечения и высокой квалификации инженеров. В условиях аварийной ситуации, когда время является решающим фактором, такие подходы часто оказываются неприменимыми.

В связи с этим разработка оперативных методов расчёта, позволяющих в кратчайшие сроки с приемлемой точностью оценить влияние локальных повреждений на общую прочность и несущую способность всего судна, представляется весьма актуальным. Такие методы могут стать эффективным инструментом для инженеров и

членов экипажа при оценке технического состояния аварийного судна и помогут экипажу судна оценить риски и принять решение о борьбе за непотопляемость или определить момент покидания судна экипажем.

Оперативная оценка аварийного состояния судна

Аварии судов, связанные со столкновением, опасны не только затоплением аварийных отсеков и, как следствие, с опасностью потери остойчивости и затоплением судна, но и с опасностью потери общей прочности судна (рис.1).



Рис. 1. Нарушение целостности корпуса судна при аварийном столкновении

Расчеты, связанные с общей прочностью описаны в документах классификационных обществ и определены требованиями Международного кодекса по управлению безопасной эксплуатацией судов и предотвращением загрязнения (МКУБ) [1-4].

Для оперативной оценки аварийного состояния судна многие суда обеспечены связью с Береговой службой быстрого реагирования (БСБР), которая обеспечивает выполнение расчетов при аварийных ситуациях, связанных с повреждением (и затоплением) отсеков. После оценки текущего состояния судна БСБР выдает рекомендации по балластировке аварийного судна с целью улучшения параметров остойчивости и общей прочности судна.

Существующие эксплуатационные судовые документы, подготавливаемые проектантом, ориентированы на оценку посадки судна в аварийных ситуациях и оценку диаграммы статической остойчивости в процессе затопления аварийных отсеков.

При включении судна в обслуживание БСБР в систему службы вводится информация о геометрии поверхности судна и помещений, информация о распределении сил веса для судна порожнем, допустимые значения перерезывающих сил и моментов по длине судна, формирующая цифровую модель судна. Однако на настоящий момент в указанных проектных документах не рассматриваются случаи и методы оценки общей прочности судна в аварийных ситуациях. Возможное решение указанного вопроса рассмотрено ниже.

На основе традиционных методов расчета аварийной остойчивости судна можно определить не только аварийную посадку судна и характеристики диаграммы статической остойчивости после повреждения, но и объемы вылившегося жидкого груза и влившейся в аварийные отсеки забортовой воды. Таким образом, при практическом расчете перерезывающих сил и моментов при аварийном

затоплении отсеков (с учетом соответствующих коэффициентов проницаемости) влившаяся в отсеки вода может быть рассмотрена как принятый груз и оценка продольной прочности может быть сведена к задаче оценки продольной прочности неповрежденного судна. При этом, полученные значения перерезывающих сил и изгибающих моментов можно сравнить с допускаемыми значениями и, при необходимости, перераспределить загрузку грузовых или балластных танков.

Однако, при значительном повреждении конструкции корпуса судна (например, в результате тарана другим судном) необходимо также оперативно оценивать влияние потери части конструкции корпуса судна на величины допустимых значений перерезывающих сил и изгибающих моментов.

Как правило, в случае аварии при передаче с аварийного судна информации о повреждении конструкции корпуса в БСБР указывают ориентировочные координаты центра тяжести X и Z пробоины и ее размеры dX , dZ , dY . Именно на базе этой информации предлагается рассмотреть новый метод оперативной оценки состояния судна.

Практический метод расчета

При локальном повреждении конструкции корпуса судна ниже будет рассмотрен практический метод оперативной оценки изменения допустимых значений изгибающих моментов.

Момент сопротивления судна в аварийном поперечном сечении корпуса (для палубы и днища) W , см³, до повреждения определяется следующим образом:

$$W = \frac{M_{sw} + M_w}{\sigma} \cdot 10^3 \quad (1)$$

где:

M_{sw} — изгибающий момент на тихой воде, кНм

M_w — волновой изгибающий момент, кНм

$\sigma = \frac{175}{\eta}$ — расчетный нормативный предел текучести

по нормальным напряжениям, МПа

η — коэффициент использования механических свойств стали

При наличии (из проектной документации) для рассматриваемого сечения значения допустимого изгибающего момента на тихой воде (а также значений M_w и σ , определяемых в соответствии с Правилами [1]) из данного уравнения можно получить значение соответствующего расчетного момента сопротивления W поперечного сечения (палубы и днища) на аварийном участке корпуса судна (без детального расчета геометрических характеристик конструкции судна в рассматриваемом сечении).

Формулу для определения момента сопротивления для днища и палубы можно записать следующим образом [5]:

$$W = \frac{\sum F_i z_i^2 + \sum I_i}{e_{но}} \quad (2)$$

где:

F_i — площади отдельных элементов конструкции в рассматриваемом поперечном сечении судна

z_i — расстояние до нейтральной оси отдельных элементов конструкции

I_i – собственные моменты инерции отдельных элементов конструкции
 e_{HO} – расстояние от нейтральной оси до палубы/днища

Или, упрощая эту формулу для практических расчетов:

$$W = \frac{k_c \Sigma F_i z_i^2}{e_{HO}} \quad (3)$$

где:

k_c – коэффициент, учитывающий собственные моменты инерции элементов конструкции поперечного сечения судна.

Тогда, при потере части конструкции в аварийном сечении судна соответствующий момент сопротивления в рассматриваемом сечении может быть определен следующим образом:

$$W' = \frac{k_c (\Sigma F_i z_i^2 - F_{AB} z_{AB}^2)}{k_e e_{HO}} \quad (4)$$

где:

F_{AB} – «потерянная» площадь конструкции поперечного сечения в месте пробоины

z_{AB} – аппликата центра площади конструкции поперечного сечения в месте пробоины

$k_e = \frac{e'_{HO}}{e_{HO}}$ – коэффициент, учитывающий смещение аппликаты нейтральной при потере части конструкции (e'_{HO}) поперечного сечения при аварии

Преобразуя формулу (4) получим:

$$W' = \frac{W}{k_e} - \frac{k_c F_{AB} z_{AB}^2}{k_e e_{HO}} \quad (5)$$

Новое значение аппликаты нейтральной при потере части конструкции поперечного сечения при аварии может быть определено следующим образом

$$e'_{HO} = \frac{(\Sigma F_i z_i - F_{AB} z_{AB})}{\Sigma F_i - F_{AB}} \quad (6)$$

При использовании предлагаемого подхода коэффициенты k_c , e_{HO} , а также значения M_w , σ , ΣF_i , $\Sigma F_i z_i$ могут быть определены на основании проектной документации и Правил [1],[3],[4] для одного или нескольких сечений по длине судна и сохранены в для цифровой модели судна, которая используется в БСБР.

Тогда, новые значения допустимых изгибающих моментов на тихой воде для аварийного судна в рассматриваемом «аварийном» сечении могут быть определены следующим образом:

$$M'_{sw} = W' \sigma 10^{-3} - M_w \quad (7)$$

В результате для аварийного участка корпуса судна будет получено новое («аварийное») распределение допустимых изгибающих моментов (отмечено как поз.1 на рис. 2), которое может быть

использовано для оценки общей прочности аварийного судна.

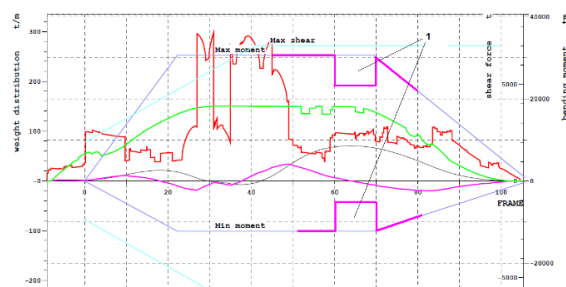


Рис.2. Изменение величины допустимых изгибающих моментов на тихой воде с учетом повреждения корпуса судна

Заключение

Предлагаемый в статье метод оперативной оценки общей прочности после аварии позволит дополнить цифровую модель судна, использующуюся в расчетах параметров безопасного мореплавания, оперативно оценить состояние аварийного судна, что дает возможность инженерам и экипажу принимать быстрые и обоснованные решения по обеспечению живучести или определению момента покидания судна экипажем в случае аварийных ситуаций.

Внедрение метода позволит повысить эффективность оценки технического состояния судна в критических ситуациях и обеспечить высокую скорость вычислений последствий аварии.

Использование данного подхода в составе судовых систем мониторинга или при проведении спасательных операций способствует снижению рисков структурного разрушения корпуса, минимизации экономических потерь и, что особенно важно, повышению безопасности мореплавания.

Перспективным направлением дальнейших исследований является интеграция данного метода в автоматизированные системы БСБР для поддержки принятия решений на судах при оценке остаточного ресурса конструкций в реальном времени, а также учет конкретного волнения на величину допустимого изгибающего момента и допустимых перерезывающих сил в рассматриваемых сечениях судна [8],[9].

При этом, очевидно, что для всех участников жизненного цикла судна необходимы законодательно определенные правила доступа к информационной модели и ее использования для обеспечения цифровой непрерывности информации [10]. Неотъемлемой частью системы являются гармонизированные с ней Правила классификационного общества.

Литература

1. Правила классификации и постройки морских судов. Часть II. Корпус. РМРС. НД № 2-020101-174. СПб, 2024.
2. Резолюция ИМО А.741(18) с поправками // Официальный сайт Международной морской организации (ИМО). URL: <https://www.imo.org>
3. Lloyd's Register, Rules and Regulations for the Classification of Ships, July 2025.

4. DNV Rules for ships and offshore units, July 2024.
5. Тряскин В.М., Лазарев В.Н., Смирнов Ю.А., Курдюмов В.А. Проектирование корпусных конструкций морских судов. Учеб. пособие. — Л.: Изд-во ЛКИ, 1987.
6. 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.
7. 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.
8. Родионов А.А. Эволюция науки о прочности корабля и вектор ее развития, заданный столетие назад. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3-2 (65). С. 10-18.
9. Коршунов В.А., Манухин В.А., Родионов А.А. Применение и сравнение различных методов вычисления предельных изгибающих моментов корпуса судна, Морские интеллектуальные технологии. 2022. № 4 часть 2, С. 27—35.
10. Суслов, А. Н. Влияние исходных данных математической модели бортовых программ на безопасность мореплавания / А. Н. Суслов, О. В. Одегова, Е. А. Жук // Морские интеллектуальные технологии. — 2025. — № 3-1(69). — С. 15-21. — DOI 10.37220/MIT.2025.693.015. — EDN RROXDG.

References

1. Pravila klassifikatsii i postroyki morskikh sudov. Chast II. Korpus. [Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships, Part II Hull, RMRS, 2025] RMRS. ND № 2-020101-174. SPb. 2024
2. Rezolyutsiya IMO A.741(18) s popravkami // Ofitsialnyy sayt Mezhdunarodnoy morskoy organizatsii (IMO) [ISM Code (International Safety Management Code) and Guidelines on Implementation of the ISM Code. Resolution MSC.741(18)] URL: <https://www.imo.org>
3. Lloyd's Register, Rules and Regulations for the Classification of Ships, July 2025.
4. DNV Rules for ships and offshore units, July 2024.
5. Tryaskin V.M., Lazarev V.N., Smirnov Yu.A., Kurdyumov V.A. Projektirovaniye korpusnykh konstruktсий morskikh sudov. Ucheb. posobiye. [Design of the marine vessel hull structure]— L.: Izd-vo LKI. 1987
6. Korshunov V.A., Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A., Kuteynikov M.A. Sravnitelnyy analiz razlichnykh modeley dlya prognozirovaniya volnovykh nagruzok korpusa sudna. Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. [Comparative analysis of various models for predicting wave loads on a ship's hull], 2022; 2(400): 17-23.
7. Korshunov V.A., Kuteynikov M.A., Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Primeneniye pryamykh metodov rascheta k opredeleniyu volnovykh vneshnikh nagruzok dlya otsenki prochnosti korpusa sudna. [Application of direct calculation methods to determine external wave loads for assessing the strength of a ship's hull] Morskiye intellektualnyye tekhnologii. 2023. № 3 chast 2. S. 100-109.
8. Rodionov A.A. Evolyutsiya nauki o prochnosti korablya i vektor eye razvitiya. zadannyi stoletiy nazad. [The evolution of ship strength science and its development vector set a century ago] Morskiye intellektualnyye tekhnologii. 2024. № 3-2 (65). S. 10-18.
9. Korshunov V.A., Manukhin V.A., Rodionov A.A. Primeneniye i sravneniye razlichnykh metodov vychisleniya predelnykh izgibayushchikh momentov korpusa sudna. [Application and comparison of various methods for calculating the ultimate bending moments of a ship's hull] Morskiye intellektualnyye tekhnologii. 2022. № 4 chast 2. S. 27—35.
10. Suslov. A. N. Vliyaniye iskhodnykh dannyykh matematicheskoy modeli bortovykh programm na bezopasnost moreplavaniya [The impact of the initial data of the onboard software mathematical model on maritime safety] / A. N. Suslov. O. V. Odegova. E. A. Zhuk // Morskiye intellektualnyye tekhnologii. — 2025. — № 3-1(69). — S. 15-21. — DOI 10.37220/MIT.2025.693.015. — EDN RROXDG

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

Суслов Александр Николаевич, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры проектирования судов, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: suslov-smtu@yandex.ru

Alexander N. Suslov, Dr. Sci. (Eng.), Docent, Professor of the of ship design department, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190008, Russian Federation, e-mail: suslov-smtu@yandex.ru

Тимофеев Олег Яковлевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры конструкции и технической эксплуатации судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: oleg_timof@mail.ru

Oleg Y. Timofeev, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor of the Department of ship structure and operation of vessels, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: oleg_timof@mail.ru

Одегова Ольга Витальевна, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры проектирования судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: osah@mail.ru

Olga V. Odegova, Ph.D. (Eng), Docent, Docent of the of ship design of ship design, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190008, Russian Federation, e-mail: osah@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 01.06.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.06.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 30.06.2026.

Научная статья

УДК 629.12

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.005>

Методы учёта температурных воздействий на судовые трубопроводы по опыту смежных отраслей

Суслов А.Н.¹ suslov-smtu@yandex.ru, Тимофеев О.Я.¹ oleg_timof@mail.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Статья описывает предварительные исследования по разработке методики анализа напряжённо-деформированного состояния (НДС) судовых трубопроводных систем под действием комплекса внешних нагрузок, характерных для транспортных судов относительно новых архитектурно - конструктивных типов – танкеров для перевозки сжиженных газов наливом. Приводится классификация таких нагрузок, анализируются зарубежные и отечественные нормативные документы по анализу прочности трубопроводов при температурных нагрузках в смежных отраслях, пригодные как основа создания аналогичной методики для судовых трубопроводов. Формулируется постановка задачи анализа НДС судовой трубопроводной системы под действием комплекса нагрузок, характерных для транспортного судна: температурные воздействия, инерционные нагрузки от качки, общие деформации корпуса судна. Приводится описание предварительной двухуровневой методики анализа НДС на примере грузовой системы танкера для перевозки сжиженного природного газа (СПГ).

Ключевые слова: Танкеры сжиженных газов, температурные нагрузки, судовые системы

Для цитирования: Суслов А.Н., Тимофеев О.Я. Методы учёта температурных воздействий на судовые трубопроводы по опыту смежных отраслей, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 46—51. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.005

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.005>

Methods of accounting for temperature effects on ship pipelines based on the experience of related industries

Alexander N. Suslov¹ suslov-smtu@yandex.ru, Oleg Y. Timofeev¹ oleg_timof@mail.ru¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The article describes preliminary studies on the development of a methodology for analyzing the stress-strain state of marine pipeline systems under the influence of a complex of external loads on transport vessels of relatively new architectural and structural types - tankers for the transportation of liquefied gases in bulk. The classification of such loads is given, and foreign and domestic regulatory documents on the analysis of pipeline strength under temperature loads in related industries are analyzed, which are suitable as the basis for creating a similar methodology for ship pipelines. The problem of analyzing the stress-strain state of a ship's pipeline system under the influence of a complex of loads on a transport vessel is formulated: temperature effects, inertial loads from rolling and pitching, general deformations of the vessel's hull. A preliminary two-level stress-strain state analysis methodology is described using the cargo system of a tanker for the transportation of liquefied natural gas as an example

Keywords: Liquefied gas tankers, temperature loads, ship pipeline systems

For citation: Alexander N. Suslov, Oleg Y. Timofeev, Methods of accounting for temperature effects on ship pipelines based on the experience of related industries. Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 46—51. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.005

Введение

Традиционная процедура проектирования судовых трубопроводных систем в части прочности предполагает назначение толщины стенки трубы по внутреннему давлению в системе [9]. Появление и развитие новых типов, таких как танкеры для перевозки сжиженных газов наливом [14, 17, 18, 19], поставило ряд новых инженерных задач по анализу прочности судовых трубопроводных систем. При определении параметров напряжённо – деформированного состояния грузовых и вспомогательных систем таких судов необходимо учитывать следующие факторы:

1. Температура среды в трубопроводе может изменяться от температуры окружающего воздуха с

учётом радиационного нагрева до температуры сжиженного газа, которая в зависимости от характера груза достигает значений [14, 18] от 20.8 °С (альдегид уксусный) до -196°С (азот). При таком диапазоне эксплуатационных температур и протяжённости трубопровода, сопоставимой с длиной судна необходимо учитывать температурные деформации и напряжения в трубопроводной системе.

2. Повышенные или пониженные криогенные температуры вызывают изменения физико-механических свойств материала трубы, учитываемых при анализе прочности.

Определённый опыт такого учёта накоплен в смежных отраслях.

3. В современном судостроении появились технические решения, при которых элементы трубопровода являются также и несущими

элементами конструкции, что к совокупному влиянию внешних факторов добавляет внешние нагрузки на конструкцию.

Целью настоящей работы является анализ нормативной базы и методов расчёта прочности трубопроводов на температурные воздействия в таких смежных отраслях как машиностроение и строительство и формирование аналогичных методов для судовых трубопроводов.

1. Нормативная база по оценке прочности трубопроводных систем

Технические нормы можно условно разделить на две категории:

- Универсальные, содержащие рекомендации и требования для проектирования, производства элементов и монтажа трубопроводных систем без привязки к техническому объекту или отрасли;
- Специализированные, содержащие требования к проектированию и изготовлению трубопроводных систем определённых технических объектов или отрасли промышленности.

К первой категории можно отнести нормы American Society of Mechanical Engineers B31.3-2014 Process Piping. ASME Code for Pressure Piping [3] и [2]. Нормы ASME содержат как общие проектные и технологические требования к размерам трубопроводов из металлических и неметаллических материалов и их элементам (отводам, тройникам, соединениям), так и обширный справочный материал по допускаемым напряжениям в зависимости от марки материала трубопровода и эксплуатационных температур. Справочные данные по характеристикам материала, содержащих значения коэффициентов теплового расширения и модуля нормальной упругости для диапазона температур от -200°C до 375°C. В документе размещены также справочные данные по коэффициентам концентрации напряжений в отводах и тройниках различной конструкции.

Вторая категория нормативных документов (специальные отраслевые) представлена как судостроительными нормами [9, 14, 20, 21, 22], так и нормами применяемыми в промышленном и гражданском строительстве [1, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 11, 13]. Судостроительные нормы высокого уровня представлены кодексом IMO International Gas Code, в котором в явном виде содержатся требования к выполнению анализа напряжённо – деформированного состояния трубопровода под действием температурных нагрузок для танкеров, перевозящих сжиженные газы наливом. Собственно методика анализа не приводится и оставлена на усмотрение классификационного общества. В Правилах РМРС также не содержатся рекомендации или методика оценки НДС трубопроводов под действием температурных и иных нагрузок.

Наиболее близкими нормативными документами к проблеме оценки НДС трубопроводов под действие общих нагрузок (см. Введение) являются нормы, которые содержат требования по проектированию трубопроводов коммунального хозяйства [10] и технологических трубопроводов [7]. Наиболее совершенным является ГОСТ 32388 – 2013 «Трубопроводы технологические. Нормы и методы расчёта на прочность, вибрацию и сейсмические воздействия», который содержит требования к

элементам трубопровода и назначению конструктивных размеров. Укрупнённо ГОСТ 32388 – 2013 состоит из следующих разделов:

- Классификация трубопроводов по эксплуатационным характеристикам, общие требования;
- Нагрузки и воздействия на технологические трубопроводы, их расчётные комбинации;
- Методики поверочных расчётов трубопроводов в целом и отдельных элементов, таких как отводы, переходы, тройники и врезки, заглушки;
- Особенности расчёта криогенных (низкотемпературных) трубопроводов;
- Методики расчета трубопроводных систем на устойчивость и вибрацию;
- Приложения, которые включают практические рекомендации и справочный материал.

В части анализа статической прочности трубопровода под действием внешних нагрузок этот документ упрощённо рекомендует двухуровневую процедуру:

1. Моделирование трубопровода как разветвлённой стержневой пространственной стержневой системы с промежуточными опорами с последующим определением изгибающих моментов и осевых усилий в любой точке трубопроводной системы. Соединительные элементы (отводы, тройники, переходники), также представляются стержневой идеализацией. Участки трубопровода между соединительными элементами анализируются на совместное воздействие изгиба, осевых усилий и внутреннего давления для получения суммарных напряжений и их сопоставления с допускаемыми напряжениями.

2. Соединительные элементы на втором уровне моделируются как оболочечная конструкция заданной геометрии. Соединительный элемент в плоскостях стыковки с участками трубы загружается изгибающими моментами и осевыми усилиями, приведенными к распределённой нагрузке в поверхности оболочки. Дополнительно оболочка – соединительный элемент загружается расчётным давлением в системе.

Система допускаемых напряжений построена относительно предела текучести материала или временного сопротивления учитывает сочетание внешних нагрузок (эксплуатационные, испытательные, аварийные) и температуру стенок материала трубы и соединительных элементов. Аналогичный подход целесообразно применить и для анализа НДС судового трубопровода при внешних воздействиях, включая температурные.

2. Постановка задачи для судовых трубопроводов (криогенные, низкотемпературные, трубопроводы ЭУ)

Необходимо разработать методику численного анализа напряжённо – деформированного состояния судового трубопровода под действием любой комбинации следующих нагрузок и воздействий:

1. Внутреннее давление транспортируемой среды в трубопроводе. Давление может быть эксплуатационным, испытательным и аварийным.
2. Перемещение опор трубопровода, установленных на корпусных конструкциях при общем продольном деформировании корпуса

(вертикальный и горизонтальный изгиб) или при локальном деформировании корпусных конструкций.

3. Температурные нагрузки на трубопроводы, вызванные разностью температур в незаполненном и заполненном транспортируемой средой состоянии. В заполненном состоянии температура стенки трубы равна температуре транспортируемой среды, которая зависит от типа системы: криогенная (температура ниже -120°C), низкотемпературная (температура выше -120°C) или высокотемпературная для систем энергетических установок.

4. Ускорения, вызванные качкой судна с учётом гравитационной составляющей. Инерционные составляющие должны учитывать массу труб, массу теплоизоляции и массу транспортируемой среды в трубе.

5. Численная модель должна, при необходимости, рассчитывать частоты и формы собственных колебаний трубопроводной системы с учётом сосредоточенных масс соединений и арматуры.

Методика должна достоверно определять параметры напряжённо-деформированного состояния не только прямолинейных участков трубопровода, но и для фасонных элементов, таких как отводы, тройники и компенсаторы.

3. Реализация методики оценки напряжённого состояния судовых трубопроводов при внешних воздействиях.

В строительной и машиностроительной отраслях отмечены работы, посвящённые методам оценки НДС протяженных трубопроводов при температурных и иных нагрузках [12]. Особенности конструкции и эксплуатации судовых трубопроводных систем описаны в работах [15, 16, 18, 19, 23]. Методика расчёта НДС судового протяжённого трубопровода по аналогии с [7] построена по двухуровневому принципу.

На первом уровне трубопровод моделируется стержневой системой. На рис. 1 показана модель части трубопроводной системы танкера СПГ [23].

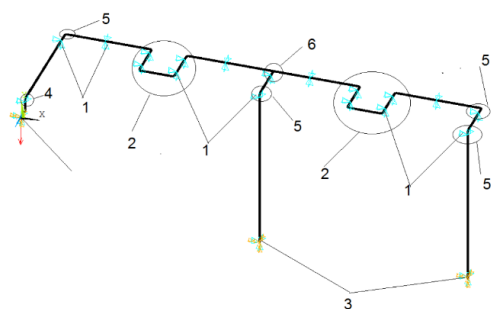


Рис. 1. Стержневая модель грузового трубопровода танкера СПГ вместимостью 172000 м^3 : 1 – опоры трубопровода, 2 – компенсаторы, 3 – точки крепления грузовых насосов в грузовой колонне, 4 – манифольд, 5 – отводы (колена), 6 – тройник.

Такая модель достоверно определяет НДС участков трубопровода между фасонными элементами под действием следующих нагрузок:

- перемещение опор трубопровода под действием продольных деформаций корпуса судна;

- инерционные нагрузки от качки судна с учётом гравитационной составляющей [24]. Ускорения при качке зависят от периодов и амплитуд бортовой и килевой качки и расположения участка трубопровода относительно центра тяжести судна. Погонная масса трубопровода включает массу трубы, массу изоляции и массу транспортируемой среды в трубопроводе;

- температурные нагрузки, которые определяются максимальной разницей эксплуатационных температур стенки трубы.

На рис. 2 показаны результаты численного анализа НДС трубопровода грузовой системы танкера СПГ.

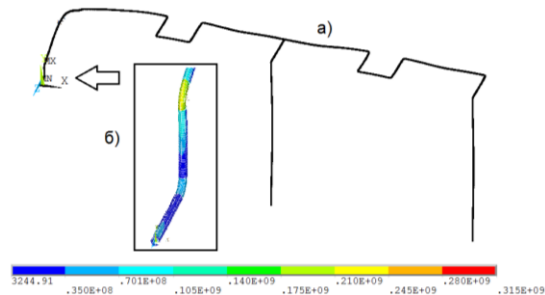


Рис. 2. Результаты анализа НДС трубопровода грузовой системы танкера СПГ: а) – диаграмма эквивалентных напряжений, деформированное состояние, б) район манифольда с максимальными напряжениями.

Постпроцессорная дополнительная обработка результатов расчёта позволяет получить компоненты продольных и кольцевых напряжений в прямолинейных участках трубопровода:

$\sigma_1 = p \cdot \frac{R}{t}$ – кольцевые напряжения в стенке трубы,

$\sigma_2 = \sigma_{M,x} + \sigma_{M,y} + \sigma_N + \sigma_p$ – продольные напряжения в стенке трубы.

$\sigma_{M,x}, \sigma_{M,y}$ – напряжения от изгибающих моментов в поперечном сечении трубы, σ_N – напряжения от осевой силы,

$\sigma_p = \frac{R}{2 \cdot t}$ – продольные напряжения от внутреннего давления p , R – радиус трубы, t – толщина стенки трубы.

На втором уровне выделяются фасонные элементы (отводы, тройники, компенсаторы), которые моделируются оболочечной идеализацией (рис. 3).

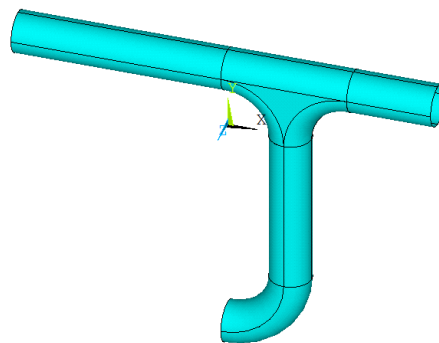


Рис. 3. Оболочечная идеализация группы фасонных элементов.

Оболочечная модель загружается следующими видами воздействий:

- Внутреннее давление в системе;
- Температурные нагрузки;
- Осевые нагрузки и изгибающие моменты от смежных участков трубопровода, полученных на первом уровне. Нагрузки от моментов M преобразуются в распределённые нагрузки в плоскости оболочки (рис. 4) максимальной интенсивностью q_0 по следующей зависимости:

$$q_0 = \frac{M}{\pi \cdot R^2}$$

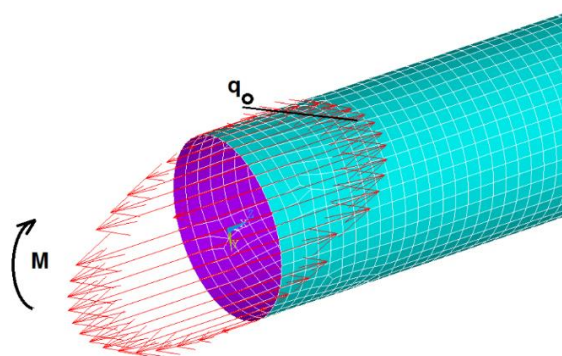


Рис. 4. Распределённая нагрузка в плоскости оболочки от изгибающего момента M .

Результаты анализа показаны на рис. 5 и 6.

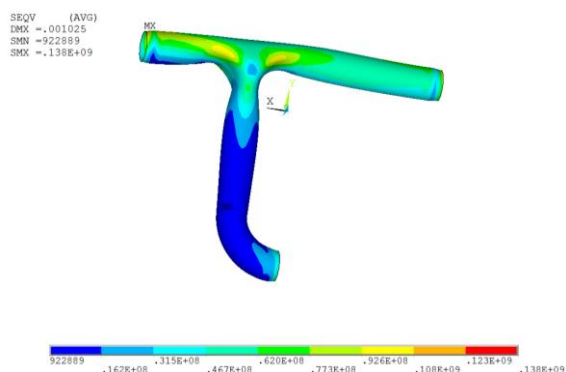


Рис. 5. Диаграмма эквивалентных напряжений для группы фасонных элементов

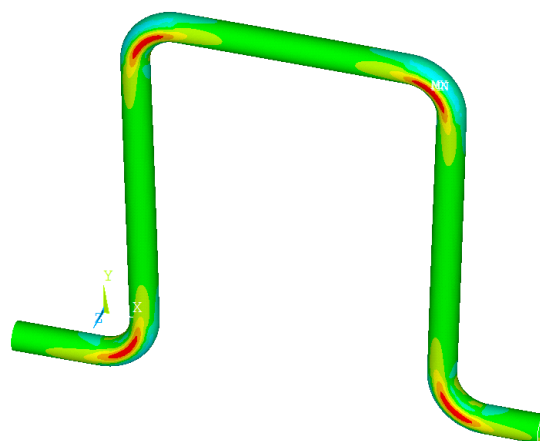


Рис. 6. Диаграмма напряжений для компенсатора под действием внутреннего давления, температуры, перемещения опор и реакции смежных участков.

Заключение

Рассмотрена задача анализа напряжённо-деформированного состояния судовых трубопроводов под действием комплексных нагрузок. По аналогии методик в строительстве и машиностроении предложен двухуровневая процедура, основанная на численном методе, который позволяет с минимальной трудоёмкостью, применяя как стержневую, так и оболочечную реализацию, получать необходимые результаты. Процедура может быть взята за основу при разработке методики оценки НДС судовых трубопроводов большой протяжённости под действием температурных, инерционных нагрузок, внутреннего давления и жесткого перемещения опор трубопровода для танкеров перевозки сжиженных газов наливом, что необходимо требованиями IMO International Gas Code. Аналогичная методика может быть применена для трубопроводов энергетических установок с высокотемпературными средами.

Литература

- 1 ГОСТ 25859-83. Сосуды и аппараты стальные. Нормы и методы расчёта на прочность при малоцикловых нагрузках.
- 2 SM23-1991-Steam Turbines for Mechanical Drive Service. NEMA standards publication, 1991, National Electrical Manufacturers Association
- 3 .ASME B31.3-2014. Process Piping. ASME Code for Pressure Piping, B31. American Society of Mechanical Engineers.
- 4 ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность.
- 5 СА 03-003-07. Расчёты на прочность и вибрацию стальных технологических трубопроводов. Стандарт Ассоциации Экспертных Организаций Техногенных Объектов Повышенной Опасности. Москва, 2007.
- 6 СП 33.13330.2010 Строительные Нормы и Правила. Расчёт на прочность стальных трубопроводов.
- 7 ГОСТ 32388 – 2013. Трубопроводы технологические. Нормы и методы расчёта на прочность, вибрацию и сейсмическое воздействие. Москва, 2014.
- 8 РТМ 38.001-94. Руководящий технический материал. Указания по расчёту на прочность и вибрацию технологических стальных трубопроводов. Минтопэнерго, 1994.
- 9 Правила классификации и постройки морских судов. Часть VIII. Системы и трубопроводы. РМРС. НД № 2-020101-174. СПб, 2025.
- 10 РД 10-400-01. Нормы расчёта на прочность трубопроводов тепловых сетей. СПб, 2002.

- 11 Руководство к проектированию стальных труб и фасонных изделий с тепловой изоляцией из пенополиуретана в защитной оболочке (из полиэтилена/тонколистовой оцинкованной стали). ISOPLUS.
- 12 Саруев А.И., Рудаченко А.В. Исследование напряжённо-деформированного состояния трубопроводов. Издательство Томского Политехнического университета, 2021.
- 13 ГОСТ Р-55596-2013. Сети тепловые. Нормы и методы расчёта на прочность и сейсмическое воздействие. Москва, 2014.
- 14 Правила классификации и постройки судов для перевозки сжиженных газов наливом. Часть VI. Системы и трубопроводы. НД № 2 – 020101-177, СПб, 2025.
- 15 Костылев, И.И., Петухов, В.А. Судовые системы: учебник. СПб.: Изд-во ГМА им. адм. С.О. Макарова, 2010. 417 с.
- 16 Вербицкий С.В., Чеснокова И.Г. Сжиженный природный газ в море: производство, транспортировка, регазификация. Аналитический обзор. – СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2019. 200 с.
- 17 Макаров В.Г. Специальные системы судов-газовозов. Учебник для вузов. Издательство СПбГМТУ. 1997.
- 18 Петухов В.А. Безопасность и эксплуатация газовозов. СПб, Элмор, 1999.
- 19 Зайцев В.В., Коробанов Ю.Н. Суда газовозы. Л.: Судостроение, 1990
- 20 Правила классификации и постройки морских судов. Часть X Котлы, теплообменные аппараты и сосуды под давлением.
- 21 Правила классификации и постройки судов для перевозки сжиженных газов наливом. Часть II Требования к общему расположению.
- 22 Приложения к Правилам классификации и постройки судов для перевозки сжиженных газов наливом. НД № 2-020101-176. РМРС, СПб.
- 23 Кашаева В.Р., Тимофеев О.Я. Грузовые системы танкеров СПГ. Учебное пособие. Издательство СПбГМТУ, СПб, 2024.
- 24 Живица С.Г. Ускорение от качки и их учёт при оценке мореходности судна, стр. 20-33, «Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства», № 68/69, СПб, 2022

References

- 1 GOST 25859-83. Sosudy I apparaty stalnye. Normy i metody rascheta na prochnost pri malociklovyyh nagruzhkah. [Vessels and apparatuses are made of steel. Norms and methods for calculating strength under low-cycle loads].
- 2 SM23-1991-Steam Turbines for Mechanical Drive Service. NEMA standards publication, 1991, National Electrical Manufacturers Association.
- 3 ASME B31.3-2014. Process Piping. ASME Code for Pressure Piping, B31. American Society of Mechanical Engineers.
- 4 GOST 14249-89. Sosudy I apparaty. Normy i metody rascheta na prochnos. [Vessels and apparatuses. Norms and methods of strength calculation].
- 5 SA 03-003-07. Raschety na prochnost I vibraciu stalnyh technologicheskikh truboprovodov. Standard Asociacii Expertnyh organizacii tehnogenykh Obektov Povyschennoi Opasnosti [Calculations for strength and vibration of steel process pipelines. The Standard Of The Association Of Expert Organizations Of Technogenic High-Risk Facilities]. Moscow, 2007.
- 6 SP 33.13330.2010 Stroitelnye Normy I Pravila. Raschet na Prochnost Stalnyh truboprovodov. [Building Codes and Regulations. Calculation of the strength of steel pipelines].
- 7 GOST 32388 – 2013. Truboprovody Tehnologicheskie. Normy i Metody Rascheta na Prochnost, Vibraciu i Sismicheskoe vozdeistvie. [Technological pipelines. Norms and methods of calculation for strength, vibration and seismic impact.] Moscow, 2014.
- 8 RTM 38.001-94. Rukovodayschi Tehnicheskiy Material. Ukazaniya po Raschetu na Prochnost I Vibraciu Tehnologicheskikh Stalnyh Truboprovodov. [Technical guidance material. Guidelines for calculating the strength and vibration of technological steel pipelines.] Mintopenengo, 1994.
- 9 Pravila klassifikacii I postroiki morskikh sudov. Chast VIII. Sistemy I truboprovody. [Rules for the classification and construction of naval vessels. Part VIII. Systems and pipelines.] RMRS. ND № 2-020101-174. SPb, 2025.
- 10 RD 10-400-01. Normy rascheta na prochnost teplovykh setei. [Calculation standards for the strength of pipelines of heating networks.] SPb, 2002.
- 11 Rukovodstvo k proektirovaniu stalnykh trub I fasonykh izdelii s teplovoi izolyaziei iz penopoliiureтана v zaschitnoi obolochke (iz polietilena/tonkolistovoi ozinkovanoi stali) [Guidelines for the design of steel pipes and shaped products with thermal insulation made of polyurethane foam in a protective shell (made of polyethylene/galvanized sheet steel).] ISOPLUS.
- 12 Saruev A.I., Rudachenko A.V. Issledovanie napryashtno-deformirovanogo sostoyaniya truboprovodov. [Investigation of the stress-strain state of pipelines.] Izdatelstvo Tomskogo Polytehnicheskogo universiteta. 2021.
- 13 GOST P-55596-2013. Seti teplovye. Normy b metody rascheta na prochnost I seismicheskoe vosdeistvie. [Thermal networks. Norms and methods of calculation for strength and seismic impact.] Moscow, 2014.
- 14 Pravila klassifikacii I postroiki sudov dlya perevozki skhikhennykh gasov nalivom. Chast VI. Sistemy I truboprovody. Rules for the classification and construction of vessels for the transportation of liquefied gases in bulk. Part VI. Systems and pipelines. RMRS, ND № 2 – 020101-177, SPb, 2025.
- 15 Kostylev I.I., Petukhov V.A. Sudovye sistemy, uchebnik. [Ship systems: a textbook.] SPb.: izd. GMA im. adm. S.O. Makarova, 2010. 417 c.

- 16 Verbickii S.V., Chesnokova I.G. Skhikhennyi pripodnyi gas v more[^] proizvodstvo, transportirovka, regasifikaciya. Analiticheskii obzor. [Liquefied natural gas at sea: production, transportation, regasification. Analytical review.] – SPb, FGUP «Krylovskii gosudarstvennyi nauchnyi centr», 2019. 200 p.
- 17 Makarov V.G. Specialnye sistemy sudov gazovozov. Uchebnik dlya vuzoz. [Special systems of gas carriers. Textbook for universities.] Izdatel'stvo SPbGMTU. 1997.
- 18 Petukhov V.A. Bezopasnost I expluanaciya gazovozov. [Safety and operation of gas carriers.] SPb, Elmop, 1999.
- 19 Zaitzev V.V., Korobanov U.N. Suda gazovozy [Gas carriers.] Leningrad: Sudostroenie, 1990
- 20 Pravila klassifikazii I postroiki morskikh sudov. Chast X. Kotly, teploobmennye apparaty I sosudy pod davleniem. [Rules for the classification and construction of naval vessels. Part X. Boilers, heat exchangers, and pressure vessels.] RMRS, 2020
- 21 Pravila klassifikazii I postroiki sudov dlya perevozki skhikhennykh gasov nalivom. Chast II. Trebovaniya k obschemu raspoloscheniu. Rules for the classification and construction of vessels for the transportation of liquefied gases in bulk. Part II General arrangement requirements. RMRS, ND № 2-020101-176-2, SPb, 2025.
- 22 Prilozheniya k Pravilam klassifikatsii i postrojki sudov dlya perevozki szhizhennykh gazov nalivom. [Appendices to the Rules for the Classification and Construction of Vessels for the Carriage of Liquefied Gases in Bulk.] ND № 2-020101-176. RMRS, SPb.
- 23 Kashaeva V.R., Timofeev O.Ya. Gruzovye sistemy tankerov SPG. Uchebnoe posobie. [Cargo systems of SPG tankers. The training manual.] Izdatel'stvo SPbGMTU, SPb, 2024.
- 24 Zhivica S.G. Uskorenie ot kachki i ih uchyot pri ocenke morehodnosti sudna. [Acceleration from pitching and their consideration in assessing the seaworthiness of the vessel], p. 20-33, «Nauchno-tehnicheskij sbornik Rossijskogo morskogo registra sudohodstva», № 68/69, SPb, 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

Суслов Александр Николаевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры проектирования судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: suslov-smtu@yandex.ru

Alexander N. Suslov, Dr. Sci. (Eng), Professor, Professor of the Department of ship design, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: suslov-smtu@yandex.ru

Тимофеев Олег Яковлевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры конструкции и технической эксплуатации судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: oleg_timof@mail.ru

Oleg Y. Timofeev, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor of the Department of ship structure and operation of vessels, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: oleg_timof@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 10.06.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.06.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 30.06.2026.

Научная статья

УДК 531.391.1:532.5.011

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.006>

Сравнительное расчетное проектирование полисферических и подкрепленных цилиндрических основных корпусов небольшого диаметра по Правилам Российского морского регистра

Жестков К.Г.¹, Плеснева А.С.²¹ЦКБ МТ «Рубин», ²Российский морской регистр судоходства

Аннотация. В статье представлены результаты сравнительного расчетного проектирования основных корпусов полисферического и цилиндрического конструктивных типов для подводных аппаратов с рабочей глубиной погружения от 2000 до 6000 м. Проектирование выполнено для корпусов небольшого диаметра (2-3 м), изготовленных из высокопрочных сталей и титановых сплавов. Полисферические корпуса состоят из трех сферических секций, соединенных переходными кольцами. Цилиндрические корпуса имеют регулярное подкрепление внутренними тавровыми шпангоутами и ограничены концевыми полусферическими переборками. В качестве переходной формы корпуса приведены результаты рассмотрения цилиндрических корпусов с усиленными шпангоутами. Расчеты цилиндрических корпусов выполнены по методике «Правил классификации и постройки обитаемых подводных аппаратов и судовых водолазных комплексов» Российского морского регистра судоходства (Правил РС), 2022 г. Расчеты полисферических корпусов основаны на комбинации методики и нормативной базы Правил РС и доработанных традиционных решений технической теории оболочек. На основе полученных результатов построены графические зависимости для высокопрочных сталей и титановых сплавов, отражающие связь между физико-механическими свойствами материала и такими параметрами корпуса, как плавучесть и отношение массы к объемному водоизмещению. Введено понятие модифицированного параметра относительной прочности и жесткости материала и соответствующих обобщенных кривых, из которых следует, что целевым материалом для перспективного проектирования обитаемых подводных аппаратов с полисферическим корпусом при глубине погружения около 6000 м является сплав на основе титана с обобщенной прочностной характеристикой порядка 1100 МПа при удельном весе основного корпуса 0,7 т/м³.

Ключевые слова: измеритель корпуса, многосферный корпус, основной корпус, параметр относительной прочности и жесткости материала, подводный аппарат, полисферический корпус, прочность, сферическая оболочка, цилиндрическая оболочка.

Для цитирования: Жестков К.Г., Плеснева А.С. Сравнительное расчетное проектирование полисферических и подкрепленных цилиндрических основных корпусов небольшого диаметра по Правилам Российского морского регистра. Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 52—61. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.006

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.006>

Comparative structural design of the small-diameter polyspherical and cylindrical reinforced pressure hulls according to the Rules of the Russian Maritime Register

Kirill G. Zhestkov¹, Alexandra S. Plesneva²¹The Central Design Bureau for Marine Engineering "RUBIN", ²Russian Maritime Register of Shipping

Abstract. The article provides the results of comparative structural design of the polyspherical and cylindrical pressure hulls for submersibles with working diving depth from 2000 to 6000 m. The design was carried out for the small-diameter pressure hulls (2-3 m) made of high-strength steels and titanium alloys. The polyspherical hulls consist of three spherical compartments connected by transition rings. The cylindrical hulls are reinforced with regular internal frames and bounded by hemispherical bulkheads. The cylindrical hulls with main (heavy) frames are also considered as a transitional type of pressure hull. The algorithm for structural analysis of cylindrical hulls is based on the methodology of the "Rules for the Classification and Construction of manned submersibles and ship's diving systems" of the Russian Maritime Register of Shipping (the RS Rules), 2022. The structural analysis of polyspherical hulls is based on a combination of the methodology and the regulatory framework of the RS Rules and modified conventional solutions of the applied theory of shells. Based on the results obtained, there are constructed series of graphical dependences for high-strength steels and titanium alloys, reflecting the relationship between the physical & mechanical properties of material and such hull parameters as buoyancy and ratio of weight to displacement volume. The modified parameter of relative strength and stiffness of material was introduced and corresponding generalized curves were suggested. The required goal material such as titanium alloy with limit strength of 1100 MPa follows from the curves for the advance design of submersibles working at diving depth of 6000 m, having the specific weight of hull at 0,7 ton/m³.

Key words: cylindrical shell, multi-spherical hull, parameter of relative strength and stiffness of material, pressure hull, polyspherical hull, specific weight, spherical shell, strength, submersible.

For citation: Kirill G. Zhestkov, Alexandra S. Plesneva, Comparative structural design of the small-diameter polyspherical and cylindrical reinforced pressure hulls according to the Rules of the Russian Maritime Register. Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 52—61. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.006

Введение

Подводные аппараты применяются в различных областях науки и промышленности для выполнения широкого спектра задач. В общем случае принято выделять подводные аппараты (ПА) трех основных типов: обитаемые – ОПА, телеуправляемые необитаемые – ТНПА, автономные необитаемые – АНПА. Простые операции могут выполнять АНПА и ТНПА рабочего класса. В случаях, когда невозможно обеспечить устойчивую связь с местом проведения работ или условия среды нестабильны и не поддаются достоверному прогнозу, для быстрого принятия решений на месте требуется оператор, специалист высокой квалификации. Функциональные возможности ОПА определяются технологичностью установленного на нем рабочего оборудования (манипуляторов и т.п.), помимо которого ОПА может нести на себе НПА, что позволяет проводить работы на больших глубинах, в труднодоступных и узких пространствах. Наиболее известный пример применения такой связки – исследование обломков «Титаника» с помощью ОПА «МИР-1» и «МИР-2» (экспедиции под руководством А.М. Сагалевича и Дж. Кэмерона). Необходимость постройки современных глубоководных ОПА подтверждается накопленным опытом проведения подводных исследований и многолетней практикой эксплуатации ОПА.

Целью настоящей работы является выявление эффективности применения различных типов основных корпусов (ОК) ОПА для больших глубин путем сравнительного расчетного проектирования на основе действующих «Правил классификации и постройки обитаемых подводных аппаратов и судовых водолазных комплексов» Российского морского регистра судоходства (Правил РС) [1]. В процессе проектирования рассмотрены практически реализуемые типы ОК и материалы, отвечающие возможностям современного уровня развития технологий. Исследованию подлежали корпуса полисферического (многосферного [3]) и цилиндрического конструктивных типов небольшого диаметра. Полисферические корпуса были приняты состоящими из трех сферических секций, соединенных вварными переходными кольцами. Цилиндрические корпуса приняты ограниченными концевыми полусферическими переборками. В качестве подкрепления для корпусов были выбраны внутренние шпангоуты сварного таврового профиля.

1. Исходные данные для расчета

1.1. Глубины погружения. Расчетное давление

Диапазон рассматриваемых глубин H : 2000 м – наименьшая, требуемая для изучения Байкала;

6000 м – наибольшая, на которой, как отмечал д.т.н. А.М. Сагалевич, находится около 90 % дна Мирового океана.

Расчетное давление P определено по формуле (пункт 3.2.1 части II Правил РС [1]):

$$P = 0,01 \cdot (H + 50), \text{ МПа.} \quad (1)$$

1.2. Материалы ОК

Традиционными материалами для основных корпусов ОПА являются высокопрочные стали и титановые сплавы. Из металлических материалов может также применяться алюминий и сплавы на его основе¹. При изготовлении ОК ОПА находят также применение различные полимерные материалы. Наиболее известные из них – акриловые пластики и полимерно-композитные материалы (ПКМ). Однако физико-механические свойства ОК из акрилового пластика, прежде всего трещиностойкость и удельная прочность, уступают аналогичным характеристикам ОК из традиционных материалов. Negативный опыт эксплуатации «Титана»², корпус которого был изготовлен из углепластиковых композитов, показал, что ПКМ хуже воспринимают циклические нагрузки и требуют проведения дополнительных исследований их усталостной прочности в течение длительного воздействия агрессивной подводной среды. Практика постройки отечественных глубоководных ОПА до недавнего времени была полностью сконцентрирована на ОК из традиционных материалов. Изготовление ОК из полимерных материалов и ПКМ для ОПА, перед которыми стоит задача погружений на глубины более 1000 м, остается пока единичным явлением.

Для расчета корпусов приняты высокопрочные стали и титановые сплавы, как наиболее доказавшие свою работоспособность, широко применяемые на сегодняшний день и сохраняющие перспективы применения на ближайшие десятилетия (табл. 1).

Таблица 1

Физико-механические свойства материалов

Характеристика	Сталь	Титан
Плотность, ρ_m , т/м ³	7,85	4,45
Модуль Юнга, E , 10 ⁵ МПа	2,00	1,15
Коэффициент Пуассона, ν	0,3	0,3
Обобщенная прочностная характеристика*, σ_0	σ_T	σ_n
Примечание: * для высокопрочных сталей – предел текучести (σ_T); для титановых сплавов – условный предел ползучести (σ_n) [8]		

Условный предел ползучести σ_n титановых сплавов можно определить, как $X\%$ от σ_T , $X \leq 100$.

¹ Свойства ранее изучены на примере «Алюминаута», Reynolds Metals Company, 1964 г.

² OceanGate Company, с 2018 по 2023 гг.

По результатам испытаний в нормальных условиях, описанных в [8], определен диапазон $77 \leq X \leq 100$. Большие глубины погружения для рассматриваемых ОК обуславливают возможность учета пределов текучести и холодной ползучести титановых сплавов на сжатие в условиях, отличных от нормальных: при пониженной температуре ОК (от 0°C до 5°C) в морской воде, с целью уточнения расчетных значений допускаемых напряжений.

Принятые исходные данные приведены в табл. 2. Обозначения 162-х расчетных вариантов имеют вид:

Ст_Н2D2S8 – Ti_Н6D3S10
[Материал]_[Н, км][D, м][S, 100 МПа]

Таблица 2

Исходные данные для расчета

Характеристика	Значение
Глубина погружения, Н, км	2, 4, 6
Диаметр ОК, D, м	2, 2,5, 3
Обобщенная прочностная характеристика, σ_0 , МПа	785, 880, 980 (S)
Материалы ОК	высокопрочные стали (Ст), титановые сплавы (Ti).

Особенности технологии изготовления оболочек ОК, концевых переборок, а также, переходных колец и способы соединения их кромок со сферами не рассматривались, за исключением учета отклонений оболочек от правильной формы.

2. Полисферический корпус «ПС»

При сравнительном расчетном проектировании в качестве исходного рассматривался трехсекционный полисферический корпус, составленный из сферических оболочек одинаковых диаметров D и толщин S_s , соединенных переходными кольцами, параметры которых ограничены условиями:

$$r_n \geq 0,5 (R + 0,5S_s) \quad (2)$$

$$b \leq (2 \dots 2,5) t \quad (3)$$

$$r_n - t \geq 400 \text{ мм}, \quad (4)$$

где r_n , t , b – наружный радиус, толщина и ширина кольца соответственно; R – радиус сферической оболочки, измеренный по срединной поверхности.

2.1 Расчет параметров сферической оболочки

Согласно методике [1], при известных D и H, выполнен расчет параметров сферической оболочки: определение ее толщины из условий прочности и устойчивости по средним сжимающим напряжениям при заданных отклонениях от правильной формы $0,01 \cdot R$. При назначении номинальной толщины в конструкции ОК необходимо учитывать утонение оболочки при штамповке и механической обработке.

Расчетное внешнее давление P приведено к срединной поверхности оболочки средней толщины:

$$P_{\text{сф}} = P \cdot \left(\frac{R + 0,5 \cdot S_s}{R} \right)^2. \quad (5)$$

2.2 Расчет параметров соединительного кольца и оболочки в районе кольца

Расчетное проектирование узлов соединения сфер посредством переходных колец выполнялось на основе нормативной базы Правил [1], конечно-элементного (КЭ) моделирования и доработанных решений технической теории оболочек. Отдельной методики проектирования и анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) ОК данного типа не приводится как в отечественных, так и в аналогичных зарубежных нормативных документах.

Для разработки аналитической расчетной схемы узлов соединения сферических секций было взято за основу решение А.И. Кудрина [7]. При раскрытии статической неопределенности узла применялась исходная формула из [7] для тангенциальных перемещений относительно оси симметрии ОК:

$$u_k = (2\sigma_{\text{нар}} - (1 + \nu)\sigma_{\text{внут}}) \cdot \frac{r_n}{E}, \quad (6)$$

где u_k – перемещение внутренней кромки сферического сегмента в районе выреза под действием тангенциальных усилий; $\sigma_{\text{нар}}$ и $\sigma_{\text{внут}}$ – мембранные напряжения в сфере на удалении и на кромке выреза соответственно (давления на наружном и внутреннем диаметрах толстостенного цилиндра в плоской задаче Ламе).

При принятых в (2) – (4) размерах кольца решение [7] дает, наряду с равномерным радиальным обжатием сферы, завышенное тангенциальное перемещение и приводит к завышенному радиальному обжатию переходного кольца (по данным КЭ моделирования). При $\sigma_{\text{нар}} = \sigma_{\text{внут}}$ тангенциальное перемещение (6) равно осесимметричному обжатию изотропной круглой пластины толщины S_s и радиуса r_n . Если же из формулы (6) вычесть это осесимметричное перемещение круглой пластины, то получится зависимость для тангенциальных перемещений не относительно оси симметрии полисферического корпуса, а относительно точки (сечения) соединения сферической оболочки с переходным кольцом. Следовательно, модифицированная формула для тангенциальных перемещений будет иметь вид:

$$\begin{aligned} u &= u_k - u_{\text{ип}} = \\ &= (2\sigma_{\text{нар}} - (1 + \nu)\sigma_{\text{внут}}) \cdot \frac{r_n}{E} - (1 - \nu)\sigma_{\text{внут}} \cdot \frac{r_n}{E} = \\ &= 2 \cdot (\sigma_{\text{нар}} - \sigma_{\text{внут}}) \cdot \frac{r_n}{E}. \end{aligned} \quad (7)$$

Применение такого подхода дает решение аналогичное [7], но уже хорошо совпадающее с результатами, полученными по методу конечных элементов (МКЭ): расхождение линеаризованных напряжений с исходным решением (6) составляет 15-20 %; с модифицированным решением (7) – 3-5 %.

Расчетная схема узла соединения сферы и кольца изображена на рис. 1 и 2.

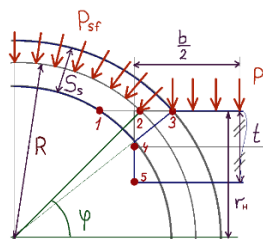


Рис. 1. Схема нагрузки и точки расчетных напряжений

Числами на рис. 1 обозначены точки, в которых определены расчетные напряжения:

- 1 – $\sigma_{(1)}$, суммарные (местные мембранные + изгибные) на внутреннем радиусе сферы ($\sigma_{(1)окр}$ – окружные и $\sigma_{(1)пр}$ – продольные);
- 2 – $\sigma_{(2)}$, местные мембранные на срединной поверхности сферы в точке соединения с кольцом ($\sigma_{(2)окр}$ – окружные и $\sigma_{(2)пр}$ – продольные);
- 3 – $\sigma_{(3)}$, суммарные (местные мембранные + изгибные) на наружном радиусе сферы ($\sigma_{(3)окр}$ – окружные и $\sigma_{(3)пр}$ – продольные);
- 4 – $\sigma_{(4)}$, общие мембранные (окружные) в переходном кольце;
- 5 – $\sigma_{(5)}$, местные мембранные на внутреннем радиусе кольца (окружные напряжения).

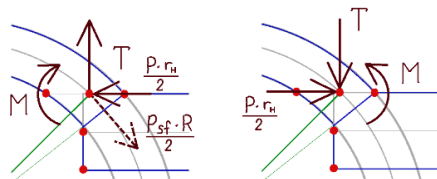


Рис. 2. Усилия взаимодействия (на кромке выреза в сфере и кромке переходного кольца)

Усилия взаимодействия (погонные радиальные усилия T и изгибающие моменты M) определяются, с учетом (7), из условий совместности угловых (8) и линейных (9) перемещений соединяемых элементов – переходного кольца и сферической оболочки – в зависимости от назначенных размеров кольца:

$$\begin{aligned} & \frac{3,3 \cdot R}{E \cdot S_s^2} \cdot \left(\frac{P \cdot r_n}{2} \cdot \cos(\varphi) - T \cdot \sin(\varphi) \right) + \\ & + \frac{8,48 \cdot R}{E \cdot S_s^2 \cdot \sqrt{R \cdot S_s}} \cdot M = \vartheta_{шс} \cdot (1 - \chi); \quad (8) \\ & \left(\frac{P_{сф} \cdot R}{S_s} - 2 \cdot \left[\frac{T}{S_s} \cdot \cos(\varphi) + \frac{P \cdot r_n}{2 \cdot S_s} \cdot \sin(\varphi) \right] \right) \cdot \\ & \cdot \frac{r_n}{E} \cdot \cos(\varphi) + \frac{P_{сф} \cdot R^2}{2 \cdot E \cdot S_s} \cdot (1 - \nu) \cdot \sin(\varphi) - \\ & - \frac{2,57 \cdot R^2}{E \cdot S_s \cdot \sqrt{R \cdot S_s}} \cdot \left(T - \frac{P \cdot R}{2} \cdot \cos(\varphi) \right) \cdot \sin^2(\varphi) + \\ & + \frac{3,3 \cdot R}{E \cdot S_s^2} \cdot M \cdot \sin(\varphi) = \\ & = \left(T + P \cdot \left[\frac{b}{2} - S_s \cdot \cos(\varphi) \right] \right) \cdot \frac{(2 \cdot r_n - t) \cdot r_n}{E \cdot b \cdot t}; \quad (9) \end{aligned}$$

где $\vartheta_{шс}$ – угол поворота из решения для шарнирного соединения сферы с переходным кольцом.

Для определения корректного значения коэффициента опорной пары χ упругой заделки сферической оболочки на переходном кольце проведен анализ напряжений, вычисленных по МКЭ

и по аналитической расчетной схеме с различными χ (от 0,5 до 1,0). Из результатов анализа следует, что угол поворота $\vartheta_{шс}$ кромки выреза в сфере можно определять из условия жесткой заделки $\chi = 1$. При больших S_s значение χ может снижаться до 0,7 - 0,8.

Расчетная схема определения НДС должна быть дополнена анализом устойчивости на сжатие с кручением переходного кольца и сферических оболочек в районе переходного кольца. Такой расчетной схемы устойчивости упруго заделанного кольца не имеется в Правилах РС. Устойчивость же сферы косвенно учтена при выборе толщины с учетом значительных ($0,01 \cdot R$) отклонений сферы от правильной формы, которые, как правило, в наибольшей степени локализуются в районе переходных колец и другого сварного насыщения. В данной работе оценка устойчивости переходных колец выполнялась с применением зависимостей для усиленных шпангоутов по Правилам РС [1].

3. Регулярно подкрепленный цилиндрический корпус «Ц1»

3.1 Переход от полисферической к цилиндрической форме ОК

Основой для сравнительного расчетного проектирования ОК полисферической и цилиндрической форм выбрано условие постоянства внутреннего объема – V_0 , и длины – L , ОК (рис. 3). Следовательно, диаметр цилиндрического ОК несколько меньше указанного в обозначении исходного полисферического расчетного варианта.

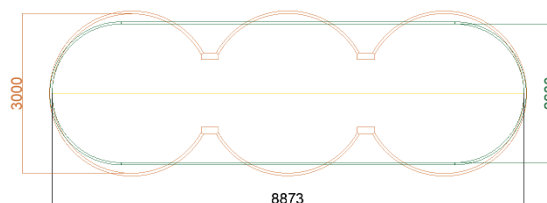


Рис. 3. Переход от полисферического к цилиндрическому ОК для варианта Ст_Н2Д3С8

Такой подход позволяет при размещении блоков плавучести (БП) обеспечить близкие размерения подводных аппаратов с ОК указанных типов: в случае цилиндрического ОК БП располагаются вокруг цилиндрической части; в случае полисферического – в нишах между сферами. Потери объема, вызванные внутренним набором в цилиндрической оболочке, не учитываются и считаются равнозначными потерям, обусловленным неудобствами компоновки в сферах.

3.2 Расчет параметров подкрепленной цилиндрической оболочки

Расчетное проектирование ОК цилиндрической формы выполнялось по Правилам РС. Сравнение значений напряжений, полученных аналитически, с результатами твердотельного КЭ моделирования подтвердило, что методика для цилиндрического корпуса, представленная в Правилах РС, позволяет получить значения напряжений с точностью достаточной для проектирования конструкций. Проектирование подкрепленной цилиндрической

оболочки произведено с учетом ряда общепринятых и указанных в [1] конструктивных и технологических ограничений (рис. 4).

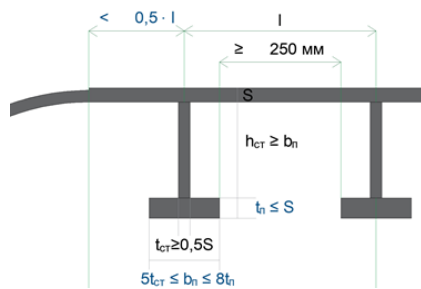


Рис. 4. Конструктивные и технологические ограничения цилиндрического ОК

На рис. 4 приведены обозначения следующих параметров проектирования цилиндрического ОК:

l – шпация,

$h_{ст}$ – высота стенки шпангоута,

$t_{ст}$ – толщина стенки шпангоута,

b_n – ширина свободного пояса шпангоута,

t_n – толщина свободного пояса шпангоута,

$S_{ц}$ – толщина цилиндрической оболочки ОК.

Согласно методике [1], при известных L , D , H и материале ОК (σ_0 , E , ν), выполнен расчет параметров подкрепленной цилиндрической оболочки: подбор толщины $S_{ц}$ и характеристик внутреннего подкрепления (шпации l и параметров поперечного сечения шпангоута: $h_{ст}$, $t_{ст}$, b_n , t_n). Назначение перечисленных параметров произведено из условия обеспечения минимальных избыточных запасов по нормируемым в [1] критериям прочности и устойчивости. Расчет теоретического критического давления общей потери устойчивости ОК со шпангоутами произведен по выражению из методики [2], что соответствует формуле д.т.н. В.М. Рябова, представленной, также, в других источниках [3].

Расчет параметров прочных полусферических оконечностей выполнен по [1], как для замкнутой сферической оболочки.

4. Цилиндрический корпус с усиленными шпангоутами «Ц2»

4.1 Установка усиленных шпангоутов

Цилиндрический ОК с усиленными шпангоутами (УШ) можно считать переходным типом между цилиндрическим ОК с регулярным подкреплением без УШ и полисферическим ОК (рис. 5, а).

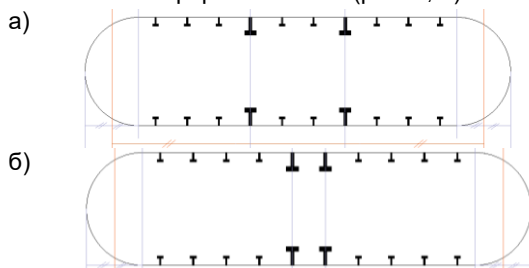


Рис. 5. Варианты установки УШ в ОК

Как показали расчеты, чем ближе друг к другу расположены УШ, тем меньшие их размеры

требуются для обеспечения общей устойчивости цилиндрической части ОК и тем меньшую массу имеют ОК, поэтому далее представлены результаты расчетного проектирования с двумя УШ посередине корпуса на расстоянии одной шпации (рис. 5, б).

4.2 Расчет цилиндрического ОК с УШ

Расчет параметров цилиндрической оболочки, подкрепленной регулярными и усиленными шпангоутами произведен в соответствии с описанными выше ограничениями (рис. 4) по методике [1] с необходимой заменой в формулах параметров регулярного подкрепления на соответствующие параметры УШ. Расчет прочных полусферических оконечностей соответствует расчету замкнутой сферической оболочки [1].

5. Анализ результатов расчета. Сравнение с результатами, полученными по МКЭ

5.1 Измерители спроектированных ОК

Комплексный параметр, позволяющий сравнить массовые и объемные характеристики, – измеритель

$$q_{пк} = \frac{m}{V}, \text{ т/м}^3, \quad (10)$$

где: V – наружный объем ОК, м^3 ; m – масса ОК, т .

Полученные в результате проведенных расчетов значения $q_{пк}$ представлены в табл. 3 - 8.

Таблица 3

Измерители ОК из стали 785 МПа (S8)

т/м ³	ПС	Ц1	Ц2	ПС	Ц1	Ц2	ПС	Ц1	Ц2
D3	0,73	0,75	0,78	1,16	1,23	1,32	1,57	1,76	1,90
D2,5	0,73	0,76	0,78	1,16	1,22	1,33	1,57	1,79	1,93
D2	0,73	0,78	0,79	1,16	1,25	1,33	1,60	1,80	1,94
М	Н2			Н4			Н6		

Таблица 4

Измерители ОК из стали 880 МПа (S9)

т/м ³	ПС	Ц1	Ц2	ПС	Ц1	Ц2	ПС	Ц1	Ц2
D3	0,68	0,69	0,71	1,07	1,12	1,20	1,43	1,58	1,71
D2,5	0,69	0,71	0,70	1,07	1,11	1,21	1,43	1,61	1,72
D2	0,69	0,73	0,73	1,07	1,15	1,22	1,42	1,59	1,73
М	Н2			Н4			Н6		

Таблица 5

Измерители ОК из стали 980 МПа (S10)

т/м ³	ПС	Ц1	Ц2	ПС	Ц1	Ц2	ПС	Ц1	Ц2
D3	0,65	0,65	0,66	1,00	1,04	1,12	1,32	1,43	1,56
D2,5	0,64	0,67	0,67	1,00	1,05	1,12	1,32	1,44	1,56
D2	0,64	0,69	0,68	0,99	1,08	1,13	1,32	1,47	1,56
М	Н2			Н4			Н6		

Таблица 6

Измерители ОК из титанового сплава 785 МПа (S8)

т/м ³	ПС	Ц1	Ц2	ПС	Ц1	Ц2	ПС	Ц1	Ц2
D3	0,43	0,44	0,78	0,67	0,70	1,32	0,90	1,00	1,90
D2,5	0,43	0,44	0,78	0,67	0,70	1,33	0,90	1,02	1,93
D2	0,44	0,46	0,79	0,67	0,72	1,33	0,89	1,03	1,94
М	Н2			Н4			Н6		

Таблица 7

Измерители ОК из титанового сплава 880 МПа (S9)

т/м ³	ПС	Ц1	Ц2	ПС	Ц1	Ц2	ПС	Ц1	Ц2
D3	0,41	0,41	0,71	0,62	0,64	1,20	0,82	0,90	1,71
D2,5	0,41	0,42	0,70	0,62	0,65	1,21	0,82	0,91	1,72
D2	0,41	0,43	0,73	0,62	0,66	1,22	0,82	0,91	1,73
М	Н2			Н4			Н6		

Таблица 8

Измерители ОК из титанового сплава 980 МПа (S10)

Т/М³	ПС	Ц1	Ц2	ПС	Ц1	Ц2	ПС	Ц1	Ц2
D3	0,39	0,39	0,66	0,59	0,60	1,12	0,77	0,82	1,56
D2,5	0,39	0,40	0,67	0,58	0,60	1,12	0,77	0,83	1,56
D2	0,40	0,41	0,68	0,59	0,62	1,13	0,77	0,84	1,56
М	Н2			Н4			Н6		

В представленных значениях q_{pk} наблюдается ряд закономерностей, которые позволили объединить полученные результаты при построении графических зависимостей:

- 1) Близость q_{pk} у аналогичных по конструктивному типу ОК при разных диаметрах;
- 2) Одинаковые тенденции в изменении q_{pk} у аналогичных по типу ОК из разных материалов.

5.2 Сравнение аналитического решения с результатами КЭ моделирования

Твердотельные конечно-элементные модели ОК полисферического и цилиндрического типов (рис. 6, 7) выборочно построены для расчетных вариантов Ст_Н2D2S8, Ст_Н4D2,5S9, Ст_Н6D3S10, Ti_Н2D2S8, Ti_Н4D2,5S9, Ti_Н6D3S10.

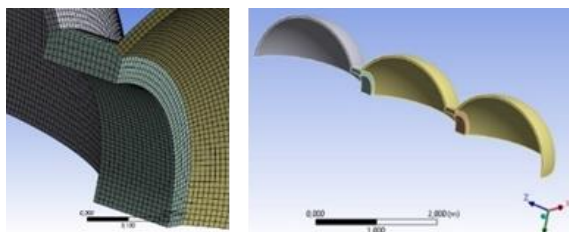


Рис. 6. КЭ модель полисферического ОК

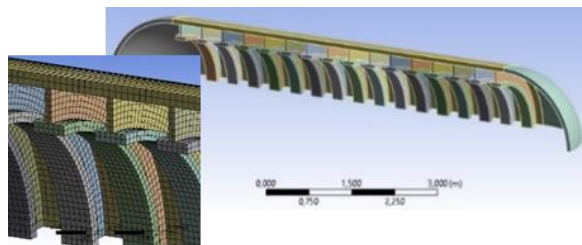


Рис. 7. КЭ модель цилиндрического ОК

Таблица 9

Сравнение с МКЭ: ПС «Ст_Н2D2S8»

Напряжения	МКЭ, напряжения линеаризованы	Аналитический расчет	ΔΔ, %
$\sigma_{(1)окр}$, МПа	-466,2	-462,3	1
$\sigma_{(1)пр}$, МПа	9,8	-4,4	55
$\sigma_{(2)окр}$, МПа	-559,2	-544,6	3
$\sigma_{(2)пр}$, МПа	-282,7	-279	1
$\sigma_{(3)окр}$, МПа	-652,3	-627	4
$\sigma_{(3)пр}$, МПа	-575,2	-533,6	7
$\sigma_{(4)}$, МПа	-517,2	-504,1	3
$\sigma_{(5)}$, МПа	-559,8	-556,1	1
Перемещения	КЭ модель	Аналитический расчет	ΔΔ, %
Δ^* , мм	1,17	1,17	0
Примечание: * по КЭ модели – наибольшие радиальные перемещения переходного кольца			

Таблица 10

Сравнение с МКЭ: Ц1 «Ti_Н6D3S10»

Напряжения	КЭ модель	Аналитический расчет	ΔΔ, %
σ_2^0 , МПа	-622,0	-609,8	2
σ_1' , МПа	-716,3	-776,1	8
$\sigma_{2-шп}^{ст-шп}$, МПа	-208,3	-218,5	5
$\sigma_{2-шп}^n$, МПа	-576,7	-582,2	1
Стык цилиндрической оболочки и полусферической оконечности ОК			
σ_2 , МПа	-564,6 (0,91 σ_2^0)		
σ_1 , МПа	-540,8 (0,75 σ_1')		
Примечания:			
σ_2^0 – окружные напряжения в обшивке посередине шпации;			
σ_1' – суммарные продольные напряжения в обшивке ОК у шпангоута;			
$\sigma_{2-шп}^{ст-шп}$ – радиальные напряжения в стенке шпангоута;			
$\sigma_{2-шп}^n$ – окружные напряжения в свободном пояске шпангоута;			
σ_2 – окружные напряжения в обшивке;			
σ_1 – продольные напряжения в обшивке.			

Результаты сравнения аналитического решения и МКЭ на примерах конкретных расчетных вариантов представлены в табл. 9 - 10, в которых

$$\Delta\Delta = \frac{|\sigma_A| - |\sigma_{КЭ}|}{|\sigma_{КЭ}|} \cdot 100 \%. \quad (11)$$

6. Оценка изменения постоянного плавучего объема вследствие обжатия

6.1 Оценка требуемого объема блоков плавучести

Для оценки изменения постоянного плавучего объема был произведен учет обжатия корпуса и блоков плавучести. Для оценки объема БП принят критерий обеспечения плавучести ОК, с учетом запаса водоизмещения. Расчет объема БП произведен из условия обеспечения требуемой плавучести ОК поскольку на ранних стадиях проектирования недостаточно информации для формирования статей нагрузки ОПА. Предполагается, что расчет плавучести прочих элементов ОПА проводится на более поздних этапах проектирования, при назначении конкретных моделей оборудования. Для БП выбран подходящий по прочностным свойствам сферопластик ЭДС-600ТЕ.

Запас плавучести (ЗП) принят равным 3 % от водоизмещения (пункт 2.1.2 части IV Правил РС [1]). Водоизмещение ОПА (В) определяется по формуле (13) через статистический коэффициент КЗ, определенный из выборки n современных ОПА с подходящими D и H:

$$K3 = \frac{\sum_{i=1}^n K3_i}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{V_{OKi}}{M_i}}{n}, \quad (12)$$

где V_{OKi} – наружный объем ОК i-го ОПА, M_i – масса i-го ОПА, тогда

$$B = \frac{V}{K3}. \quad (13)$$

По определению [1], [6], ЗП – это объем конструкций, вышедший из воды в надводном положении ОПА:

$$ЗП = V_{общий} - V_{погруженный} = B + V_{сф} - \frac{M + V_{сф} \cdot \rho_{сф}}{\rho_B} = 0,03 \cdot \frac{V}{K3}, \quad (14)$$

где $V_{\text{сф}}$ – объем сферопластика, ρ_v – расчетная плотность воды, $1,025 \text{ т/м}^3$.

Расчет объема сферопластика должен учитывать поправку на компенсацию отрицательной плавучести, возникающей в процессе погружения ОПА как вследствие обжатия ОК, БП и других водоизмещающих элементов ОПА, так и изменения свойств среды (плотности, солености, температуры).

6.2 Оценка обжатия блоков плавучести

Относительные потери водоизмещающего объема сферопластика, вызванные его обжатием на глубине, соответствующей расчетному давлению P :

$$\Delta V_{\text{БП}} = \frac{P}{K} \cdot 100\% = \frac{3 \cdot P \cdot (1 - 2 \cdot \nu_{\text{БП}})}{E_{\text{БП}}} \cdot 100\%, \quad (15)$$

где K – объемный модуль упругости сферопластика, принятый равным как для условно изотропного тела; $E_{\text{БП}}$ и $\nu_{\text{БП}}$ – соответственно, модуль нормальной упругости и коэффициент Пуассона сферопластика. Расчетные значения $\Delta V_{\text{БП}}$ приведены в табл. 11.

Таблица 11

Изменение объема блоков плавучести

$P, \text{ МПа}$	$\Delta V_{\text{БП}}, \%$
20,5	0,7
40,5	1,5
60,5	2,2

6.3 Оценка обжатия ОК

Относительные потери водоизмещающего объема ОК вследствие обжатия определялись по аналитическим зависимостям для полисферического и цилиндрического ОК. По результатам расчетов, ΔV для всех исследуемых расчетных вариантов не превышает 1 %.

7. Графические зависимости между физико-механическими свойствами материала и параметрами ОК

7.1 Графические зависимости $q_{\text{ПК}}$ и μ

По результатам расчетного проектирования (табл. 3 - 8) построены характерные графические зависимости (рис. 8) измерителя $q_{\text{ПК}}$ в виде функции рабочей глубины погружения от 2000 м до 6000 м для высокопрочных сталей и титановых сплавов, для ОК с диаметрами 2, 2,5 и 3 м. Они позволяют оценить плавучесть корпуса ОПА с известными H , D , типом корпуса и материалом или подобрать какой-либо из указанных параметров при заданных прочих.

7.2 Графические зависимости $q_{\text{ПК}}$ и μ

Далее, произведено осреднение значений $q_{\text{ПК}}$, соответствующих трем диаметрам, по столбцам расчетных таблиц 3 - 8. Для расчетных вариантов определен параметр относительной прочности и жесткости материала μ по формуле [4], [9]:

$$\mu = \frac{k \cdot P \cdot E}{2 \cdot \sigma_0^2}, \quad (16)$$

где k – коэффициент безопасности, принимаемый для ОПА равным 1,5 [1].

На рис. 9 сведены графики $q_{\text{ПК}}$ в функции от μ независимо от диаметра ОК. Графики (рис. 9) позволяют не задавать диаметр и определять

конструктивный тип ОК, подходящий для ОПА. Некоторое неудобство применения графиков заключается в том, что они имеют смешанный характер, наложение и различный масштаб зависимостей для разных типов ОК, материалов и обобщенных прочностных характеристик.

7.3 Графические зависимости $\bar{V}$ и $\bar{\mu}$

Далее, графики для $q_{\text{ПК}}$ и μ (рис. 9) приведены к более наглядному виду с помощью эквивалентных им характеристик – объема $\bar{V}$ и параметра $\bar{\mu}$ (рис. 10).

Относительный объем материала основного корпуса соответствующего конструктивного типа:

$$\bar{V} = \frac{V_m}{V} \cdot 100\% = \frac{V_m}{m} \cdot q_{\text{ПК}} \cdot 100\% = \frac{q_{\text{ПК}}}{\rho_m} \cdot 100\%, \quad (18)$$

где V_m – объем материала ОК; m – масса ОК.

Модифицированный параметр относительной прочности и жесткости материала корпуса:

$$\bar{\mu} = \mu \cdot \frac{\rho_v}{\rho_m} = \frac{k \cdot P \cdot E}{2 \cdot \sigma_0^2} \cdot \frac{\rho_v}{\rho_m}. \quad (17)$$

Близкий характер кривых для ОК из сталей и ОК из титановых сплавов на графических зависимостях $\bar{V}$ и $\bar{\mu}$ (рис. 10) указывает на то, что параметр $\bar{\mu}$ является почти универсальным для материалов с близкими значениями удельных жесткостей E/ρ_m . Осреднение по $\bar{V}$ и $\bar{\mu}$ зависимостей рис. 10 приводит к построению обобщенных кривых $\bar{V}(\bar{\mu})$ (рис. 11). Они позволяют оценить, какой материал подойдет для обеспечения необходимой плавучести ОК с заданными конструктивным типом и глубиной.

Вводимый здесь модифицированный параметр $\bar{\mu}$ в указанном виде не встречается в литературе. Эффективность применения параметра $\bar{\mu}$, в дополнение к параметру μ , проявляется при больших глубинах погружения ОПА и умеренных значениях σ_0 , то есть при $\bar{\mu} \geq 0,5$.

Так, к примеру, при $H = 6000 \text{ м}$, для корпусов полисферического типа из титановых сплавов, при условии выполнения традиционного критерия рационального проектирования $q_{\text{ПК}_T} = 0,7 \text{ т/м}^3$ [3], подойдет материал с $\bar{\mu} \approx 1,0$, то есть с $\sigma_0 \approx 1100 \text{ МПа}$. При заданных отклонениях от правильной формы это целевой материал для проработки облика перспективного ОПА.

Другой материал, имеющий близкое значение удельной жесткости к титану и стали, который, возможно, найдет применение при изготовлении ОК ОПА для больших глубин – сплавы на основе алюминия. Горизонталь $q_{\text{ПК}_\text{Al}} = 0,7 \text{ т/м}^3$ расположена выше построенных кривых на уровне $\bar{V} \approx 26 \%$.

Использование высокопрочных сталей для ОК ОПА с $H > 4000 \text{ м}$ превращает ОПА в батискаф: диапазон $q_{\text{ПК}_\text{Ст}} = 0,7 \text{ т/м}^3$ и $q_{\text{ПК}_\text{Ст}} = 1,0 \text{ т/м}^3$, ограничивающий использование стали в соответствии с традиционными критериями рационального проектирования, пересекает построенные кривые в нижней части – на уровне $\bar{V} \approx 9 \%$ и $\bar{V} \approx 13 \%$ соответственно.

8. Анализ полученных результатов. Выводы

Представленные в работе графики построены для ОК, спроектированных, в основном, по Правилам

РС [1] в соответствии с нормами, отклонениями от правильной формы, коэффициентами безопасности и допускаемыми напряжениями, указанными в [1]. Точка, соответствующая ОПА «МИР» [5], формулы (19, 20), расположена несколько ниже $H = 6000$ м на графике обобщенных кривых (рис. 11), так как эти ОПА построены в других допусках, отличных от Правил РС [1], и имеют простой сферический ОК.

$$\bar{\mu} = \frac{k \cdot P \cdot E}{2 \cdot \sigma_0^2} \cdot \frac{\rho_v}{\rho_m} \approx \quad (19)$$

$$\approx \frac{1,5 \cdot 60,5 \cdot 20000}{2 \cdot 1470^2} \cdot \frac{1,025}{7,850} \approx 0,55;$$

$$\bar{v} = \frac{V_m}{V} \cdot 100 \% \approx 11 \% . \quad (20)$$

Представленные кривые позволяют установить зависимости между свойствами материала и характеристиками ОК. Кроме представленного участка исходных данных (табл. 1, 2), графики имеют возможности для экстраполяции на другие глубины и материалы с близкими удельными жесткостями.

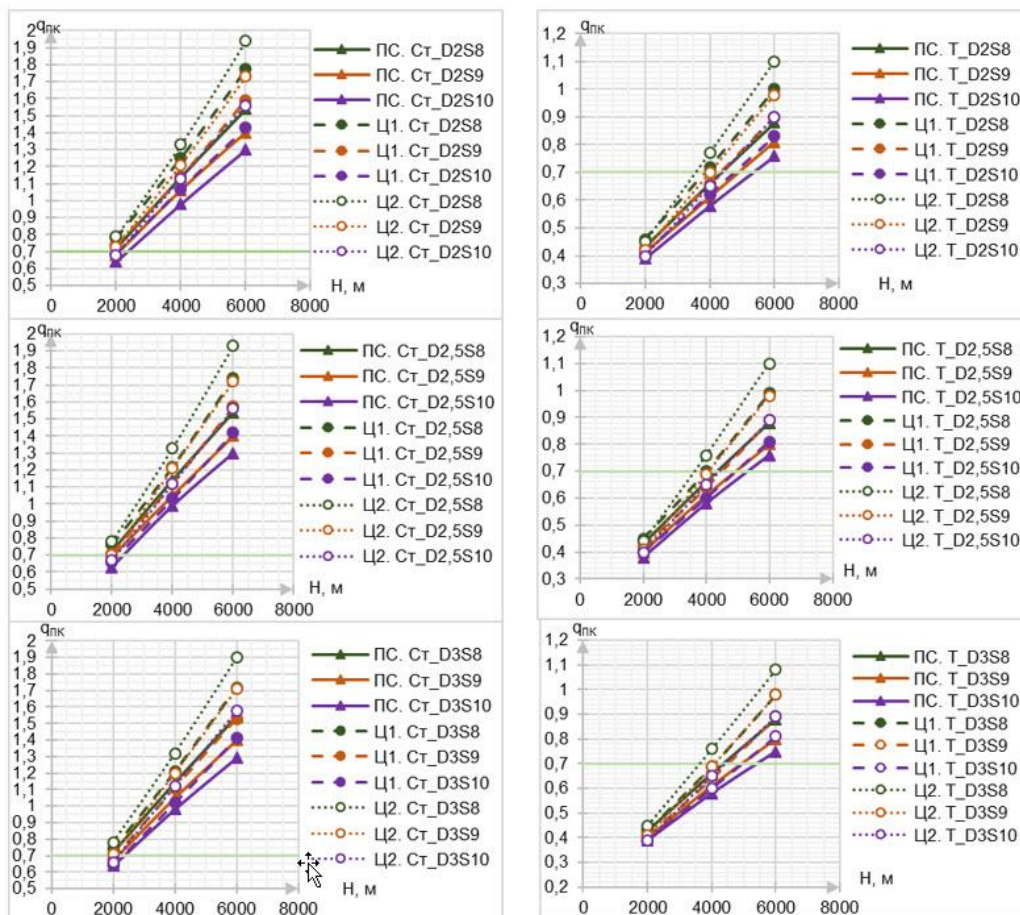


Рис. 8. Графические зависимости q_{pk} и H

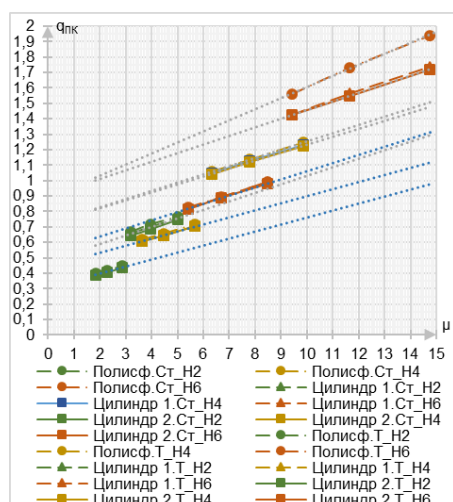


Рис. 9. Графические зависимости q_{pk} и μ

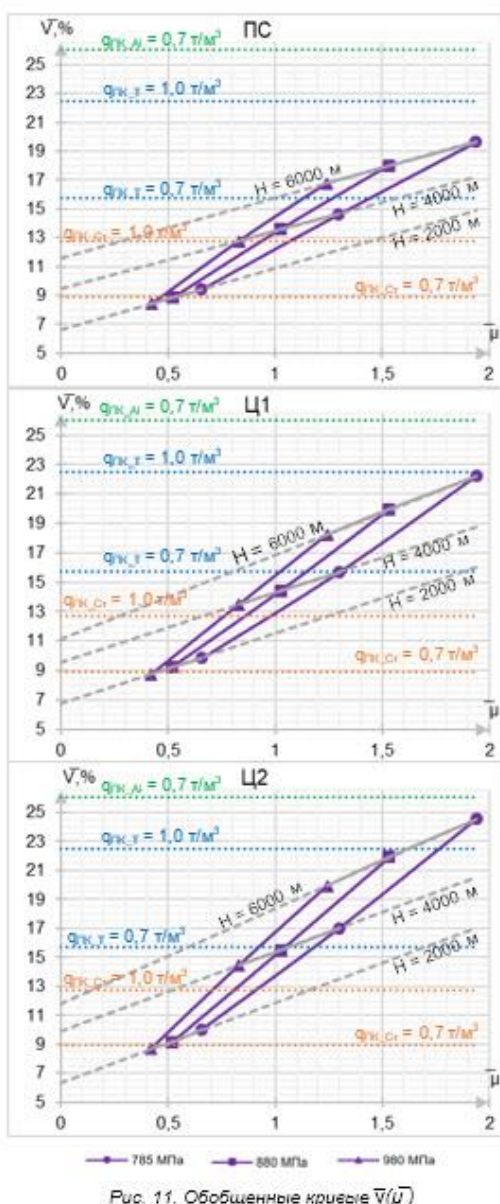
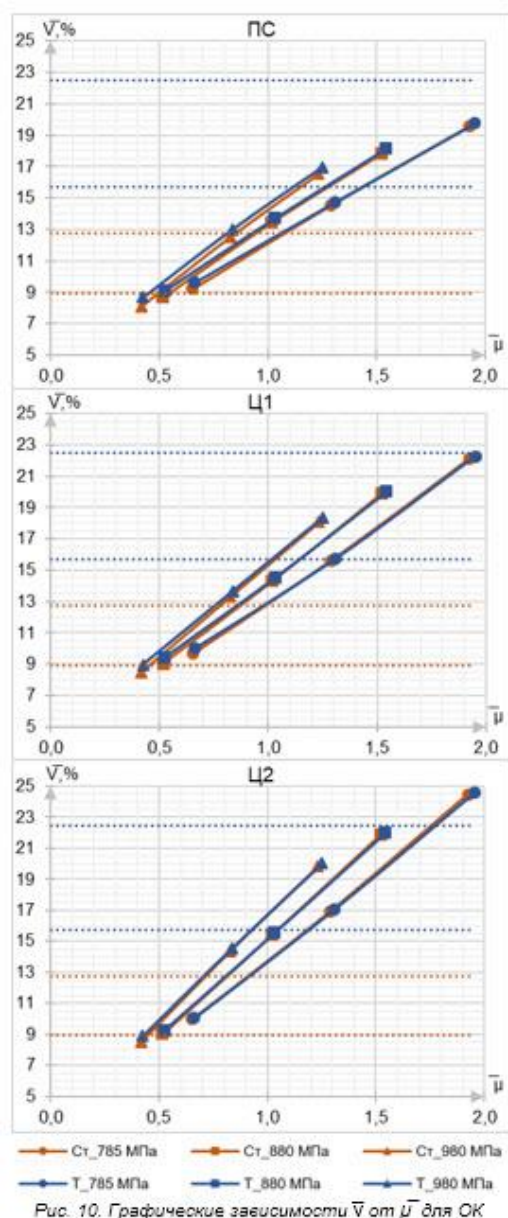
Заключение

Обобщенные кривые показывают для диапазона глубин наиболее предпочтительные материалы и типы корпусов. Следует вывод о целесообразности применения подкрепленных цилиндрических корпусов для рабочих глубин погружения до 2 км и эффективности полисферических корпусов на глубинах свыше 2 км, что дополняет подобный вывод А.Н. Дмитриева, полученный для чистых сфер [6].

Практическая значимость проведенного исследования заключается, также, в выявлении возможностей оптимизации и автоматизации проектных решений при разработке ПА с ОК указанных конструктивных типов. Кроме того, рассмотренные в исследовании методики расчета ОК могут быть использованы при разработке специализированного программного обеспечения РС для проектирования новых и проверки

существующих ПА на соответствие требованиям Правил. В настоящее время подобные комплексы

автоматической проверки существуют только для надводных судов.



Литература

1. Правила классификации и постройки обитаемых подводных аппаратов и судовых водолазных комплексов // НД № 2-020201-022. – РМРС. – СПб, 2022. – 286 с.
2. Правила классификации и постройки обитаемых подводных аппаратов и глубоководных водолазных комплексов. Бюллетень изменений и дополнений № 1. – Регистр СССР. – Ленинград, 1988. – 72 с.
3. Александров В.Л., Глозман М.К., Ростовцев Д.М., Сиверс Н.Л. Проектирование конструкций основного корпуса подводных аппаратов: учебник. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 1994. – 435 с.
4. Богданович В.П., Постнов В.А., Рынский М.В., Фрумен А.И. Оболочки в форме сопряженных круговых выпукло-вогнутых дуг. – СПб.: СПМБМ «Малахит». Сборник ИТО № 65, 1994. – с. 50-64.
5. Григоров М.Ю., Райская С.Д., Ломакин И.А. Мировой опыт развития обитаемых подводных аппаратов предельных глубин погружения // Труды Крыловского государственного научного центра. – СПб.: ФГУП «КГНЦ», 2024. – № 1(407). – с. 147-160.
6. Дмитриев А.Н. Проектирование подводных аппаратов. – Л.: Судостроение, 1978. – 237 с.
7. Кудрин А.И. Расчет напряжений в сферическом днище с подкрепленным круговым отверстием // Судостроение. – СПб.: Судостроение, 1976. – № 7 (464). – с. 19-20.
8. Михайлов Э.Ю., Нигматуллин В.И., Рыбакина О.Г., Строгонова О.А., Тумашик Г.А. Холодная ползучесть титановых сплавов и её учёт при расчёте несущей способности корпусных конструкций // Труды Крыловского государственного научного центра. – СПб.: ФГУП «КГНЦ», 2020. – Т.1, № 391. – с. 50-63.

9. Томашевский В.Т., Асташенко О.Г., Яковлев В.С. Прочность подводной лодки. – СПб.: Изд-во ВМА имени Н.Г. Кузнецова, 1994. – 660 с.

References

1. Pravila klassifikatsii i postroyki obitaemykh podvodnykh apparatov i sudovykh vodolaznykh kompleksov [Rules for the classification and construction of manned submersibles and ship's diving systems]. ND № 2-020201-022. – RMRS. – SPb, 2022. – 286 s.
2. Pravila klassifikatsii i postroyki obitaemykh podvodnykh apparatov i glubokovodnykh vodolaznykh kompleksov. – [Rules for the classification and construction of manned submersibles and deepsea diving systems]. – Registr SSSR. – Leningrad, 1988. – 72 s.
3. Aleksandrov V.L., Glizman M.K., Rostovtsev D.M., Sivert N.L. Proektirovanie konstruktsii osnovnogo korpusa podvodnykh apparatov [Structural design of pressure hull of submersibles]: uchebnik. – SPb.: Izd. centr SPbGMTU, 1994. – 435 s.
4. Bogdanovich V.P., Postnov V.A., Rynskiy M.V., Frumen A.I. Obolochki v forme sopryazhennykh krugovykh vypuklo-vognutykh dug [Shells in the shape of the circular convexo-concave conjugated arcs.]. – SPb.: SPMBM «Malakhit». Sbornik ITO №65, 1994. – s. 50-64.
5. Grigorov M.YU., Rayskaya S.D., Lomakin I.A. Mirovoy opyt razvitiya obitayemykh podvodnykh apparatov predel'nykh glubin pogruzheniya [World experience in the development of manned submersibles of extreme diving depths] // Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. – SPb.: FGUP «KGNTs», 2024. – T.1, №1(407). – s. 147-160.
6. Dmitriev A.N. Proektirovanie podvodnykh apparatov [Design of submersibles]. – L.: Sudostroenie, 1978. – 237 s.
7. Kudrin A.I. Raschet napryazheniy v sfericheskom dnishche s podkreplennym krugovym otverstiem [Stress calculation in a spherical bottom with a reinforced circular hole] // Sudostroenie. – SPb.: Sudostroenie, 1976. – № 7 (464). – s. 19-20.
8. Mikhaylov E.Yu., Nigmatullin V.I., Rybakina O.G., Stroganova O.A., Tumashik G.A. Kholodnaya polzuchest' titanovykh splavov i ee uchet pri raschete nesushchey sposobnosti korpusnykh konstruktsey [Cold creep of titanium alloys and its consideration when calculating the bearing capacity of hull structures] // Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. – SPb.: FGUP «KGNTs», 2020. – T.1, № 391. – s. 50-63.
9. Tomashevskiy V.T., Astashenko O.G., Yakovlev V.S. Prochnost' podvodnoy lodki [The strength of submarine]. – SPb.: Izd-vo VMA imeni N.G. Kuznetsova, 1994. – 660 s.

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

Жестков Кирилл Геннадьевич, ведущий конструктор ЦКБ МТ «Рубин», Санкт-Петербург, Российская Федерация.

Kirill G. Zhestkov, Leading structural engineer, Central Design Bureau of Marine Engineering "RUBIN", St. Petersburg, Russian Federation.

Плеснева Александра Сергеевна, специалист отдела технического наблюдения за морскими нефтегазовыми сооружениями, Российский морской регистр судоходства, Санкт-Петербург, Российская Федерация.

Alexandra S. Plesneva, Specialist of the Department of Technical Supervision of Offshore Oil and Gas Facilities Technical Supervision Department, Russian Maritime Register of Shipping St. Petersburg, Russian Federation.

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 14.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.06.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 29.06.2026.

Научная статья

УДК 629.12:539.433

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.007>

Буксировка необитаемого подводного аппарата на гибком кабель-тросе по течению заданного профиля

Котенков Р.А.¹ rkotenkov388@gmail.com, Кутын И.М.¹ ivankutin84@gmail.com,
Бабанин Н.В.¹ nikolai-babanin@mail.ru

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Научно-исследовательские суда оснащены разнообразными лебедками, грузоподъемными с металлическими тросами и кабель-тросовыми для передачи энергии и данных в реальном времени, предназначенными для выполнения широкого спектра задач: от зондирования глубин и буксировки датчиков до развертывания буйковых станций и работы с проточными системами анализа воды. В связи с этим возникает потребность в их проектировании и точных расчетах.

Задача расчета конфигурации гибкого кабель-троса при буксировке необитаемого подводного аппарата в зависимости от профиля течения и скорости буксировки ранее решалась с использованием дискретной модели, состоящей из сферических элементов. Такой подход и геометрия существенно отклонялись от реальных характеристик троса, что снижало точность гидродинамических и механических расчетов. В настоящей работе задача переформулирована для большего приближения к реалистичности: сферические сегменты заменены на цилиндрические с учетом фактического поперечного сечения, а в узлах соединения введена конструктивная жесткость, моделирующая реальное поведение троса. Это позволяет более точно описывать равновесие системы с распределенными параметрами при постоянной скорости буксировки методом обращения движения из теории корабля.

Ключевые слова: жесткий кабель-трос, буксировка, подводный объект, течение профиля, конфигурация.

Для цитирования: Котенков Р.А., Кутын И.М., Бабанин Н.В. Буксировка необитаемого подводного аппарата на гибком кабель-тросе по течению заданного профиля, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 62—67. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.007

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.007>

Towing an unmanned underwater vehicle on a flexible cable-rope along a given profile

Rodion A. Kotenkov¹ rkotenkov388@gmail.com, Ivan M. Kutyin¹ ivankutin84@gmail.com,
Nikolay V. Babanin¹ nikolai-babanin@mail.ru

¹St Petersburg state Marine Technical University, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. Research vessels are equipped with a variety of winches, hoists with metal cables, and cable-tethered systems for transmitting energy and real-time data, which are designed to perform a wide range of tasks, from probing depths and towing sensors to deploying buoy stations and operating flow-through water analysis systems. This requires the design and accurate calculations of these systems.

The problem of calculating the configuration of a flexible cable-rope during the towing of an unmanned underwater vehicle, depending on the flow profile and the towing speed, was previously solved using a discrete model consisting of spherical elements. This approach and geometry significantly deviated from the actual characteristics of the cable-rope, which reduced the accuracy of hydrodynamic and mechanical calculations. In this paper, the problem has been reformulated to improve its realism: spherical segments have been replaced with cylindrical segments, taking into account the actual cross-section, and structural rigidity has been introduced at the connection points to model the actual behavior of the cable-rope. This allows for a more accurate description of the equilibrium of a system with distributed parameters at a constant towing speed using the method of motion reversal from ship theory.

Keywords: hard cable-rope, towing, underwater object, profile current, configuration.

For citation: Rodion A. Kotenkov, Ivan M. Kutyin, Nikolay V. Babanin. Towing an uninhabited underwater vehicle on a flexible cable tether along a given profile, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 62—67. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.007

Введение

Морские экспедиции требуют точных океанографических измерений, включая зондирование глубин, буксировку датчиков и развертывание автономных систем мониторинга. Для этого научно-исследовательские и вспомогательные суда оснащаются специализированными лебедками:

грузоподъемными с металлическими тросами или кабель-тросовыми для передачи энергии и данных в реальном времени. Гидравлические, электрические и комбинированные модели от ведущих производителей дополняются инновационными конструкциями для стационарных установок. Гибкий кабель-трос с подводным аппаратом (ПО) образует систему с распределенными параметрами и бесконечным числом степеней свободы, что

усложняет аналитическое решение. Авторы предлагают дискретизацию на конечные элементы, адаптированную для современных вычислительных платформ и численных итераций.

Математическая модель задачи

Корабль буксирует подводный объект (ПО) заданной формы и отрицательной плавучести на гибком кабель-тросе. Заданы характеристики кабель-троса: длина кабель-троса, диаметр, отрицательная плавучесть погонного метра. Буксировка осуществляется по прямой с постоянной скоростью. Требуется определить конфигурацию кабель-троса и положение ПО по отношению к судну (рис. 1). Профиль течения (зависимость скорости течения от глубины) и скорость буксировки известны.

Для построения физической модели задачи воспользуемся методом прямого конструирования [5, 7, 8, 9], представляя кабель-трос в виде последовательности однотипных элементов (рис. 1). При этом будем полагать, что типовой элемент модели кабель-троса состоит из абсолютно твердого стержня заданной длины. Отрицательная плавучесть и сопротивление воды элемента модели кабель-троса приложены в центре стержня. Однотипность элементов позволяет при записи расчетного алгоритма воспользоваться рекуррентными зависимостями, что очень удобно при организации численного расчета. Такой подход позволил, как уже было указано выше, вместо механической системы с бесконечным числом степеней свободы рассматривать систему с конечным, хотя и большим, числом степеней свободы. Очевидно, что кроме элементов модели кабель-троса, общая модель задачи должна включать модель ПО [1, 2, 3, 4, 11, 12].

При разработке математической модели задачи воспользуемся широко используемым приемом обращения движения [1, 2, 3], позволяющим вместо процесса движения элементов модели кабель-троса в жидкости рассматривать процесс обтекания этих элементов жидкостью. Постоянство скорости обтекания элемента модели на любой глубине позволяет рассматривать задачу в квазистатической постановке.

Для получения системы алгебраических уравнений, описывающих состояние равновесия всех элементов принятой физической модели, рассмотрим сначала схему сил, действующих на ПО (рис. 2). Силы на схеме: приложенная в точке G отрицательная плавучесть $\vec{p}_0$, сила гидродинамического давления $\vec{R}_0$, а так же приложенная в точке O сила реакции со стороны первого элемента модели кабель-троса $\vec{T}_1$ [2, 3]. Запишем уравнения равновесия ПО [4, 7, 9]:

$$\sum F_x = 0 = R_{x0} - T_{1x} = R_{x0} - T_1 \cos \beta_1; \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 = p_0 - T_{1y} - R_{y0} = p_0 - T_1 \sin \beta_1 - R_{y0}; \quad (2)$$

$$\sum M_O = 0 = p_0 \cdot b \cos \alpha - R_{x0} \cdot b \sin \alpha - R_{y0} \cdot b \cos \alpha. \quad (3)$$

Дополним уравнения равновесия выражениями для составляющих гидродинамической силы по [2, 3]:

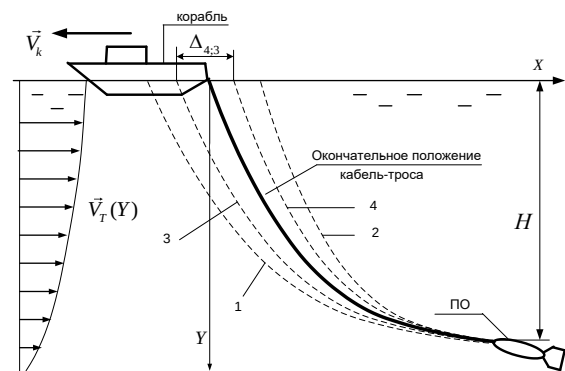


Рис. 1. Буксировка ПО на гибком кабель-тросе

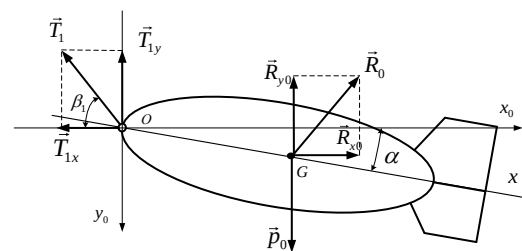


Рис. 2. Силовая схема для ПО

$$R_{x0} = c_x(\alpha) \frac{\rho V^2}{2} d^2; R_{y0} = c_y(\alpha) \frac{\rho V^2}{2} d^2; \quad (4)$$

здесь $c_x(\alpha)$, $c_y(\alpha)$ – коэффициенты сопротивления и подъемной силы (они для заданного ПО определяются экспериментально как функции угла атаки α); $b = OG$ – расстояние до центра приложения силы гидродинамического давления, расстояние до центра тяжести, d – характерный размер ПО, p_0 – его отрицательная плавучесть.

Величины $b, d, c_x(\alpha), c_y(\alpha), p_0$ – входят в состав исходных данных.

Замечание: значение скорости обтекания ПО будет

$$V = V_k + V_T(Y_0), \quad (5)$$

где Y_0 – глубина погружения ПО.

Дополним математическую модель задачи уравнениями равновесия каждого элемента кабель-троса (рис. 3):

$$\sum F_x = 0 = R_{ix} + T_{ix} - T_{(i+1)x}; \quad (6)$$

$$\sum F_y = 0 = p_i + T_{iy} - R_{iy} - T_{(i+1)y}; \quad (7)$$

$$\begin{aligned} M_{oi} = 0 = & -2T_{iy} \cdot \cos \beta_i l - p_i \cdot \cos \beta_i l + \\ & \sum + R_{iy} \cdot \cos \beta_i l + 2T_{ix} \sin \beta_i l + R_{ix} \sin \beta_i l - c(\beta_{i+1} - \beta_i). \end{aligned} \quad (8)$$

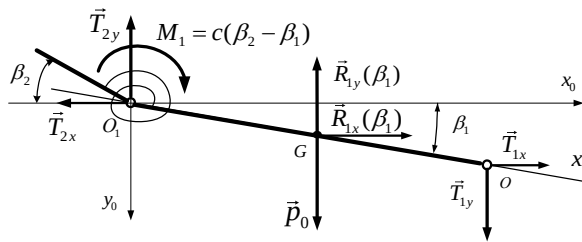


Рис. 3. Силовая схема конечного элемента троса

где $R_{x1} = c_x(\beta) \frac{\rho V^2}{2} Sl$; $R_{y1} = c_y(\beta) \frac{\rho V^2}{2} Sl$ – сила гидродинамического сопротивления элемента троса;
 $S = \pi \cdot r^2$ – площадь поперечного сечения элемента троса;

$p_1 = p \cdot l$ – отрицательная плавучесть элемента троса;

l – длина участка троса (число участков модели кабель-троса n задается исследователем);

c_x, c_y – коэффициенты сопротивления и подъемной силы (определяются экспериментально как функции угла атаки β).

Глубина погружения i -го элемента модели кабель-троса определяется координатой Y_i

$$Y_i = H - l \sum_{j=1}^i \sin \beta_j. \quad (9)$$

Замечание: значение скорости обтекания i -го элемента будет

$$V = V_k + V_T(Y_i). \quad (10)$$

Расстояние по горизонтали от ПО до i -го элемента определяется по формуле

$$\tilde{X}_{HHA} = l \sum_{j=1}^i \cos \beta_j. \quad (11)$$

Подсистема уравнений (6)-(11) верна для n элементов модели кабель-троса; сумма длин участков позволит найти общую длину кабель-троса как

$$L = nl. \quad (12)$$

Совокупность записанных уравнений, часть из которых трансцендентные, содержащие слагаемые, зависящие от заранее неизвестных заглублений элементов модели, является математической моделью рассматриваемой задачи.

Алгоритм решения задачи

Для построения алгоритма расчета воспользуемся **методом последовательных приближений** [5, 6, 10]. В начале первого приближения зададим Y_0 – глубину погружения ПО. Заметим, что в этом случае уравнения (1)-(5) представляют собой независимую систему уравнений. При этом можно начать с решения трансцендентного уравнения (3) при условиях (4) и (5). При его решении вновь воспользуемся **методом**

последовательных приближений. Для этого вычисляем сумму моментов относительно точки О всех действующих на ПО сил при пошаговом увеличении угла атаки α_i от нуля градусов; смена знака суммы будет свидетельствовать о достижении значения α , при котором имеет место равновесие ПО. После этого уравнения (1) и (2) позволят при численном расчете найти силу реакции от первого элемента троса T_1 , а так же угол ее с горизонтом β_1 .

Формулы (6)-(11) при их решении вновь воспользуемся **методом последовательных приближений**. Для этого вычисляем сумму моментов относительно точки O_1 всех действующих на стержень сил при пошаговом увеличении угла атаки β_i от нуля градусов; смена знака суммы будет свидетельствовать о достижении значения, при котором имеет место равновесие стержня. После этого уравнения (6) и (7) позволят при численном расчете найти силу реакции от второго элемента модели троса T_2 , а также угол ее с горизонтом β_2 . Расчет второго приближения заканчивается, когда выполняется уравнение (8). Если в результате расчета последний элемент оказался над поверхностью воды (т.е. $Y_n > 0$), начальную глубину погружения ПО следует увеличить; если последний элемент оказался на глубине, превышающем наперед заданную погрешность расчета, начальную глубину ПО следует уменьшить. Расчеты приближений следует выполнять до тех пор, пока последний элемент модели не достигнет поверхности воды с наперед заданной точностью.

Предложенный алгоритм нахождения решения нелинейной задачи базируется на последовательном решении ряда однотипных линейных задач (системы линейных уравнений с вычисляемыми на каждом шаге силами сопротивления) и использовании рекуррентных выражений для определения длины и конфигурации кабель-троса с контролем выполнения критерия окончания расчета (достижение концом троса поверхности воды).

Постановка задачи

Корабль буксирует ПО заданной формы и отрицательной плавучести p_0 на гибком кабель-тросе. Заданы характеристики кабель-троса: диаметр d , отрицательная плавучесть погонного метра p_1 . Буксировка осуществляется по прямой с постоянной скоростью V_k с глубиной H погружения ПО. Требуется определить необходимую длину кабель-троса, его конфигурацию и положение ПО по отношению к кораблю (см. рис. 1). Профиль течения (функция $V_T(Y)$) и скорость буксировки V_k известны.

Примечание: длина элемента модели l определяется опытом и (или) представлениями исследователя о моделируемом процессе (например, предполагаемой длиной кабель-троса и примерным количеством элементов, которые могут дать хорошее приближение модели к реальному объекту). Один расчет дает ответ на вопрос «что будет, если...». Осуществив несколько расчетов с

разной длиной участка (т.е. выполнив численный эксперимент) можно определить оптимальное значение числа конечных элементов (когда увеличение числа элементов физической модели перестает влиять на результаты расчета).

Оценка погрешностей расчета

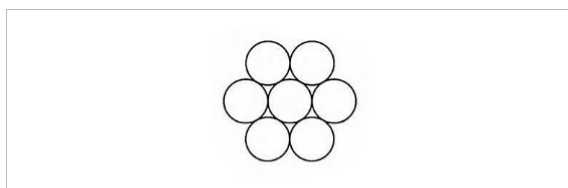
На схеме рис. 3 для стержневого элемента длиной OO_1 нанесен момент сил упругости в шарнире (вставлена спиральная пружина жесткостью C), который в расчете первого приближения (трос абсолютно гибкий) равен нулю. В следующих приближениях момент сил упругости пропорционален разности углов между рассматриваемым и последующим элементом из предыдущего расчета. Очевидно, что силовые схемы для всех последующих элементов аналогичны. При известной величине этого момента сумма моментов относительно точки O_1 позволяет найти угол β_1 (методом последовательных приближений). Затем находим $T_{2x}; T_{2y}$. И т.д. до поверхности.

Закончив, первый и второй расчеты (рис. 1), находим значение $\Delta_{2;1}$ и сравниваем с заданным значением допускаемой абсолютной погрешности Δ^* . Если $\Delta_{2;1} > \Delta^*$, делается расчет следующего приближения. Находим значение $\Delta_{3;2}$ и сравниваем с заданным значением допускаемой абсолютной погрешности Δ^* . Если $\Delta_{3;2} > \Delta^*$, делается расчет следующего приближения. И т.д. до тех пор, пока $\Delta_{i;(i-1)} \leq \Delta^*$.

Таблица 1

Исходные данные							
P_0, H	P_1, H	d, mm	l, m	L, m	$n(\text{элемент.}), шт$	$\rho, \frac{K\Gamma}{M^3}$	Cx
28.8 4	2,3 3	6,8	1	120	120	1030	0,15

Трос двойной свивки рис. 4.



- 1) Диаметр: 6.80 mm;
- 2) Длина: 1 m;
- 3) Площадь сечения: 27.33 mm²;
- 4) Разрывное усилие: 48200 H/mm² (4915 кгс/mm²);
- 5) Вес: 0.238 кг;

Рис. 4. Трос двойной свивки ГОСТ 3062-80

Пример вычисления

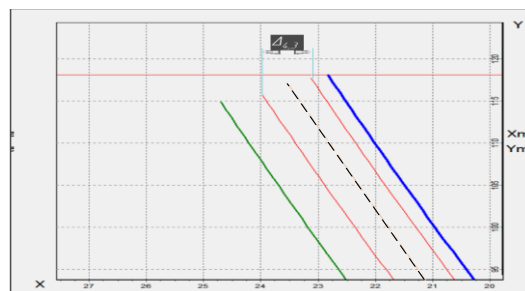
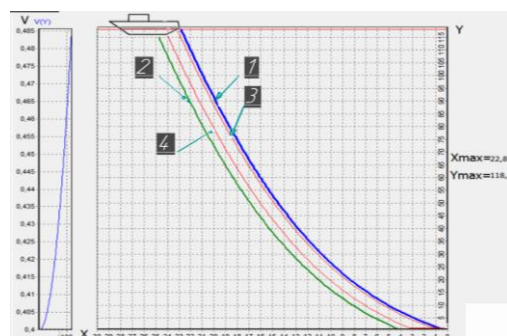


Рис. 5. Постепенное приближение троса к истинному результату

На рис. 5 показано, как трос постепенно приближается к точному результату. Видно, что на четвертом приближении расчеты были завершены, так как $\Delta_{4;3} < (\Delta^* = 5\%)$. Штриховая линия между третьим и четвертым приближениями представляет собой точную конфигурацию кабеля троса.

Выводы

Используя метод последовательных приближений и следуя определенному алгоритму, удалось решить одну из поставленных задач: определить глубину погружения подводного аппарата на основании известной длины кабель-троса. Важно отметить, что в предыдущих работах не учитывалась упругость кабель-троса, и трос рассматривался как абсолютно гибкий элемент. В данной же работе трос был представлен как жесткий. Результаты оказались в пределах допустимой погрешности, не превышающей 5%.

Заключение

Разработанная модель и программные средства для расчета конфигурации жесткого кабель-троса при буксировке подводного объекта в условиях заданного профиля течения позволяют решать две основные задачи. Первая задача предполагает определение конфигурации кабель-троса и глубину погружения подводного объекта при известной длине троса. Вторая задача заключается в определении длины кабель-троса, необходимой для обеспечения заданной глубины погружения подводного объекта. При этом должны быть заданы профиль течения и параметры буксировки подводного объекта.

Литература

1. Войткунский Я.И., Першиц Р.Я., Титов И.А. Справочник по теории корабля, Ленинград, СудПромГиз, 1960
2. Пантов Е.Н., Махин Н.Н., Шереметов Б.Б. Основы теории движение подводных аппаратов, Ленинград, Судостроение, 1973
3. Рождественский В.В. Динамика подводной лодки, Ленинград, Судостроение 1970
4. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики., т.1 и 2, М., Наука, 1970
5. Чувиковский В.С. Численные методы в строительной механике корабля. Л.: Судостроение, 1976.
6. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М., Наука, 1984
7. Плотников А. М., Чувиковский В.С. Численные методы и ЭВМ в механике для судостроителей. Учебное пособие. Ленинград, ЛКИ, 1987.
8. Плотников А. М., Чувиковский В.С. Численные методы и ЭВМ в механике для судостроителей. Учебное пособие. Ленинград, ЛКИ, 1988.
9. Бабанин Н. В., Мелконян А. Л., Титова Ю. Ф. Особенности построения математических моделей и алгоритмов расчета параметров движения и равновесия. Труды СПбГМТУ, 1(5), 2023, стр. 76–98.
10. Верховодко А.З., Матлах А.П., Мелконян А. Л. Методические указания к демонстрационным лабораторным работам с применением ЭВМ по курсу теоретической механики. Ленинград, ЛКИ, 1989.
11. Кулеш Ю.Н., Мелконян А. Л., Рощанский В.И., Скворцов В. Я. Решение учебно-исследовательских задач статики в судостроении (с использованием численных методов и ЭВМ). Метод. Указания., Ленинград, ЛКИ, 1988.
12. Кулеш Ю.Н., Мелконян А.Л., Скворцов В.Я. Учебно-исследовательские задачи пространственной статики в судостроении (с использованием ЭВМ). Метод. Указания к УИРС по статике, Ленинград, ЛКИ, 1989.
13. Левашов Д.Е. Техника экспедиционных исследований: Инструментальные методы и технические средства оценки промыслово-значимых факторов среды. – М.: Изд-во ВНИРО, 2003. – 400 с.
14. Баранов В.И., Зинченко А.Б., Зацепин А.Г., Куклев С.Б., Очередник В.В. Подводная стационарная система сканирования толщи воды // Материалы XV Всероссийской научно-технической конференции «МСОИ-2017»: в 2 т.: сб. ст. / Институт океанологии им. П.П. Ширшова РАН – М.: АПР, 2017. Т.1: Материалы конференции МСОИ-2017, 2017. – С.126–129.

References

1. Voytkunskiy Ya.I., Pershits R.Ya., Titov I.A. Spravochnik po teo-rii korablya [Handbook of Ship Theory], Leningrad, SudPromGiz, 1960
2. Pantov E.N., Makhin N.N., Sheremetov B.B. Osnovy teorii dvizhe-nie podvodnykh apparatov [Fundamentals of the theory of motion of underwater vehicles], Leningrad, Sudostroenie, 1973
3. Rozhdestvenskiy V.V. Dinamika podvodnoy lodki [Submarine dynamics], Leningrad, Su-dostroenie 1970
4. Butenin N.V., Lunts Ya.L., Merkin D.R. Kurs teoreticheskoy mekha-niki.[The course of theoretical mechanics], t.1 i 2, M., Nauka, 1970
5. Chuvikovskiy V.S. Chislennyye metody v stroitel'noy mekhanike korablya[Numerical Methods in Ship Structural Mechanics]. L.: Sudostroenie, 1976.
6. Korn G., Korn T. Spravochnik po matematike dlya nauchnykh rabotni-kov i inzhenerov [Mathematics Handbook for Scientists and Engineers]. M., Nauka, 1984
7. Plotnikov A. M., Chuvikovskiy V.S. Chislennyye metody i EVM v mekhanike dlya sudostroiteley [Numerical Methods and Computers in Mechanics for Shipbuilders]. Uchebnoe posobie. Leningrad, LKI, 1987.
8. Plotnikov A. M., Chuvikovskiy V.S. Chislennyye metody i EVM v mekhanike dlya sudostroiteley [Numerical Methods and Computers in Mechanics for Shipbuilders]. Uchebnoe posobie. Leningrad, LKI, 1988.
9. Babanin N. V., Melkonyan A. L., Titova Yu. F. Osobennosti po-stroeniya matematicheskikh modeley i algoritmov rascheta parametrov dvizhe-niya i ravnovesiya[Features of building mathematical models and algorithms for calculating motion and equilibrium parameters]. Trudy SPbGMTU, 1(5), 2023, str. 76–98.
10. Verkhovodko A.Z., Matlakh A.P., Melkonyan A. L. Metodicheskie uka-zaniya k demonstratsionnym laboratornym rabotam s primeneni- em EVM po kursu teoreticheskoy mekhaniki [Guidelines for demonstration laboratory work using computers in the course of theoretical mechanics]. Leningrad, LKI, 1989.
11. Kulesh Yu.N., Melkonyan A. L., Roshchanskiy V.I., Skvortsov V. Ya. Reshenie uchebno-issledovatel'skikh zadach statiki v sudostroenii (s ispol'-zovaniem chislennykh metodov i EVM) [Solving educational and research problems of statics in shipbuilding (using numerical methods and computers)]. Metod. Ukazaniya., Leningrad, LKI, 1988.
12. Kulesh Yu.N., Melkonyan A.L., Skvortsov V.Ya. Uchebno-issledovatel'skie zadachi prostranstvennoy statiki v sudostroenii (s is-pol'zovaniem EVM) [Educational and research tasks of spatial statics in shipbuilding (using computers)]. Metod. Ukazaniya k UIRS po statike, Leningrad, LKI, 1989.
13. Levashov D.E. Tekhnika ekspeditsionnykh issledovaniy: Instru-mental'nye metody i tekhnicheskie sredstva otsenki promyslovo-znachimyykh faktorov sredy [Expeditionary Research Techniques: Instrumental Methods and Technical Tools for Assessing Commercially Significant Environmental Factors]. – М.: Izd-vo VNIRO, 2003. – 400 s.
14. Baranov V.I., Zinchenko A.B., Zatsepin A.G., Kuklev S.B., Ochered-nik V.V. Podvodnaya statsionarnaya sistema skanirovaniya tolshchi vody [Underwater stationary water column scanning system] // Materialy XV Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «MSOI-2017»: v 2 t.: sb. st. / Institut okeanologii im. P.P. Shirshova RAN – М.: АПР, 2017. Т.1: Materialy konferentsii MSOI-2017, 2017. – S.126–129.

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

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

Кутын Иван Михайлович, Обучающийся группы 1217, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, тел. (921) 099-38-34; e-mail: ivankutin84@gmail.com

Ivan M. Kutyin, Student of group 1217, Saint Petersburg State Maritime Technical University, 3 Lotsmanskaya St., 190121, Saint Petersburg, tel. (921) 099-38-34; e-mail: ivankutin84@gmail.com

Котенков Родион Александрович, Обучающийся группы 1217, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, тел. (921) 099-38-34; e-mail: rkotenkov388@gmail.com

Rodion A. Kotenkov, Student of group 1217, Saint Petersburg State Maritime Technical University, 3 Lotsmanskaya St., 190121, Saint Petersburg, tel. (921) 099-38-34; e-mail: rkotenkov388@gmail.com

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 14.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 10.06.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 29.06.2026.

ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

THEORY OF SHIP AND STRUCTURAL MECHANICS

Научная статья

УДК 629.12:539.443

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.008>

Расчёт параметров вибрации балок составного сечения

Андреев А.Н.¹ aan300@list.ru, Мелконян А.Л.¹ mel1950@mail.ru,

Яремчук С.А.¹ alexadria71066@gmail.com

¹Санкт-Петербургский морской технический университет

Аннотация. В статье для решения задачи о вибрации при статическом деформировании балки, профиль поперечного сечения которой является совокупностью нескольких элементов, обладающих различными значениями характеристик жесткости, предложен подход, позволяющий рассчитать для элементов системы соответствующие характеристики жесткости. Для подтверждения корректности работы модифицированной программы по аналитическим зависимостям, полученным для частного случая, когда сечение состоит из двух материалов, были выполнены соответствующие расчеты. Для исследования параметров вибрации изготовлена модель балки из материалов с различными характеристиками жесткости (из алюминиевого квадрата и стального прямоугольника). В результате расчёта, с учетом различия физико-механических характеристик изучаемых материалов, получены основные геометрические характеристики составного сечения: площадь, осевые и центробежные моменты, центр тяжести, а также определено положение центра кручения. По результатам исследований построены графические зависимости, показывающие расчетные значения собственных частот колебания балки, имеющей как композитный профиль из двух материалов различной жесткости, так и для массивного сечения однородного материала постоянной жесткости. Полученные значения характеристик параметров вибрации показывают снижение частот колебаний наступления резонанса при изменении от однородного материала к композитному, что положительно влияет на работу конструкции в условиях вибрационного воздействия.

Ключевые слова: частота колебаний, вибрация, характеристики жесткости, сечение, центр тяжести, центр кручения, жесткость, прочность, деформация, нагрузка, изгиб.

Для цитирования: Андреев А.Н., Мелконян А.Л., Яремчук С.А. Расчет параметров вибрации балок составного сечения, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 68—73. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.008

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.008>

Calculation of vibration parameters of composite beams

Alexander N. Andreev¹ aan300@list.ru, Armen L. Melkonyan¹ mel1950@mail.ru,

Sergei A. Yaremchuk¹ alexadria71066@gmail.com

¹St. Petersburg state marine technical University

Abstract. In the article, to solve the problem of vibration during static deformation of a beam, the cross-section profile of which is a combination of several elements with different values of stiffness characteristics, an approach is proposed that allows the corresponding stiffness characteristics to be calculated for the elements of the system. To confirm the correctness of the modified program, the corresponding calculations were performed using analytical dependencies obtained for the specific case where the cross-section consists of two materials. To study the vibration parameters, a beam model was made from materials with different stiffness characteristics (an aluminum square and a steel rectangle). As a result of the calculation, taking into account the differences in the physical and mechanical characteristics of the studied materials, the main geometric characteristics of the composite section were obtained: area, axial and centrifugal moments, center of gravity, and the position of the torsion center was determined. Based on the research results, graphical dependencies have been constructed that show the calculated values of the natural frequencies of oscillation of a beam that has both a composite profile made of two materials of different rigidity, as well as for a massive section of a homogeneous material of constant rigidity. The obtained values of vibration parameters show a decrease in the frequencies of oscillation of the onset of resonance when changing from a homogeneous material to a composite material, which has a positive effect on the performance of the structure under conditions of vibration impact.

Keywords: oscillation frequency, vibration, stiffness characteristics, cross-section, center of gravity, center of torsion, stiffness, strength, deformation, load, and bending.

For citation: Alexander N. Andreev, Armen L. Melkonyan, Sergei A. Yaremchuk Calculation of vibration parameters of composite beams, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 68—73. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.008

Введение

В настоящее время композитные материалы активно используются во многих областях промышленности. Их рационально использовать при необходимости получения различных физико-механических свойств материала. К тому же многие отрасли промышленности при проектировании и конструировании деталей и узлов переходят от использования однородного структурного состава на композитное сочетание материалов. Современные композиты обладают множеством преимуществ, основными из которых являются легкий вес и прочность, коррозионная стойкость, гибкость конструкции, долговечность. Композиты все больше используются не только в промышленности, но в повседневной жизни. Они так же применяются в медицине, нефтегазовой промышленности, транспорте, спорте, аэрокосмической отрасли, морском и речном транспорте.

Основная задача нашей работы является разработка подхода и программы расчета, позволяющих учесть композитность поперечного сечения конструкции, допускающей вибрации при статическом нагружении. При проектировании многих деталей применяют конструкции, поперечные сечения которых представляют собой совокупность сечений стержней, выполненных из материалов с разными значениями модулей Юнга; такие конструкции могут работать на изгиб как консольные или двухопорные балки. Наиболее распространена ситуация, когда при создании композитного материала основу армируют большим количеством тонких нитей из материала, более прочного и жесткого, чем материал основы. В результате получают конструкцию балочного типа, имеющую в наиболее нагруженных частях сечения материал с повышенными упругими и прочностными характеристиками. В итоге сечение такой балки является составленным из двух ($E_1 \neq E_2$) и более материалов с различными соотношениями модулей упругости. При этом части композита на всей длине надежно соединены между собой за счет сил сцепления и (или) установки специальных устройств в виде штифтов. Поэтому они работают при продольных и поперечных деформациях балки совместно, как единое монолитное сечение; к такой составной балке применима гипотеза плоских сечений, считая при этом справедливой гипотезу не надавливания продольных волокон друг на друга в поперечном направлении [1, 2, 3, 4].

Научная гипотеза нашей работы заключается в том, что для балок с сечением из материалов различной жесткости наступление резонанса происходит при различных собственных частотах вибрации, следовательно, наложение частот с различными значениями будут обеспечивать гашение вибрации при смене жесткости материалов. Таким образом, различие в характеристиках жесткости целого сечения позволяет обеспечить снижение вибрации в целом по длине балки. [5, 6].

В связи с этим целью настоящей работы является расчет и определение параметров вибрации балок с сечением постоянной жесткости и сечения из материалов, обладающих разными физико-

механическими свойствами. План работы включал следующие пункты:

- Моделирование составного (композитного) и монолитного сечений в программе «Рама»
- Расчет параметров вибрации консольной балки, жестко-заделанной и свободно опертой по обоим концам балок
- Расчет первых собственных частот балок
- Провести сравнение теоретических расчетов

Модель и алгоритм расчета

В ходе обзора литературы было найдено решение задачи о вычислении характеристик жесткости поперечного сечения, состоящего из двух прямоугольников с различным модулем упругости [7, 8]. Поэтому в качестве тестового примера была рассмотрена балка прямоугольного сечения, состоящая из двух разных материалов – стали и алюминия, собранных в одно целое. Таким образом, было смоделировано сечение, имеющее различные физико-механические свойства поперечного сечения.

Сечение расчетной балки, представленное на рисунке 1, состоит из алюминиевого квадрата и стального прямоугольника, причем в общей площади сечения алюминий составляет 1 см^2 , сталь 2 см^2 . Для сравнительной характеристики второе сечение, представленное на рисунке 2, имеет постоянную жесткость по всей площади. Таким образом, в целях универсальности проведения экспериментов и удобства крепления экспериментальной балки в лабораторном оборудовании, размеры прямоугольного сечения составил $30 \times 10 \text{ мм}$. К тому же, различные площади материалов в общем поперечном сечения взяты с целью проверки гипотезы о смещении центра жесткости поперечного сечения с разными характеристиками жесткости в сторону материала с более высокими показателями модуля упругости.

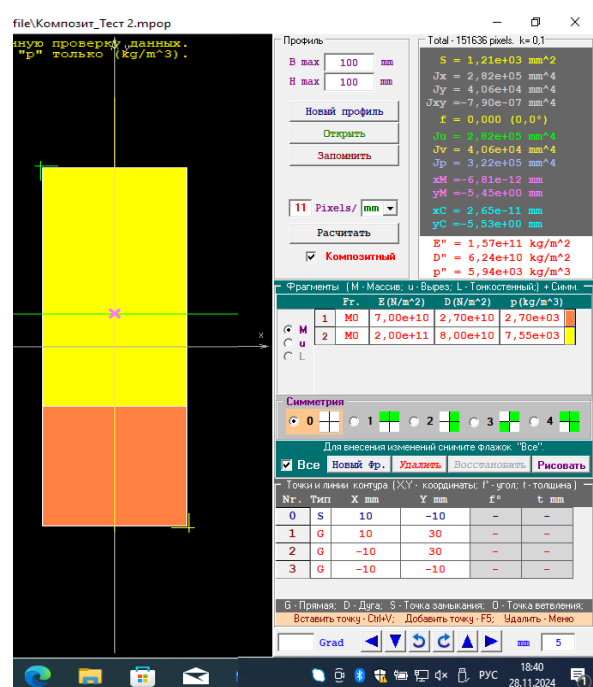


Рис.1 Расчетное поперечное сечение (два материала)

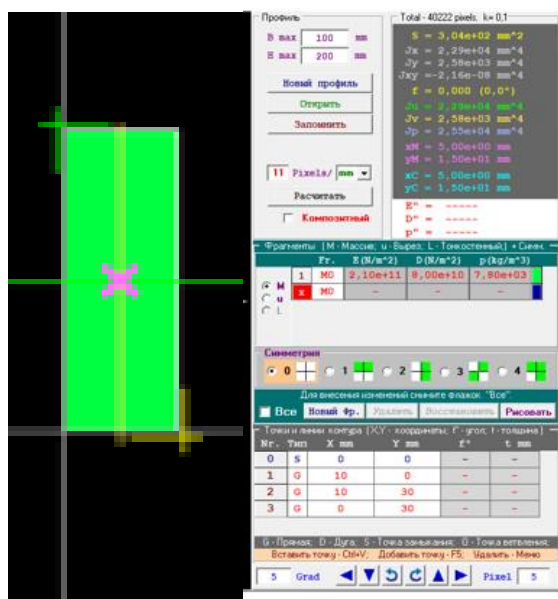


Рис.2 Расчетное поперечное сечение (массив)

Результаты исследований

Выполненные построения поперечного сечения из материалов различной жесткости, по выше описанной методике, позволили рассчитать параметры амплитудно-частотной характеристики для различных условий закрепления балки. При этом были выбраны консольное закрепление, свободно опертые и жесткое крепление концов. Модуль программ «Рама» позволяет при задании определенных внешних воздействия выводить параметры вибрации на экран монитора в виде амплитудно-частотной характеристики. (рис.5). Разработанная программа «Рама» позволяет, помимо расчёта основных геометрических характеристик и характеристик жесткости, также выполнять расчеты по построению амплитудно-частотной характеристики. При расчетах нами задавались для двух вариантов одинаковые изначальные условия, и одинаковые способы крепления концов балки. Результаты расчета представлены на рисунках 3-8. Нами проводилось сравнение параметра наступления частоты колебаний (резонанса) в выше описанных вариантах балок.

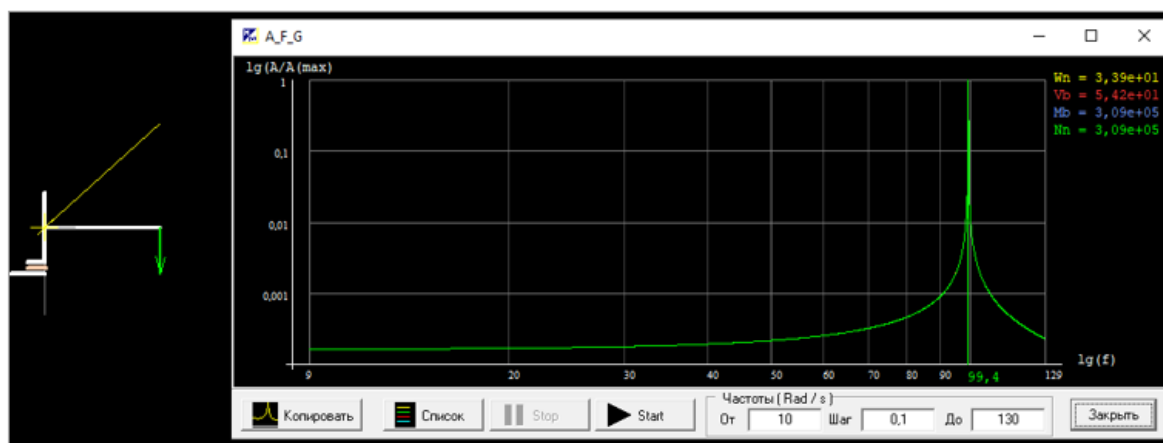


Рис.3 Расчет АХЧ консольной балки составного профиля

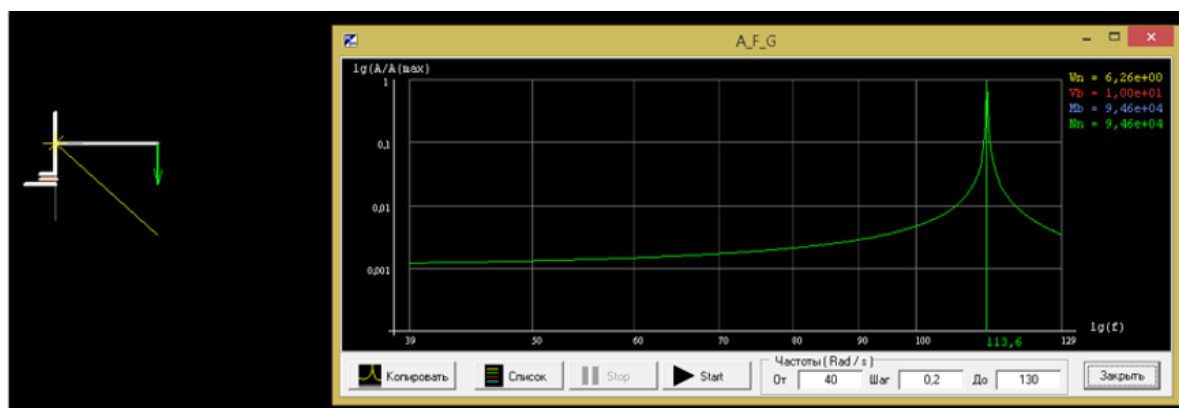


Рис.4 Расчет АХЧ консольной балки массивного профиля

Анализируя результат расчета АЧХ консольно закрепленных балок (рис.3, 4) с различными характеристиками жесткости, можно сделать вывод, что резонанс в балке с составным сечением

наступает на более низких частотах, чем массивного сечения. Для составного сечения получили 99,4 рад/с, для массивного 113,6 рад/с.

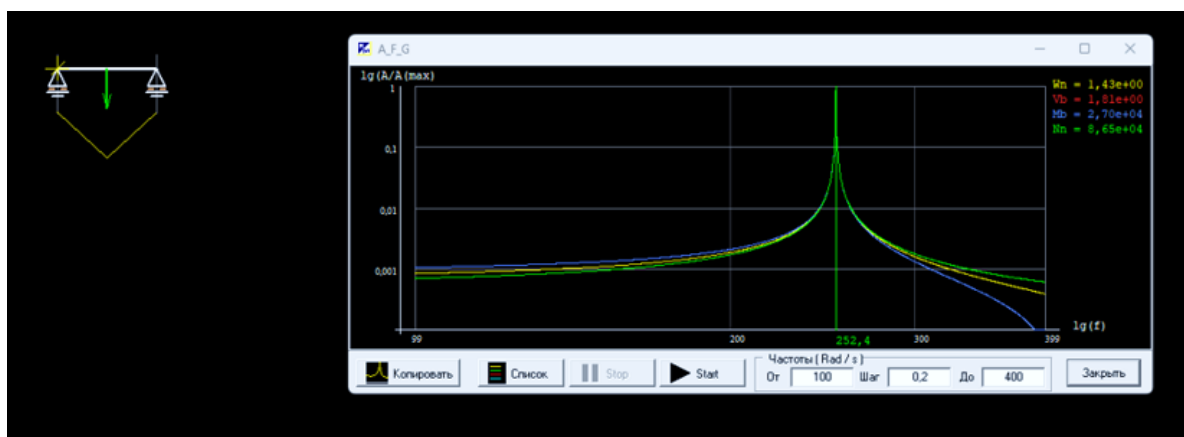


Рис.5 Расчет АХЧ свободно-опертой балки составного профиля

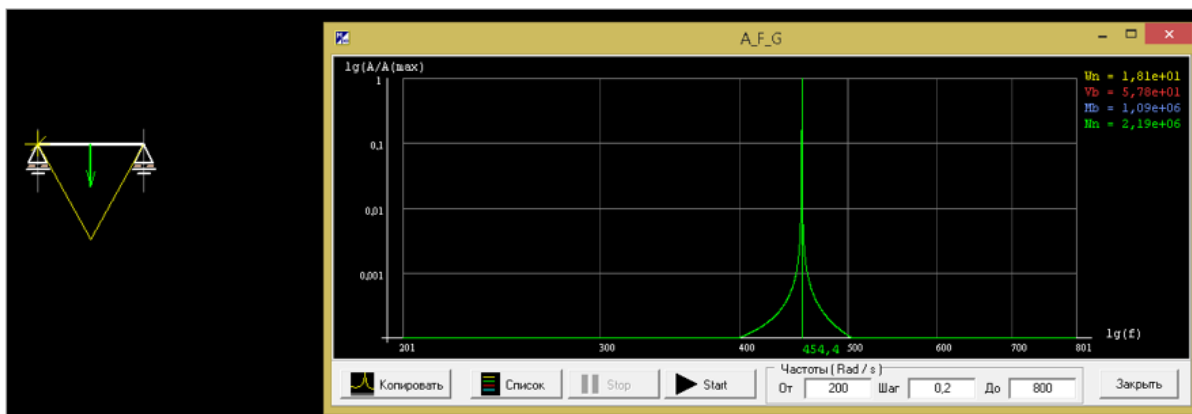


Рис.6 Расчет АХЧ свободно-опертой балки массивного профиля

После расчета консольных балок произвели смену способов закрепления концов балки. Рассматривая результат расчета АЧХ жестко заделанных балок (рис.5, 6), также с различными характеристиками жесткости, можно сделать вывод, что резонанс, как и в предыдущем случае, в балке с составным сечением наступает на более низких

частотах, чем массивного сечения. Для составного сечения получили 895,6 рад/с, для массивного 1013,2 рад/с. Как видно, способ закрепления балок имеет важное значение на величину наступление первой собственной частоты, но также имеет меньшее значение на составном сечении.

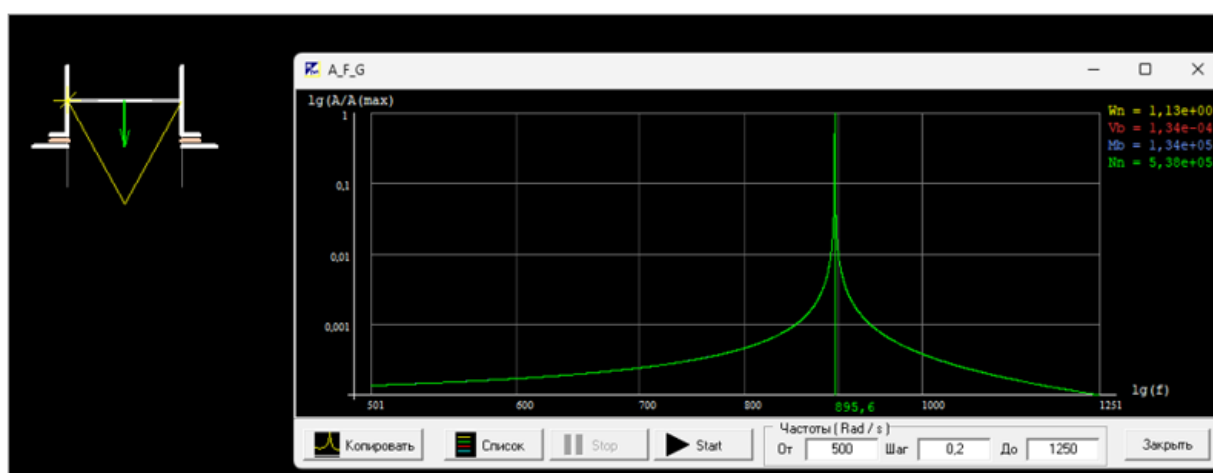


Рис.7 Расчет АХЧ жестко заделанной балки составного профиля

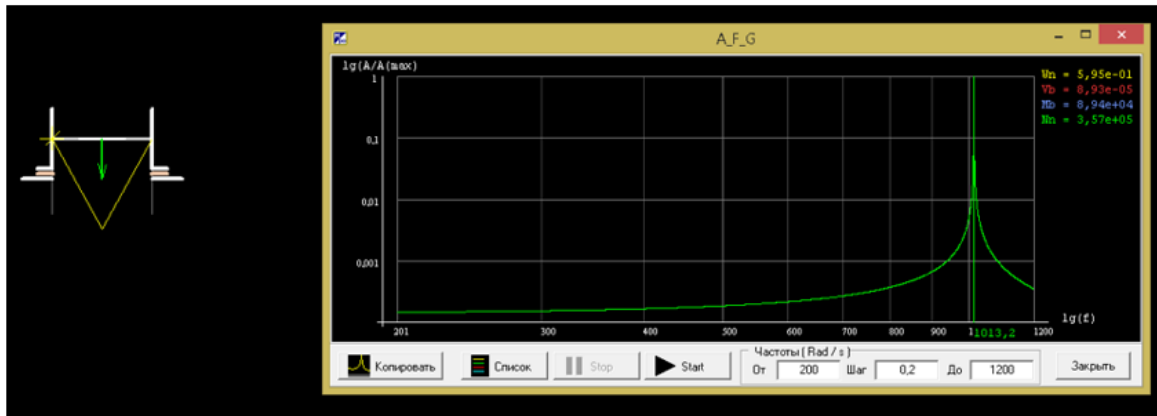


Рис.8 Расчет АЧХ жестко заделанной балки массивного профиля

В заключительных расчетах поменяли способ закрепления и рассчитали АЧХ для свободно опертых балок. Из анализа результат расчета АЧХ свободно опертых балок (рис.7, 8), также с различными характеристиками жесткости, можно сделать вывод, что первая собственная частота, как и в предыдущем случае, в балке с составным сечением наступает на более низких частотах, чем массивного сечения. Для составного сечения получили 252,4,6 рад/с, для массивного 454,4 рад/с. Как видно, способ закрепления балок также существенно повлиял на АЧХ, но также имеет меньшее значение на составном сечении.

Заключение

По результатам проведенной работы можно сделать следующие выводы:

1. С помощью электронной программы «Рама» рассчитаны основные параметры геометрических характеристики составного и монолитного сечений;
2. Для консольной, жестко-заделанной и свободно-опертой балок рассчитаны амплитудно-

частотные характеристики. Найдены первые собственные частоты.

3. Полученные результаты соответствуют представлениям о результатах расчета для составных и монолитных сечений.

4. Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод о работоспособности программы и правильности примененных в ней подходов.

В заключении отметим, что способы закрепления балок носит значимое влияние на амплитудно-частотную характеристику. Изменение характеристик жесткости по площади поперечного сечения снижают величину наступления первой собственной частоты, причем у составного сечения этот параметр всегда ниже, в независимости от способов закрепления концов балки. Это свидетельствует о корректности предложенного подхода расчета параметров вибрации балок с разнородными физико-механическими свойствами, а модифицированная программа расчета может применяться для расчета параметров деформирования конструкций из композитных материалов.

Литература

1. Андреев А.Н., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Алгоритм и программа определение положения центра кручения тонкостенного профиля. // Тезисы докладов конференции «Памяти академиков-кораблестроителей» ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2023 стр. 75-76.
2. Александров В.Л., Матлах А.П., Поляков В.И. Борьба с вибрацией на судах. СПб.: Мор Вест, 2005, 421 с.
3. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов. М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1986, 560 с.
4. Дудяк А.И., Хмелев А.А., Сахнович Т.А., Гуркович О.И. Особенности расчета на прочность составных балок из неоднородных материалов. Учебное пособие, Минск, БИТУ, 2023, 26 с.
5. 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.
6. Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций., Л.: Судостроение, 1974, 344 с.
7. Чувиковский В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля Л.: Судостроение, 1976, 374 с.
8. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. – М.: Высш. шк., 2001. – 560 с.
9. Челпанова Н.Г., Кадисов Г.М. Расчет тонкостенных стержней открытого профиля. // Методические указания к выполнению расчетно-графических работ. СибАДИ., - Омск, 2008.
10. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Effective solution. Calculation of curved beams and frames.). 10.30.2022

References

1. Andreev A.N., Melkonyan A.L., Nikolaev D.A. Algorithm and program for determining the position of the torsion center of a thin-walled profile. Abstracts of the conference "In Memory of Shipbuilding Academicians" of the Krylov State Research Center, 2023, p. 75-76.

2. Aleksandrov V.L., Matlakh A.P., Polyakov V.I. Fighting with vibration on ships. St. Petersburg. : Mor West, 2005, 421 p.
3. Birger I.A., Mavlyutov R.R. Strength of Materials. Moscow, Nauka Publ., Glavnaya redaktsiya fiziko-matematicheskoi literatury Publ., 1986, 560 p.
4. Dudyak A.I., Khmelev A.A., Sakhnovich T.A., Gurkovich O.I. Features of Strength Calculation of Composite Beams Made of Heterogeneous Materials. Textbook, Minsk, BITU Publ., 2023, 26 p.
5. Melkonyan A.L., Nikolaev D.A. Quasi-one-dimensional models for analysis of shipbuilding vibration parameters at the early stages of its design. St. Petersburg, Morintekh, No. 2(44) Vol. 1, 2019, pp. 45-51.
6. Postnov V.A., Kharkhurim I.Y. Method of finite elements in calculations of ship constructions., Leningrad: Sudostroenie Publ., 1974, 344 p.
7. Chuvikovskiy V.S. Numerical methods of calculations in the construction mechanics of the ship, Leningrad, Sudostroenie Publ., 1976, 374 p.
8. Aleksandrov A.V., Potapov V.D., Derzhavin B.P. Resistance of materials. for universities. Moscow: Vyssh. Shk., 2001. 560 p.
9. Chelpanova N.G., Kadisov G.M. Calculation of thin-walled open-profile rods. Methodical Instructions for the Performance of Computational and Graphic Works. SibADI., - Omsk, 2008.
10. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Effective solution. Calculation of curved beams and frames.). 10.30.2022

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

Андреев Александр Николаевич, доцент кафедры «Теоретическая механика и сопротивление материалов», Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лотманская, 3, e-mail: aan300@list.ru

Alexander N. Andreev Ph.D. (Eng) Assistant Professor of the Department «Theoretical Mechanics and Resistance of Materials», St. Petersburg State Marine Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya str., 3, e-mail: aan300@list.ru

Мелконян Армен Левонович, профессор кафедры «Теоретическая механика и сопротивление материалов», Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лотманская, 3, e-mail: mel1950@mail.ru, AuthorID: 381839

Armen L. Melkonyan Ph.D. (Eng) Professor of the Department «Theoretical Mechanics and Resistance of Materials», St. Petersburg State Marine Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya str., 3, e-mail: mel1950@mail.ru, AuthorID: 381839

Яремчук Сергей Александрович, магистрант, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лотманская, 3, тел. (911) 911-64-25; e-mail alexadria71066@gmail.com

Sergei A. Yaremchuk, master student, Saint-Petersburg State Marine Technical University, 3, Lotsmanskaya str., 190121 St. Petersburg, The Russian Federation, phone number (911) 911-64-25, e-mail: alexadria71066@gmail.com

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 30.03.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 10.05.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 10.06.2026.

Научная статья

УДК 629.5.015.4

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.009>

Моделирование комбинированного каната и численное определение его жесткостной характеристики при растяжении по МКЭ

Манухин В. А.¹ nikal6@mail.ru, Коршунов В. А.¹ korshunov@smtu.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Комбинированные канаты все шире используются в различных областях техники. Они занимают промежуточное положение между стальными тросами и синтетическими канатами, поскольку состоят из свитых прядей, включающих стальную проволоку и обкатку из различных синтетических материалов. Количество проволок в пряди, число прядей, шаг свивки прядей, материалы синтетических сердечников и прядей обкатки могут различаться в зависимости от назначения каната. Благодаря такой конструкции, комбинированные канаты намного эластичнее стальных тросов и значительно прочнее синтетических. Производители тросов и канатов опытным путем определяют и указывают в сертификатах их разрывную нагрузку и весовой показатель, но для ряда задач этих характеристик бывает недостаточно. В некоторых конструкциях, таких как вантовые мосты, стоячий такелаж парусных кораблей и яхт, антенны с растяжками, швартовые и якорные устройства, наряду с прочностными и весовыми характеристиками тросов и канатов важны их упругие свойства. Для их определения требуются дополнительные опытные работы и затраты. Развитие вычислительных методов, программного обеспечения и компьютерной техники позволяет проводить вместо дорогостоящих испытаний численные эксперименты, используя физико-математические модели испытываемых изделий и программно-компьютерное обеспечение методов их численного анализа. В данной статье приводятся результаты моделирования комбинированного каната типа «Геркулес» и определения его расчетной жесткостной характеристики при растяжении методом конечных элементов (МКЭ). Полученные результаты расчетов сравниваются с экспериментальными данными.

Ключевые слова: трос, комбинированный канат, прочность, упругость, характеристика жесткости, испытание, численный эксперимент, физико-математическая модель.

Для цитирования: Манухин В.А., Коршунов В.А. Моделирование комбинированного каната и численное определение его жесткостной характеристики при растяжении по МКЭ, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 74—82. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.009

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.009>

Modeling of combined rope and numerical determination of its tensile stiffness using the finite element method

Vadim A. Manukhin¹ nikal6@mail.ru, Vladimir A. Korshunov¹ vovan_kor@mail.ru¹State marine technical university of Saint-Petersburg, Russian Federation

Abstract. Combined ropes are increasingly used in various fields of engineering. They occupy an intermediate position between steel ropes and synthetic ropes, as they consist of twisted strands that include steel wire and sheathing made of various synthetic materials. The number of wires in a strand, the number of strands, the lay of the strands, and the materials of the synthetic cores and sheathing strands can vary depending on the rope's intended use. Thanks to this construction, combined ropes are much more flexible than steel ropes and significantly stronger than synthetic ones. Rope and cable manufacturers determine and indicate their breaking load and weight per unit length through empirical testing and provide this information in certificates. However, for a number of tasks, these characteristics may be insufficient. In some applications, such as cable-stayed bridges, standing rigging for sailing ships and yachts, guyed antennas, and mooring and anchoring systems, elastic properties are as important as the strength and weight characteristics of ropes and cables. Determining these properties requires additional experimental work and costs. The development of computational methods, software, and computer technology allows for numerical experiments to be conducted instead of expensive tests, using physical-mathematical models of the tested products and software-computer tools for their numerical analysis. This article presents the results of modeling a "Hercules" type combined rope and determining its calculated tensile stiffness characteristic using the finite element method (FEM). The obtained calculation results are compared with experimental data.

Keywords: bulkhead, skin, vertical pillar, hydrostatic pressure, strength, ultimate equilibrium, elasticity, plasticity, ultimate emergency load, safety margin.

For citation: Manukhin V.A., Korshunov V.A. Estimation of the safety reserve of a flat transverse watertight bulkhead during emergency flooding of a ship compartment, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 74—82. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.009

Введение

Сразу отметим, что между терминами «трос» и «канат» принципиальной разницы не существует. И те, и другие являются достаточно длинными гибкими изделиями, как правило, спирально свитыми различным образом из нескольких прядей, нитей или проволок вокруг продольной оси. Тросы и канаты предназначены в основном для передачи растягивающих усилий, приложенных к их концам, а также для изготовления сетей, заграждений и т. д. Однако традиционно тросом считают изделие из стальных проволок, а канатом – из растительных или синтетических нитей. Использование в тросах и канатах различных материалов и появление комбинированных изделий нивелировало терминологическое различие, и сейчас согласно ГОСТам подобные изделия именуются канатами – стальными, растительными, синтетическими и комбинированными.

В статье рассматриваются комбинированные канаты из стальных проволок и синтетических волокон, которые все шире используются в различных областях техники. Они занимают промежуточное положение между стальными тросами и синтетическими канатами, поскольку состоят из прядей, включающих стальную проволоку и обкатку из различных синтетических материалов. Количество проволок в пряди, число прядей, шаг свивки прядей, материалы синтетических сердечников и прядей обкатки могут различаться в зависимости от назначения каната. Благодаря такой конструкции, комбинированные канаты намного эластичнее стальных тросов и значительно прочнее синтетических.

Наиболее известными и распространенными типами отечественных комбинированных канатов являются «Геркулес», «Нептун» и «Альбатрос» и «Тайфун», рис.1-4.

Производители тросов и канатов опытным путем определяют и указывают в сертификатах их разрывную нагрузку и весовой показатель, но для ряда объектов, включающих канаты, этих характеристик бывает недостаточно. Например, для вантовых мостов, швартовых и якорных устройств, антенн с растяжками, такелажа парусных кораблей и яхт, наряду с прочностными и весовыми характеристиками тросов и канатов важны их упругие свойства. Для определения упругих характеристик требуются дополнительные опытные работы и затраты.

Одной из интересных областей применения комбинированных канатов в настоящее время является их использование для стоячего такелажа реплик известных парусных кораблей. Благодаря синтетической обкатке соответствующей структуры и цвета, можно добиться полного сходства с применявшимися ранее смолеными канатами из растительных волокон пеньки, сизаля и манилы. Для ходовых реплик кораблей помимо внешнего сходства синтетическая обкатка позволяет сделать канаты более гладкими, что уменьшает износ парусов, постоянно трущихся о стоячий и бегучий такелаж, а также уменьшить коррозионный износ стальных прядей в канатах, что увеличивает срок их службы.



Рис.1 Комбинированный канат типа «Геркулес»



Рис.2 Комбинированный канат типа «Нептун»



Рис.3 Комбинированный канат типа «Альбатрос»



Рис.4 Комбинированный канат типа «Тайфун»

В рамках проекта СПб РСОО «Яхт-клуб Санкт-Петербурга» и ПАО «Газпром» «Исторические парусники на Неве» 22 января 2026 г. в Петербурге

был заложен бриг «Феникс». Корабль спроектирован как ходовая реплика одноименного брига Балтийского флота постройки 1811 г., известного тем, что на нем в разные годы служили выдающиеся моряки, в том числе адмирал М.П. Лазарев тогда еще в чине лейтенанта и адмирал П.С. Нахимов будучи гардемаринном. Планируется, что корабль будет использоваться как учебный парусник для морских кадет России.

Поскольку для стоячего такелажа парусника были выбраны комбинированные канаты типа «Геркулес», в рамках договора между СПб РСО «Яхт-клуб Санкт-Петербурга» и ООО «ПО «СЕВЗАПКАНАТ» в соответствии с ТУ 8121-001-49718938-2002 [1] было изготовлено с применением полистила и испытано на растяжение несколько канатов различных диаметров. Необходимость испытаний была вызвана потребностью определения жесткостных характеристик канатов для проектирования рангоута и стоячего такелажа корабля.

Современные методы расчетов, программное обеспечение и компьютерная техника позволяют проводить вместо дорогостоящих испытаний численные эксперименты, используя физико-математические модели испытываемых изделий и программно-компьютерное обеспечение методов их численного анализа [2-4].

В предлагаемой статье описывается численное моделирование одного из четырех испытанных комбинированных канатов типа «Геркулес» и результаты расчетов его жесткостной характеристики при растяжении по МКЭ.

1. Экспериментальные данные

Техническое задание на испытания канатов предусматривало три этапа. На первом этапе создавалось предварительное натяжение до 50% от номинального разрывного усилия каната по ТУ [1] с выдержкой и последующей полной разгрузкой. На втором - пять шагов нагружения до того же усилия с выдержкой 15 минут на каждом шаге и фиксацией удлинения каната и усилия в нем в начале и в конце каждого шага, затем канат полностью разгружался. На третьем – такое же пошаговое нагружение и аналогичная фиксация усилий и удлинений до разрыва каната с фиксацией фактического разрывного усилия. Испытательный стенд обеспечивал точность задания усилия в 2-3% и точность измерения удлинения каната до 1,0 мм, рис.5.

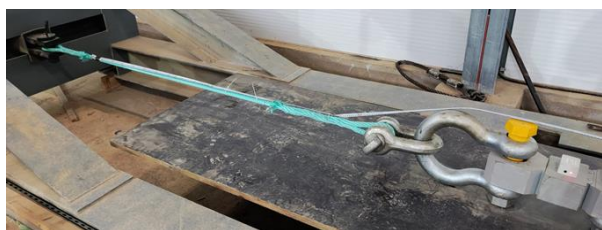


Рис.5 Испытательный стенд

После проведения испытаний, погрешность которых составляла 3-6%, и обработки протоколов измерений были построены жесткостные характеристики канатов, определены их плотность, условные модули упругости и усилия текучести, фактические разрывные усилия. Для каната номинальным диаметром $d = 32$ мм некоторые характеристики приведены в табл.1, где L – базовая

длина, на которой проводились измерения; m – вес 1 метра каната; s – доля стали в сечении; r – плотность; E , T_T – условные модуль упругости и усилие текучести; T_H , T_Φ – номинальное и фактическое разрывные усилия.

Таблица 1

Характеристики каната ГО-PLCт-6пр-32

Канат	L мм	m кгс	T_H кН	s %	r кг/м ³	E МПа	T_T кН	T_Φ кН
ГО-32	1020	1,02	189	8,0	1188	8580	89.6	184

Условный модуль упругости каната вычислялся по следующей зависимости

$$E = \frac{T_T \cdot L}{\Delta L_T \cdot F}, \quad (1)$$

где ΔL_T – удлинение каната, соответствующее условному усилию текучести T_T ; F – условная площадь кругового сечения диаметром d .

На рис.6 приведены результаты испытаний каната ГО-32, на котором показаны кривые для начальных и конечных значений усилий в канате на каждом шаге нагружения.

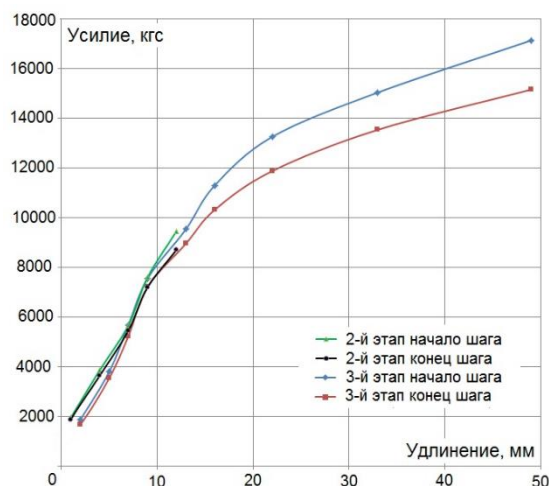


Рис.6 Результаты испытания каната ГО-32

При нагружении комбинированного каната до усилий, превышающих 50% разрывного усилия, становится заметной их релаксация за время текущего шага нагружения.

2. Моделирование каната

Моделирование каната состоит из нескольких этапов:

- разработка математической модели осевых линий элементов каната;
- создание геометрической модели каната;
- создание физической расчетной модели на основе МКЭ.

В настоящей работе рассматривается канат типа «Геркулес» диаметром 32,0 мм. Для анализа чувствительности расчетных моделей к точности моделирования исследуются два варианта строения поперечных сечений, рис 7.

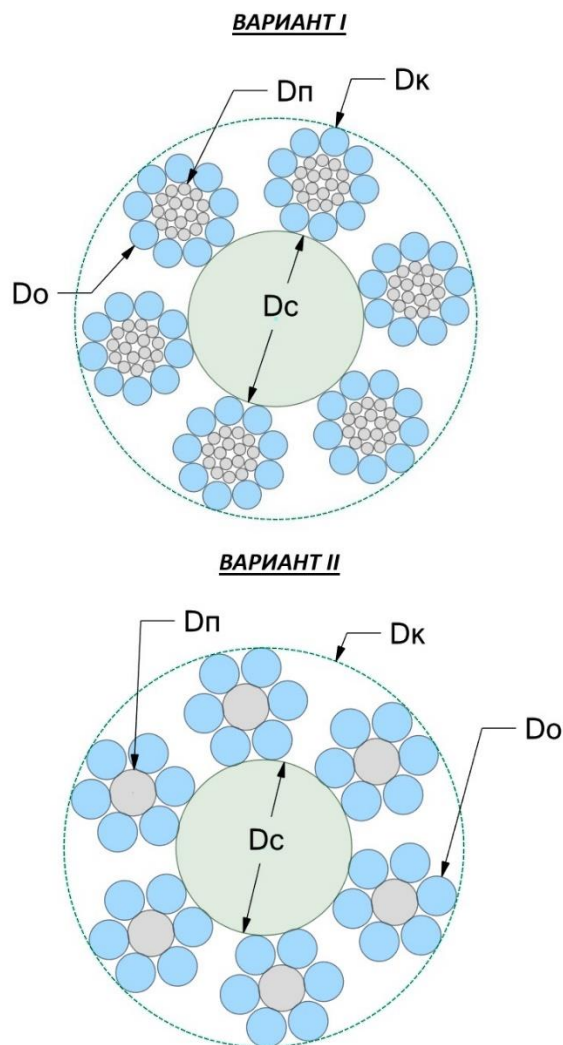


Рис.7 Варианты исполнения поперечных сечений для каната типа «Геркулес»

Как видно, варианты исполнения различаются степенью дискретизации стальных проволоочных прядей: в первом варианте количество и диаметр проволок в пряди соответствуют ТУ [1], во втором – в составе пряди применяется одна проволока с приведенным диаметром, определяемым из равенства площадей сечения проволок в пряди для обоих вариантов. Число и диаметр прядей обкатки подбирались так, чтобы обеспечить при заданном диаметре сердечника номинальный диаметр каната. Размеры элементов рассматриваемых поперечных сечений каната приведены в табл.2.

Трехмерная модель комбинированного каната может быть получена путем вытягивания поперечного сечения каждой составляющей вдоль своей оси. Оси элементов каната в общем случае могут представлять из себя винтовые линии различных порядков. Таким образом, необходимо иметь параметрические уравнения, описывающие геометрию осевых линий элементов каната и их положение в пространстве.

Таблица 2
Геометрические размеры составляющих элементов поперечных сечений каната ГО-32

Параметр	Обозначение	Единицы изм.	Поперечное сечение	
			Вариант I	Вариант II
Диаметр каната	Dк	мм	32,0	32,0
Диаметр сердечника	Dс	мм	14,6	14,6
Диаметр обкатки	Do	мм	2,38	3,20
Диаметр проволоки	Dп	мм	1,0	4,0

Для получения параметрических уравнений осевых линий вводятся две системы координат: глобальная система координат O_1XYZ и относительная система координат $O_2\vec{n}\vec{b}\vec{t}$ или трехгранник Френе [5, 6]. Как показано на рис.8, начало координат O_1 расположено в центре нижней части сердечника каната, начало координат O_2 расположено на оси элемента каната, которая является винтовой линией первого порядка, $\vec{n}, \vec{b}, \vec{t}$ – соответственно единичный вектор главной нормали, единичный вектор бинормали и единичный касательный вектор к кривой в данной точке.

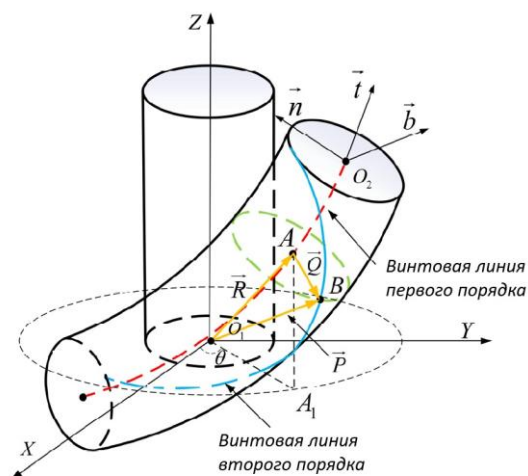


Рис.8 Глобальная система координат и трехгранник Френе для моделирования осей элементов каната

Положение точки A на винтовой линии первого порядка определяется в системе координат O_1XYZ радиус-вектором $\vec{R}$. Относительное положение точки B на винтовой линии второго порядка определяется вектором $\vec{Q}$. Вектор, соединяющий начало координат O_1 с точкой B, равен сумме векторов $\vec{R}$ и $\vec{Q}$ обозначен как $\vec{P}$, а θ – угол между проекцией вектора $\vec{R}$ на плоскость O_1XY и осью X.

Параметрическое уравнение винтовой линии первого порядка можно записать в виде:

$$R(\theta) = [r_r \cos(\theta) \quad r_r \sin(\theta) \quad \theta r_r \tan(\beta)]^T, \quad (2)$$

где r_r – радиус винтовой линии; β – угол подъема винтовой линии. Тогда координаты единичных векторов, образующих трехгранник Френе будут равны:

$$\begin{cases} \vec{t} = \frac{R'(\theta)}{|R'(\theta)|} = \begin{bmatrix} -\sin(\theta) \sin(\beta) \\ \cos(\theta) \cos(\beta) \\ \sin(\beta) \end{bmatrix} \\ \vec{b} = \frac{R''(\theta)}{|R''(\theta)|} = \begin{bmatrix} \sin(\theta) \sin(\beta) \\ -\cos(\theta) \cos(\beta) \\ \cos(\beta) \end{bmatrix} \\ \vec{n} = \vec{b} \times \vec{t} = \begin{bmatrix} -\cos(\theta) \\ -\sin(\theta) \\ 0 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (3)$$

Матрица переноса [T] из глобальной системы координат в систему Френе имеет вид:

$$T = \{\vec{n} \quad \vec{b} \quad \vec{t}\}^T = \begin{bmatrix} -\cos(\theta) & -\sin(\theta) & 0 \\ \sin(\theta) \sin(\beta) & -\cos(\theta) \cos(\beta) & \cos(\beta) \\ -\sin(\theta) \sin(\beta) & \cos(\theta) \cos(\beta) & \sin(\beta) \end{bmatrix} \quad (4)$$

Координаты произвольной точки винтовой линии второго порядка в относительной системе координат Френе будут определяться вектором:

$$Q(\theta_d) = [r_d \cos(\theta_d) \quad r_d \sin(\theta_d) \quad 0]^T, \quad (5)$$

где r_d – радиус винтовой линии второго порядка; θ_d – угловой параметр линии второго порядка.

Тогда координаты точек винтовой линии второго порядка в глобальной системе координат O_1XYZ будут равны:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = R(\theta) + T^{-1} \cdot Q(\theta_d). \quad (6)$$

Угловой параметр θ_d удобнее выразить через угловой параметр θ следующим образом:

$$n = \frac{\theta_d}{\theta},$$

где n – ограничитель угла закручивания линий, который гарантирует равномерное их распределение в каждом слое.

На основе описанной математической модели построены осевые линии элементов каната для одной пряди, рис.9.

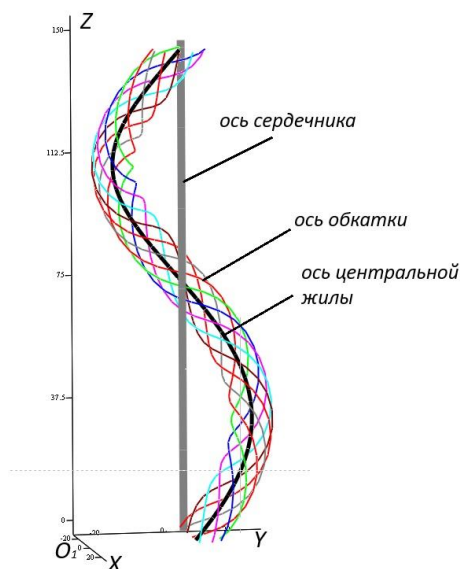
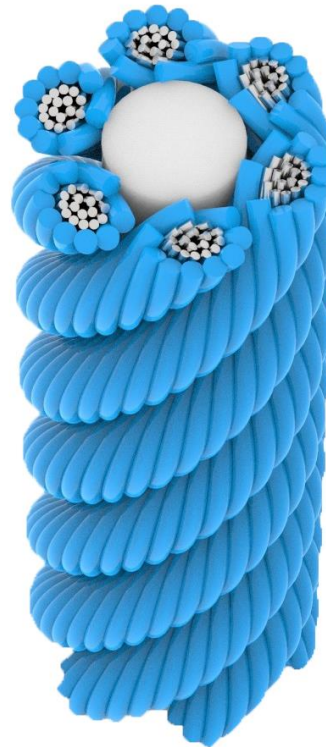


Рис.9 Осевые линии элементов каната одной пряди

Осевые линии для остальных прядей получают путем копирования полученных линий по окружности с заданным угловым шагом.

Полученные трехмерные модели каната показаны на рис.10.

ВАРИАНТ I



ВАРИАНТ II

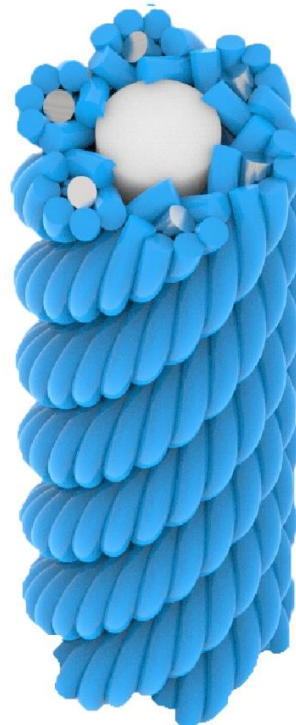


Рис.10 Трехмерные модели рассматриваемых вариантов каната

3. Расчетная модель каната

Расчетная модель каната включает в себя определение свойств материала для составных элементов, размер и тип КЭ, а также алгоритма контактного взаимодействия между элементами.

Для расчетного определения модуля упругости комбинированного каната, требуется знать упругие постоянные материалов составных элементов каната. В соответствии с ТУ [1] в канате типа «Геркулес» используются следующие материалы: оцинкованная стальная проволока, полистил и полипропилен. Упругие характеристики составляющих материалов для соответствующих элементов приведены в табл.3.

Таблица 3
Упругие характеристики составляющих материалов каната ГО-32

Элемент	Материал	Модуль упругости, МПа
Проволока	Оцинкованная сталь маркировочной группы 1770(180)	205000
Обкатка	Полистил 3300 текс	3500
Сердечник	Полипропилен 2200 текс	3500

Для получения полной картины растяжения каната вплоть до разрушения необходимо помимо упругих параметров материала задать параметры, определяющие физическую нелинейность. Предполагается, что на физически-нелинейное поведение каната наибольшее влияние будет оказывать стальная проволока, влиянием остальных материалов, исходя из их малой жесткости, можно пренебречь. Задаваемая диаграмма растяжения стали маркировочной группы 1770(180) [7] получена аппроксимацией экспериментальных данных и приведена на рис.11 [8].

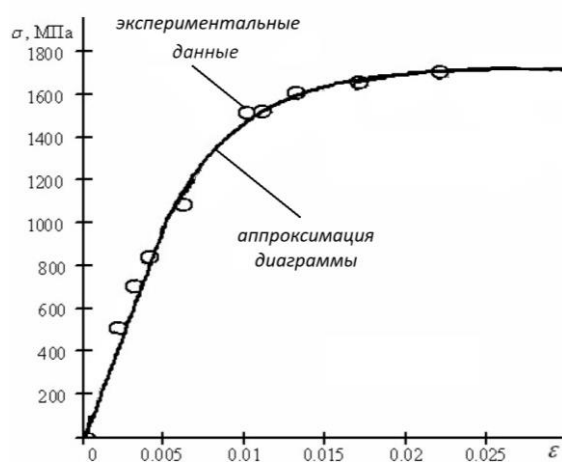


Рис.11 Экспериментальные значения и аппроксимирующие функции диаграммы растяжения стали маркировочной группы 1770(180)

Выбор типа решателя и соответствующего типа КЭ определяется сложностью постановки задачи. В рассматриваемом моделировании растяжения каната его составляющие элементы должны взаимодействовать между собой с учетом трения, а также геометрической и физической нелинейности. В связи с этим решение поставленной задачи выполнялось в явной постановке [9,10]. Здесь для элементов, работающих в области физической нелинейности, т.е. при пластических деформациях, требуется относительно мелкая дискретизация поперечного сечения на КЭ. В связи с этим минимальный размер КЭ по сечению проволоки для варианта I взят 0,2 мм, а для варианта II 0,5 мм. Для сердечника и обкатки максимальный размер КЭ составляет соответственно 3,0 мм и 1,5 мм, рис.12.

ВАРИАНТ I



ВАРИАНТ II



Рис.12 Конечно-элементная модель каната для рассматриваемых вариантов

Взаимодействие элементов комбинированного каната осуществлялось с помощью контактного алгоритма, основанного на методе штрафа. Контакт моделировался между всеми элементами каната с учетом трения, коэффициент трения равен 0,2.

Для получения отклика каната при действии растягивающего усилия использовалось жесткое нагружение: на одном конце каната ограничивались все перемещения, а к узлам противоположного конца прикладывалось заданное перемещение. Получаемая в заделанных узлах суммарная реакция является эквивалентом растягивающего усилия, рис.13.

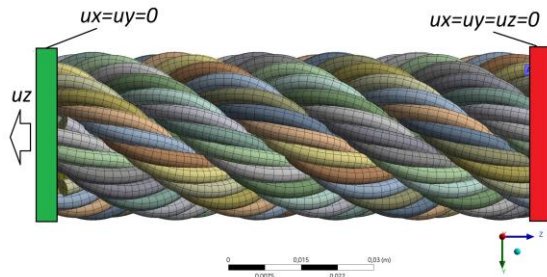


Рис.13 Схема приложения нагрузки к расчетной модели

Отметим, что перед выполнением основного расчета модель подвергалась обжатию от предварительного растяжения. К исходной модели прикладывалось растягивающее перемещение, и выполнялся упругий расчет. Перемещение увеличивалось до тех пор, пока элементы каната не начинали взаимодействовать между собой. Далее деформированная геометрия модели сохранялась, напряженное состояние элементов каната обнулялось, и полученная модель уже подвергалась расчетному нагружению.

4. Результаты расчета

В результате численного моделирования растяжения каната получены кривые нагружения, показывающие зависимость осевого усилия от деформации каната, рис.14. Здесь же представлена кривая, полученная в ходе экспериментального исследования (красная кривая на рис.6). Видно, что в пределах деформации от 0 до 0,7% кривые хорошо согласуются и имеют линейный характер, следовательно, данный диапазон можно отнести к условно упругому поведению каната. Далее наблюдается существенное изменение углов наклона кривых, что соответствует началу пластического деформирования проволоки. При этом экспериментальная кривая располагается выше расчетных, что может быть связано с граничными условиями при проведении численного моделирования. На рис.15 приведены поля пластических деформаций в проволоках при деформации троса 2%. Видно, что максимальные пластические деформации локализуются в местах закреплений модели, а это в итоге приводит к уменьшению жесткости в области больших деформаций каната. Однако, целью данной работы является определение именно упругих характеристик комбинированного каната, что ограничивается линейными участками кривых.

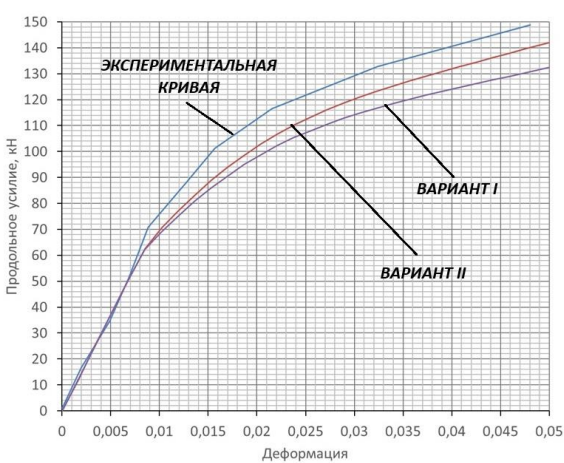


Рис.14 Кривые нагружения каната

По линейным участкам кривых нагружения в соответствии с зависимостью (1) определяется условный модуль упругости каната, табл.4. Здесь в качестве условного усилия текучести для численного эксперимента взято значение 62 кН, соответствующее резкому изменению наклона кривых. Видно, что погрешность численных расчетов составляет порядка 6% и она хорошо согласуется с погрешностью при проведении экспериментального исследования. Таким образом, проведение численного эксперимента является допустимым аналогом натурного эксперимента по определению жесткости каната.

Также стоит отметить, что в данном случае при проведении численного эксперимента допускается моделирование пряди стальных проволок одной проволокой приведенного диаметра. Использование приведенной проволоки существенно снижает ресурсоемкость задачи за счет уменьшения ее размерности, а также позволяет увеличивать шаг интегрирования по времени, который при использовании явного решателя напрямую определяется минимальным размером КЭ [9].

Таблица 4
Экспериментальный и расчетный модуль упругости каната ГО-32

Метод получения		Условный модуль упругости, МПа	δ, %
Натурный эксперимент		8580	-
Численный эксперимент	ВАРИАНТ I	9099	6,0
	ВАРИАНТ II	9128	6,4

Заключение

Полученные в статье результаты численного определения жесткостной характеристики при растяжении комбинированного каната типа «Геркулес» хорошо согласуются с результатами натурного эксперимента. В зоне упругой деформации каната различие не превышает погрешности эксперимента. Разработанная методика моделирования каната позволяет заменить

экспериментальное определение модуля упругости каната менее дорогостоящим расчетом.

Для проектирования рангоута и стоячего такелажа копии брига «Феникс» с помощью методики, основанной на использовании программ MAST и FESTA [11,12], принятые для стоячего

такелажа комбинированные канаты типа «Геркулес» могут моделироваться тросовыми КЭ типа *B3* и *ST* соответствующего диаметра, условный материал которых имеет при растяжении вычисленную жесткостную характеристику реального каната.

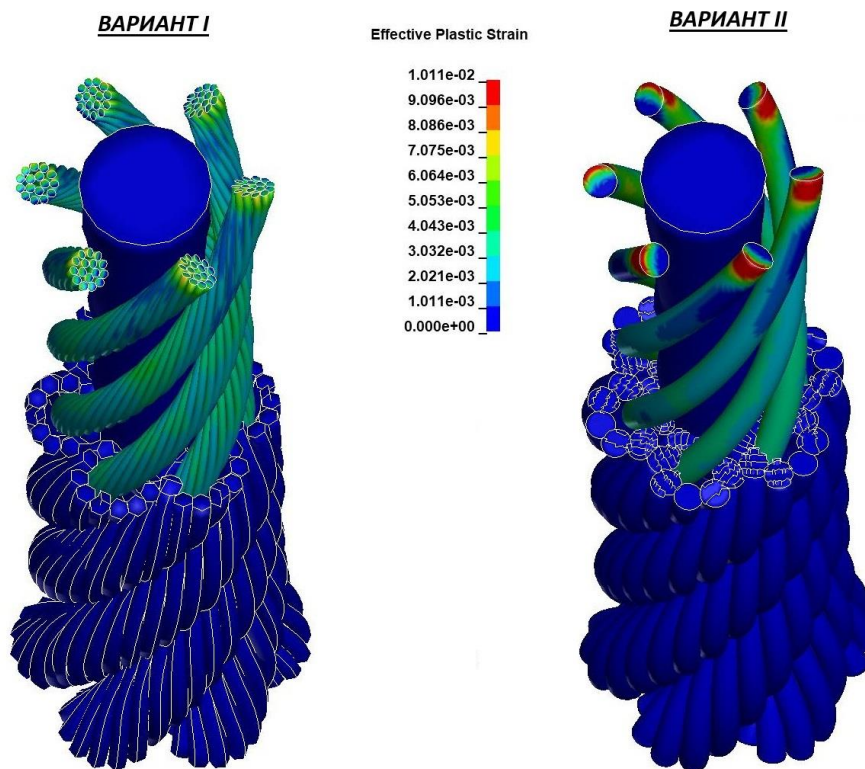


Рис. 15 Поля эквивалентных пластических деформаций в проволочных элементах каната при его деформации 2%

Литература

1. ТУ 8121-001-49718938-2002. Канаты комбинированные нераскручивающиеся для постройки орудий лова рыбы типов «Альбатрос», «Геркулес», «Нептун», «Тайфун». Технические условия. ЗАО «Канат», 2002, 13 с.
2. Коршунов В.А., Родионов А.А. Введение в метод конечных элементов. Учебное пособие, СПб: Изд-во СПбГМУ, 2016, 89 с.
3. Коршунов В.А., Пономарев Д.А., Мудрик Р.С., Родионов А.А. Исследование процессов буксировки айсберга на основе конечномерных моделей сплошных сред, Морские интеллектуальные технологии, № 4, том 3, СПб: Изд-во НИЦ МОРИНТЕХ, 2020, с. 82-88
4. Рекомендации по применению компьютерного моделирования для анализа тросовых ограждений методом конечных элементов. Росавтодор, Изд-во ФГУП Инфотрактор, 2015, 46 с.
5. Фомичев А.В. Кинематика точки и твердого тела. Учебное пособие, Москва: Изд-во МФТИ, 2021, 128 с.
6. Gai J., Yan K., Deng Q., Sun M., Ye F. A Finite Element Model for a 6 K31WS + FC Wire Rope and a Study on Its Mechanical Responses with or without Wire Breakage. Appl. Sci. 2023, 13, 8407.
7. ГОСТ 7372-79 Проволока стальная канатная. Технические условия, 1982.
8. Хромов И.В. Методика выбора параметров показательной функции для диаграммы растяжения стальной канатной проволоки. Вестник СевГТУ. Серия Механика, энергетика, экология. Сб. науч. тр., вып. 87, Севастополь, 2008, с. 12-15.
9. LSTC. LS-DYNA users manual. Version R14. Livermore Software Technology Corporation, CA, USA, 2023.
10. R. Judge, Z. Yang S.W., Jones & G. Beattie Numerical simulation of spiral-strand cables subjected to high velocity fragment impact, 8th European LS-DYNA Users Conference, Strasbourg, May 2011
11. Кульцеп А.В., Манухин В.А., Новожилова М.В. Алгоритм расчетного проектирования рангоута и стоячего такелажа парусных судов и яхт при использовании компьютерных программ «MAST» и «FESTA», разработанных в Санкт-Петербургском государственном морском техническом университете. Тез. докл. Всеросс. научно-техн. конф. по строит. мех. корабля «Бубновские чтения», СПб: Изд-во ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2004, с. 83-84
12. Кульцеп А.В., Манухин В.А. Методика проектирования и назначение коэффициентов запаса прочности и устойчивости мачт парусных судов и яхт. Морские интеллектуальные технологии. Спец. вып. № 2, СПб: Изд-во НИЦ МОРИНТЕХ, 2011, с. 65-67

References

1. TU 8121-001-49718938-2002. Kanaty kombinirovannye neraskruchivaushiesja dlja postroiki orudij lova ryby tipov "Albatros", "Gerkules", "Neptun", "Taifun". Technicheskie uslovija. ZAO "Kanat", 2002, 13 s.
2. Korshunov V.A., Rodionov A.A. Vvedeniye v metod konechnykh elementov [Introduction to the Finite Element Method]. Uchebnoye posobiye, SPb: Izd-vo SPbGMTU, 2016, 89 s.
3. Korshunov V.A., Ponomarev D.A., Mudrik R.S., Rodionov A.A. Issledovaniye protsessov buksirovki aysberga na osnove konechnomernykh modeley sploshnykh sred [Study of iceberg towing processes based on finite-dimensional models of continuous media], Morskiye Intellekтуal'nyye Tekhnologii, № 4, tom 3, SPb: Izd-vo NIC MORINTECH, 2020, s. 82-88
4. Rekomendatsii po primeneniyu komp'yuternogo modelirovaniya dlya analiza trosovykh ograzhdeniy metodom konechnykh elementov [Recommendations for using computer modeling to analyze cable barriers using the finite element method]. Rosavtodor, Izd-vo FGUP Informavtodor, 2015, 46 s.
5. Fomichev A.V. Kinematika tochki i tverdogo tela. Uchebnoye posobiye [Kinematics of a point and a rigid body]. Moskva: Izd-vo MFTI, 2021, 128 s.
6. Gai J., Yan K., Deng Q., Sun M., Ye F. A Finite Element Model for a 6 K31WS + FC Wire Rope and a Study on Its Mechanical Responses with or without Wire Breakage. Appl. Sci. 2023, 13, 8407.
7. GOST 7372-79 Provoloka stal'naya kanatnaya [Steel wire rope]. Tekhnicheskiye usloviya, 1982.
8. Khromov I.V. Metodika vybora parametrov pokazatel'noy funktsii dlya diagrammy rastyazheniya stal'noy kanatnoy provoloki [Methodology for selecting parameters of the exponential function for the stress-strain diagram of steel rope wire] Vestnik. SevGTU. Ser. Mekhanika, energetika, ekologiya: sb. nauch. tr., Sevastopol', 2008, Vyp. 87, s. 12-15
9. LSTC. LS-DYNA users manual. Version R14. Livermore Software Technology Corporation, CA, USA, 2023
10. R. Judge, Z. Yang S.W., Jones & G. Beattie Numerical simulation of spiral-strand cables subjected to high velocity fragment impact, 8th European LS-DYNA Users Conference, Strasbourg, May 2011
11. Kultzep A.V., Manukhin V.A., Novogilova M.V. Algoritм raschetnogo proektirovaniya rangouta i stojachego takelaga parusnykh sudov i yaht pri ispolzovanii kompyuternykh programm "MAST" i "FESTA", razrabotannykh v Sankt-Peterburgskom gosudarstvennom morskem tehničeskem universitete [Algorithm of computational design of spars and standing rigging of sailing ships and yachts using the computer programs "MAST" and "FESTA" developed at the St. Petersburg State Marine Technical University]. Tez. dokl. Vseross. nauchno-tehn. konf. po stroit. meh. korablja "Bubnovskie chtenia", SPb: Izd-vo CNII im. akad. A.N. Krylova, 2004, s. 83-84
12. Kultzep A.V., Manukhin V.A. Metodika proektirovaniya i naznacheniya koeffitsientov zapasa prochnosti i ustojchivosti macht parusnykh sudov i yaht [Design methodology and assignment of safety and stability factors for masts of sailing ships and yachts]. Morskiye intellektualnye tekhnologii, Spec. vyp. № 2, SPb: Izd-vo NIC MORINTECH, 2011, s. 65-67

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

Манухин Вадим Анатольевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: nikal6@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: nikal6@mail.ru

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

Vladimir A. Korshunov, 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: korshunov@smtu.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 11.04.2026

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.05.2026

Принята к публикации/accepted for publication 10.06.2025

Научная статья

УДК 629.12:539.433

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.010>**Программа расчета внутренних усилий, возникающих у судового корпуса при его качке на регулярном косом волнении**Бабанин Н.В.¹ nikolai-babanin@mail.ru, Мелконян А.Л.¹ mel1950@mail.ru, Николаев Д.А.¹ d.nikolaev@d-nik.de¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В статье для решения задачи о расчете поведении модели корпуса судна в виде квазиодномерной конечно-элементной системы на регулярном косом волнении предложен подход, базирующийся на применении разработанных ранее модели, алгоритма и программы расчета параметров связанных изгибно-продольно-крутильных вынужденных установившихся колебаний (амплитуды смещений, внутренних усилий и опорных реакций). Действие регулярного косого волнения предложено учитывать специальным образом рассчитываемой «бегущей» вдоль продольной оси модели внешней нагрузки из поперечных сил, обладающей комплексной структурой. Однако вследствие того, что волна, идущая вдоль левого борта, отстает от положения волны в диаметральной плоскости судна, а волна, идущая вдоль правого борта, опережает волну в диаметральной плоскости, у судна возникает дополнительная нагрузка в виде момента, стремящегося повернуть его вокруг продольной оси. Результаты таких расчетов могут быть особенно интересны при их выполнении на ранних стадиях проектирования судна, когда не по всем вопросам проектирования корпуса есть решения.

Ключевые слова: качка, регулярное косое волнение, модификация инерционно-жесткостных характеристик, парциальные отклики и параметры, амплитуды смещений.

Для цитирования: Бабанин Н. В., Мелконян А. Л., Николаев Д. А. Программа расчета внутренних усилий, возникающих у судового корпуса при его качке на регулярном косом волнении, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 83—88. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.010

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.010>**The program for calculating the internal forces that occur in a ship's hull during its rolling in regular oblique waves**Nikolay V. Babanin ¹ nikolai-babanin@mail.ru, Armen L. Melkonian ¹ mel1950@mail.ru,Dmitry A. Nikolaev ¹ d.nikolaev@d-nik.de¹St Petersburg state Marine Technical University, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. In the article, to solve the problem of calculating the behavior of a ship hull model in the form of a quasi-one-dimensional finite-element system in regular oblique waves, an approach based on the use of previously developed models, algorithms, and programs for calculating the parameters of coupled bending-longitudinal-torsional forced steady-state oscillations (amplitudes of displacements, internal forces, and support reactions) is proposed. The effect of regular oblique waves is proposed to be taken into account by a specially calculated "running" along the longitudinal axis of the model external load of lateral forces with a complex structure. However, due to the fact that the wave running along the port side lags behind the position of the wave in the ship's diametral plane, and the wave running along the starboard side is ahead of the wave in the ship's diametral plane, the ship experiences an additional load in the form of a moment that tends to rotate it around its longitudinal axis. The results of such calculations can be particularly interesting when they are performed at an early stage of ship design, when not all hull design issues have been resolved.

Keywords: rolling, regular oblique waves, modification of inertial-rigidity characteristics, partial responses and parameters, displacement amplitudes.

For citation: Babanin N. Viktorovich, Melkonian A. Levonovich, Nikolaev D. Alexandrovich. Program for calculating internal forces that arise in the ship's hull during its rolling in regular oblique waves, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 83—88. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.010

Введение

В ряде предыдущих работ авторов для расчета параметров вибрации конструкций, обладающих существенно большей протяженностью вдоль некоторой оси (судовой валопровод, корпус судна и т.п.), была разработана квазиодномерная модель в виде последовательно соединенных однотипных конечных элементов [7, 8]. Особенно удобно такое представление корпуса судна на ранних стадиях его проектирования, когда еще нет полных данных о его

конструкции, что затрудняет применение классического метода конечных элементов [1].

Модель и алгоритм расчета

В работах [8, 9, 10] была предложена физическая модель в виде пространственно-криволинейной упругой конструкции и ее дискретного варианта – пространственно-криволинейной упругой дискретной системы. Последняя представляла собой последовательность конечных элементов, соединенных обобщенными шарнирами

деформаций. Эти шарниры допускают сдвиг в двух ортогональных (вдоль нормали $\mathbf{n}$ и бинормали $\mathbf{b}$) и продольном (вдоль оси $\mathbf{t}$) направлениях, изгиб в двух ортогональных направлениях и кручение вокруг продольной оси элемента. Каждый из элементов, в свою очередь, состоит из безмассового стержня заданной длины, жестко соединенного с твердым телом, обладающим комплексом обобщенных инерционных характеристик (в связи с тем, что центр масс такого тела, в общем случае, не лежит на линии отсчета, его матрица инерционных характеристик не имеет диагональной структуры). Кроме того, каждый из элементов может опираться на шесть (по числу обобщенных перемещений) независимых упругих опор, точки крепления которых к инерционному диску могут не совпадать ни между собой, ни с линией отсчета модели. Материал модели предполагается линейно-упругим, но с введением в него неупругих сопротивлений комплексностью инерционно-жесткостных характеристик [1, 7, 8, 9]. Ввиду малости деформаций и перемещений 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. Анализ параметров установившихся колебаний позволяет перейти к квазистатическому варианту модели [1, 7, 9, 10]. В этом случае модель представляет 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 характеристики жесткости могут быть комплексными величинами [1, 7, 9, 10]. В частном случае, когда частота колебаний равна нулю, имеет место статический расчет параметров деформирования квазиодномерной модели.

Внешняя динамическая нагрузка на рассматриваемую линейную модель предполагается периодической. Она может быть представлена гармоническим рядом. Действие каждой гармоники рассматривается отдельно, а общее решение получается суперпозицией частных. Приложенная внешняя нагрузка в виде сосредоточенных или распределенных сил и моментов автоматически приводится к центрам инерционных дисков элементов.

Для расчета параметров установившихся

связанных
$$\sin\left(\frac{2\pi x}{\lambda_w}\right) = 0$$
 колебаний

вышеописанной квазиодномерной конечно элементной модели был предложен алгоритм расчета, базирующийся на дискретном варианте метода парциальных откликов [7, 9, 10], а так же разработана программа расчета этих параметров [11].

Большинство методов учета качки [3, 4, 5] исходит из предпосылок, что качка корабля имеет регулярный характер, а профиль морской волны описывается гармоническим законом. В таком случае комплексное представление внешних усилий, предложенное в [10], обеспечивает приложение задаваемой внешней нагрузки к элементам квазиодномерной конечно-

элементной модели на некотором участке длины l , состоящего из n элементов; при этом нагрузка изменяется во времени с частотой ω и ориентирована, например, вдоль главной нормали к нейтральной оси модели. Поскольку принятая модель дискретна, эта нагрузка должна быть приведена к последовательности поперечных сил, действующих на n элементов дискретной модели. Если у всех приложенных усилий будет один и тот же сдвиг фаз, то мы получим традиционный расчет параметров установившихся колебаний при воздействии на модель гармонически изменяющейся во времени внешней нагрузки. Но если между каждыми двумя поперечными силами, приложенными к соседним элементам модели, задать некоторый постоянный сдвиг фаз ($\Delta\alpha = 360^\circ / n$), то вдоль нейтральной оси модели на участке длины l как бы «побежит» плоская волна от поперечных сил, причем период пробега этой волны по участку будет равен периоду изменения во времени внешней нагрузки (рис. 1. Огибающая концов поперечных сил в каждый момент времени будет представлять собою синусоиду, соответствующую рассматриваемому моменту времени. Варьирование числа элементов модели, на которые действует нагрузка, а также значения сдвига фаз между соседними усилиями, создает широкие возможности для моделирования поведения объекта при таком типе внешнего воздействия (например, действие морского волнения на горизонтально и вертикально расположенные конструкции, являющиеся составными частями морских технических сооружений).

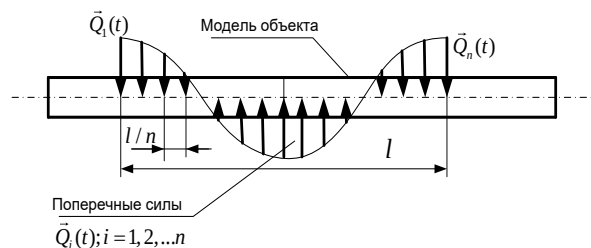


Рис. 1. Приложение задаваемой внешней нагрузки к элементам квазиодномерной конечно-элементной модели

В настоящей работе изложенный подход, позволяющий применить эти соображения для расчета внутренних усилий, возникающих в модели судового корпуса в процессе его качки на регулярном косом волнении; при этом расчет может быть выполнен с использованием разработанной программы [11], если специальным образом подготовить исходные данные.

КАЧКА НА КОСОМ ВОЛНЕНИИ

1. В случае косого волнения, имеется угол α между продольной осью судна и линией гребня волны (см. рис. 2, на котором изображен вид сверху на судно).

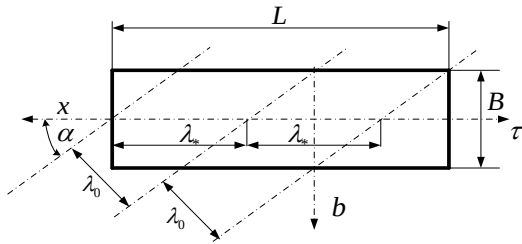


Рис. 2. Судно вид сверху (Принципиальная схема)

Здесь λ_0 - истинная длина волны, $\lambda_* = \lambda_0 / \cos \alpha$ - кажущаяся длина волны,

Для того, чтобы модель обладала нагрузкой, отражающей качку судна на косом волнении, примем, во-первых, что в его диаметральной плоскости бежит волна высотой h и длиной λ_* . Поперечная бегущая сила, ею вызванная, рассчитывается так же, как и поперечная нагрузка при действии прямой волны, но вместо длины волны λ_0 надо вставить кажущуюся длину волны λ_* . Однако вследствие того, что волна, идущая вдоль левого борта отстает от положения волны в диаметральной плоскости судна на величину $\Delta l = 0.5B \cos \alpha$, а волна, идущая вдоль правого борта опережает волну в диаметральной плоскости на такую же величину, у судна возникает дополнительная нагрузка в виде момента, стремящегося повернуть его вокруг продольной оси. При этом, в момент времени, когда поперечная сила в диаметральной плоскости судна достигает своего максимального значения, кренящий момент оказывается равен нулю в силу равенства ординат волн по правому и левому бортам (синусоиды левого и правого бортов в этот момент имеют равные высоты, хотя одна из них до максимума еще не дошла, а вторая его уже перешла). А в момент времени, когда поперечная сила в диаметральной плоскости переходит через ноль, кренящий момент будет иметь наибольшую величину (так как ординаты волны по правому и левому бортам равны и противоположно направлены). Эти ординаты можно вычислить как

$$h_* = h \sin \left(\frac{2\pi(x \pm \Delta l)}{\lambda_*} \right) = h \sin \left(\frac{2\pi(\pm \Delta l)}{\lambda_*} \right), \text{ так}$$

$$\text{как в этот момент } \sin \left(\frac{2\pi x}{\lambda_*} \right) = 0.$$

Теперь легко вычислить погонные объемы входящего и выходящего клиньев, их архимедовы силы и погонный крутящий момент. Его амплитудное значение будет $M_\tau^0 = \gamma h_* B^2 / 3; (H)$, а по фазе этот «бегущий» вдоль продольной оси модели момент будет отставать от «бегущей» поперечной силы на 90 градусов, т.е.

$$M_\tau = M_\tau^0 \cos(\omega t + \beta_i); (H). \text{ Такое смещение по фазе во времени мы учитываем комплексностью представления усилий.}$$

Во-вторых, следует учесть, что кроме продольной силы и изгибающего момента, приложенных в носовой оконечности судна при его качке на прямом

волнении, из-за вышеупомянутого сдвига между синусоидами левого и правого бортов, будет иметь место момент, стремящийся изгибать модель судна в горизонтальной плоскости. Значение его амплитуды находится из соображений, аналогичных вышеприведенным.

2. Очевидно, что при возникновении крутильных колебаний следует дополнительно ввести жесткость упругого основания на поворот поперечных сечений. Для этого рассмотрим рис. 3, где изображено поперечное сечение судна.

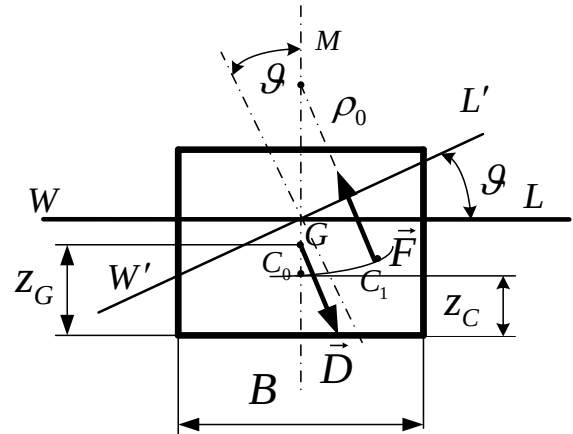


Рис. 3. Поперечное сечение судна

На рис.3 изображено миделевое сечение, повернутое на угол крена ϑ . Положение начальной ватерлинии $W-L$, положение ватерлинии при наклонении снабжено штрихами. Точками $G; C_0; C_1; M$ обозначены центр тяжести, центр величины погруженного объема в начальном и конечном положении, метациентр. Возвышения центра тяжести z_G , центра величины - $z_C = T / 2$, начальный метациентрический радиус $\rho_0 = J_b / V = (BL^3 / 12) / LBT = L^2 / 12T$ (здесь $J_b; V$ - момент инерции площади ватерлинии и объем подводной части судна, соответственно).

Силы поддержания $\vec{F}$ и сила веса $\vec{D}$ равны и противоположно направлены, т.е. образуют пару сил восстанавливающего момента. Тогда метациентрическая формула остойчивости для судна дает величину восстанавливающего момента $M_\tau^{60c} = Dh \sin \vartheta \approx Dh \vartheta = \gamma L B T h \vartheta$, где

$h = \rho_0 + z_C - z_G$ - поперечная метациентрическая высота. Отсюда погонная жесткость упругого основания при наклонениях судна будет $u_\tau = M_\tau^{60c} / L = \gamma B T (L^2 / 12T + 0,5T - z_C); (H)$.

3. При косом волнении следует дополнительно учесть наличие присоединенных масс при движении судна в боковом направлении и при его наклонении (при наклонении вычисляется момент инерции масс). Приближенные формулы для этих присоединенных масс и соответствующие вычисления приведены в [2].

4. В случае движения судна вдоль оси X с постоянной скоростью V_1 в приведенных выше выражениях надо скорость V_0 заменить на $(V_0 + V_1)$.

5. Носовая часть судна должна иметь определенные инерционно-жесткостные характеристики, которые увеличиваются от нуля до максимума.

6. Вычисление присоединенных масс судна по формулам из [2] заносятся в программу «Волна», изображенная на рис. 4:

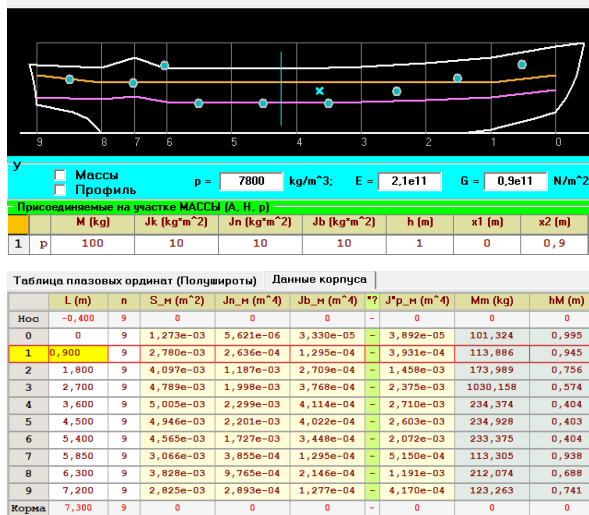


Рис. 4. Катер длиной 7.2м

Для получения погонных значений присоединенных масс полученные величины надо поделить на длину корпуса.

Для судна, не полностью погруженного в воду рис. 5, по формуле из [2,5] можно рассчитать присоединенную массу $\lambda_{44} = i_{zz}$.

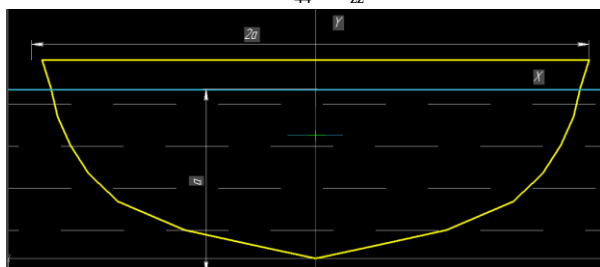


Рис. 5. катер погружен в воду частично

7. На рис. 6 приведены поперечные силы $\vec{Q}_n$ и крутящие моменты $\vec{M}_r$ для каждого элемента модели имеют задаваемый сдвиг фазы. При этом поперечные силы $\vec{Q}_n$ изменяются во времени по закону $\sin \omega t$, а крутящие моменты $\vec{M}_r$ - по закону $\cos \omega t$.

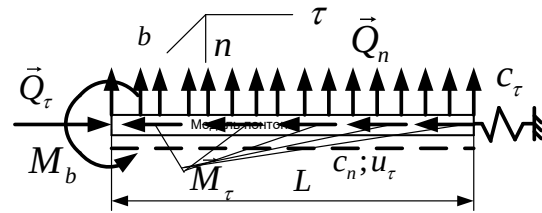


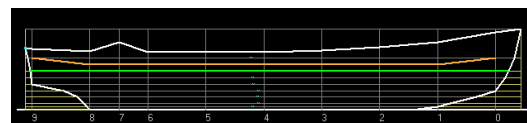
Рис. 6. модель судна

На носовом участке длиной l рис.4 следует сделать возрастающими от нуля до наибольшего значения величины $Q_r; Q_n; M_b; c_n; M_r; u_r$.

Пример расчета

В качестве примера тестового характера был выбран катер с длиной 7.2 м на рис. 7 представлена таблица плавовых ординат катера, у которого длина существенно превышала ширину и осадку.

Нос	0	50	100	200	300	400	500	600	800
0	1700	1300	1100	700	400	320	250	190	100
1	-	-	-	-	-	10	30	70	120
2	-	-	50	110	200	290	360	425	540
3	-	130	265	470	605	705	765	815	880
4	-	290	580	745	840	905	955	985	1030
5	-	345	690	855	920	965	1010	1025	1065
6	-	322	645	855	900	940	980	1005	1050
7	-	230	465	700	805	870	915	940	970
8	-	-	50	110	200	290	360	425	540
9	-	-	80	375	565	670	725	770	815
Корма	-	-	-	-	-	-	150	435	570
	1000	950	900	800	600	100	85	70	40



	L (mm)	hW[j]	Борт_Н	Борт_С	ВП_Н	ВП_С	РвЛ-600
Нос	-400	1250	1250	200	800	100	190
0	0	300	1200	200	800	120	70
1	900	-	1050	680	700	540	425
2	1800	-	970	950	700	880	815
3	2700	-	920	1050	700	1030	985
4	3600	-	900	1080	700	1065	1025
5	4500	-	890	1060	700	1050	1005
6	5400	-	890	985	700	970	940
7	5850,000	-	1050	680	700	540	425
8	6300	-	910	835	700	815	770
9	7200	400	950	600	800	570	435
Корма	7300	400	960	300	800	400	70

L	- Стояние сечения от Шп[0].
hW[j]	- Высота нижней точки Шп[j] от основной линии "ОЛ" в "ДП".
Борт_Н(S)	- Линия кромки борта (Н-высота от ОЛ и S-полуширота).
ВП_Н(S)	- Линия кромки верхней палубы (Высота от ОЛ и полуширота).
РвЛ-Н	- Расчетная ватерлиния с учётом соответствующих нагрузке осадки "Н" и дифферента
WL(i)	- Высота ватерлинии теоретического чертежа от ОЛ.
Нос	- Проекция на ДП носовой (Через стояние от Шпангоутов ГЧ)
Корма	- и кормовой оконечностей. (Могут иметь полушироту на уровне "Борта" и "ВП").

Рис. 7. Плавовые ординаты катера длиной 7.2м

Для этой модели была сконструирована внешняя нагрузка с помощью программы «Волна», соответствующая действию регулярной косой волны. Вид получившейся модели задачи приведен на рис. 8, а расчётная схема и распределение некоторых параметров - на рис. 6.

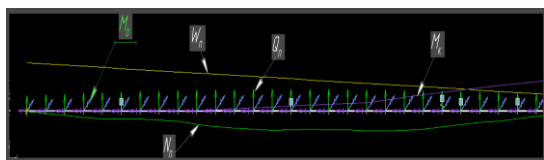


Рис. 8. фрагмент модели катера длиной 7.2 м

Результаты расчетов для каждого из элементов модели содержат амплитуды поперечного и продольного смещений, угла его поворота, внутренней продольной силы и изгибающего момента, и крутильного момента. Ниже представлены результаты расчета рис.9 и рис.10, выполненных с использованием программного обеспечения «Рама» и новой программы «Волна». Полученные данные демонстрируют высокую степень соответствия, что подтверждает корректность работы новой программы «Волна».

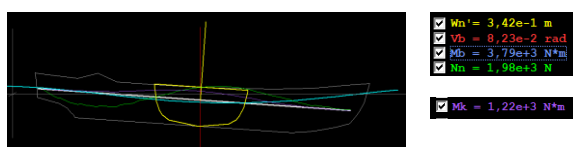


Рис. 9. Расчет в программе «Волна»

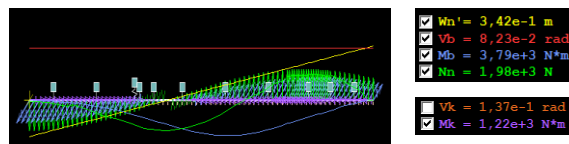


Рис. 10. Расчет в программе «Рама»

Выводы

Проведено сравнительное исследование новой программы «Волна» и существующей программы «Рама». Результаты анализа свидетельствуют о высокой эффективности «Волны» в расчетах корпусных конструкций судов и её удобстве в использовании. Полученные данные могут быть представлены в форме балочной модели в обеих программных продуктах.

Заключение

Модель и программа расчета, разработанные нами, позволяют определить амплитуды внутренних усилий и смещений судна при связанных изгибно-продольно-крутильных колебаниях, вызванных качкой на косом регулярном волнении. Эти результаты особенно важны на ранних стадиях проектирования, когда решения по многим вопросам еще не найдены.

Литература

1. Постнов В.А., Хархурим И.Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций., Л.: Судостроение, 1974, 344 с.
2. Войткунский Я.И., Першиц Р.Я., Титов И.А. Справочник по теории корабля, Ленинград, Судпромгиз, 1960, 688с.
3. Благовещенский С.Н., Холодильин А.Н. Справочник по статике и динамике корабля. Т.1 Динамика корабля, Ленинград, Судостроение 1975, 336с.
4. Благовещенский С.Н., Холодильин А.Н. Справочник по статике и динамике корабля. Т.2 Статика корабля, Ленинград, Судостроение 1975, 176с.
5. Чувиковский В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля Л.: Судостроение, 1976, 374 с.
6. Крыжевич Г.Б. Гидроупругость конструкций судна. СПб, Изд. ЦНИИ им ак. А.Н.Крылова, 2006, 231 стр.
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. Совместная вибрация судового корпуса и его конструктивных модулей с малым районом сопряжения. СПб, Морской вестник №1(81), 2022, стр. 53-58.
9. Николаев Д.А. Математическая модель пространственных изгибно-продольно-крутильных колебаний корпуса как непризматической балки с криволинейными несовпадающими линиями центров жесткости на изгиб и кручение. Труды ЛКИ. Применение численных методов в расчетах судовых конструкций. 1986 г., стр. 50-55.
10. Бабанин Н.В., Мелконян А.Л. Комплексное представление усилий при расчете параметров вынужденных установившихся колебаний. СПб, Труды СПбГМТУ, 1(9), 2024, стр. 14-23
11. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Эффективное решение. Расчет изогнутых балок и рам.). 30.10.2024.

References

1. Postnov V.A., Harhurim I.Ja. Metod konechnyh jelementov v raschetah sudovyh konstrukcij [The finite element method in calculations of ship structures]., L.: Sudostroenie, 1974, 344 s.
2. Vojtkunskij Ja.I., Pershic R.Ja., Titov I.A. Spravochnik po teorii korablja, Leningrad [Handbook of the theory of the ship, Leningrad], Sudpromgiz, 1960, 688s.
3. Blagoveshhenskij S.N., Holodilin A.N. Spravochnik po statike i dinamike korablja [Handbook of Ship Statics and Dynamics]. Т.1 Dinamika korablja, Leningrad, Sudostroenie 1975, 336s.
4. Blagoveshhenskij S.N., Holodilin A.N. Spravochnik po statike i dinamike korablja [Handbook of Ship Statics and Dynamics]. Т.2 Statika korablja, Leningrad, Sudostroenie 1975, 176s.
5. Chuvikovskij V.S. Chislennyye metody raschetov v stroitel'noj mehanike korablja [Numerical calculation methods in ship construction mechanics] L.: Sudostroenie, 1976, 374 s.

6. Kryzhevich G.B. Gidrouprugost konstrukcij sudna [Hydroelasticity vessel design]. SPb, Izd. CzNII im ak. A.N.Krylova, 2006, 231 str.
7. Melkonjan A.L., Nikolaev D.A. Kvaziodnomernye modeli dlja analiza parametrov vibracii sudovogo korpusa na rannih stadijah ego proektirovaniya [Quasi-one-dimensional models for analyzing the vibration parameters of a ship's hull at the early stages of its design]. SPb, Morinteh, №2(44)T.1, 2019, str.45-51.
8. Melkonjan A.L., Nikolaev D.A. Sovmestnaja vibracija sudovogo korpusa i ego konstruktivnyh modulej s malym rajonom sopriazhenija [Joint vibration of the ship's hull and its structural modules with a small interface area]. SPb, Morskoj vestnik №1(81), 2022, str. 53-58.
9. Nikolaev D.A. Matematicheskaja model' prostranstvennyh izgibno-prodol'no-krutit'nyh kolebanij korpusa kak neprizmaticheskoj balki s krivolinejnymi nesovpadajushimi linijami centrov zhestkosti na izgib i kruchenie. Trudy LKI. Primenenie chislennyh metodov v raschetah sudovyh konstrukcij [Mathematical model of spatial bending-longitudinal-torsional vibrations of the hull as a non-prismatic beam with curved mismatched lines of bending and torsion stiffness centers]. 1986 g., str. 50-55.
10. Babanin N.V., Melkonjan A.L. Kompleksnoe predstavlenie usilij pri raschete parametrov vyzvannyh ustanovivshijsja kolebanij [Comprehensive representation of efforts in calculating the parameters of forced steady-state oscillations]. SPb, Trudy SPbGMTU, 1(9), 2024, str. 14-23.
11. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Jeffectivnoe reshenie. Raschet izognutyh balok i ram.) [An effective solution. Calculation of curved beams and frames]. 30.10.2024.

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

Бабанин Николай Викторович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, тел. (904) 518-70-66, e-mail: nikolai-babanin@mail.ru

Nikolay V. Babanin, 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 (904) 518-70-66, e-mail: nikolai-babanin@mail.ru

Мелконян Армен Левонович, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3, тел. (911) 911-64-25; e-mail: mel1950@mail.ru AuthorID: 381839

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. AuthorID: 381839

Николаев Дмитрий Александрович, 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 09.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.05.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 10.06.2026.

Научная статья

УДК 531.391.1:532.5.011

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.011>

Методика оценки технического состояния корпуса навалочных и нефтеналивных судов на основе нормативных требований Общих правил МАКО

Буи Динь Ви¹ Buidinhvy0501@gmail.com, Тряскин В.Н.¹ tryaskin.vn@yandex.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В статье представлена методика оценки технического состояния корпуса навалочных и нефтеналивных судов, разработанная на основе нормативных требований Общих правил Международной ассоциации классификационных обществ (МАКО). Методика включает рекомендации по определению допускаемых остаточных толщин корпусных элементов с учетом характера и степени коррозионного износа, допускаемых величин характеристик поперечного сечения корпуса судна и сравнения их со значениями, соответствующими результатам дефектации. Методика также предусматривает расчет основных характеристик поперечного сечения корпуса с учетом фактически измеренных остаточных толщин элементов корпуса. Наличие таких рекомендаций позволяет обоснованно оценить техническое состояние корпуса и принять решение о возможности дальнейшей эксплуатации судна. Практическое применение методики показано применительно к проекту навалочного судна, по которому имеются фактические замеры остаточных толщин при длительной эксплуатации. Для формирования базы данных, определения момента сопротивления, момента инерции поперечного сечения корпуса судна при построечных и фактически замеренных толщинах конструктивных элементов предлагается использовать методику и специализированное программное обеспечение, разработанные на Кафедре конструкции и технической эксплуатации судов СПбГМТУ.

Ключевые слова: оценка технического состояния, навалочные суда, нефтеналивные суда, нормативные требования, остаточные толщины, коррозионный износ, поперечное сечение корпуса, момент сопротивления, продольная прочность.

Для цитирования: Буи Динь Ви, Тряскин В.Н. Методика оценки технического состояния корпуса навалочных и нефтеналивных судов на основе нормативных требований Общих правил МАКО. Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 89—96. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.011

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.011>

Methodology for assessing the structural condition of bulk carriers and oil tankers based on IACS Common Structural Rules

Bui Dinh Vy¹ Buidinhvy0501@gmail.com, Vladimir N. Tryaskin¹ tryaskin.vn@yandex.ru¹St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia

Abstract. The paper presents a methodology for assessing the structural condition of bulk carriers and oil tankers developed on the basis of the regulatory requirements of the Common Structural Rules of the International Association of Classification Societies (IACS). The methodology includes recommendations for determining the allowable residual thicknesses of hull structural elements, taking into account the type and degree of corrosion wear, as well as the permissible values of the cross-sectional characteristics of the ship hull and their comparison with the values obtained from inspection results. The methodology also provides for the calculation of the main characteristics of the hull cross-section considering the actually measured residual thicknesses of structural elements. The availability of such recommendations makes it possible to reasonably assess the technical condition of the hull and to make decisions on the possibility of further ship operation. The practical application of the methodology is demonstrated using the example of a bulk carrier project for which actual measurements of residual thicknesses obtained during long-term operation are available. To generate a calculation database and determine the section modulus and moment of inertia of the hull cross-section for both as-built and measured thicknesses of structural elements, it is proposed to use the developed methodology and specialized software created at the Department of Ship Structures and Technical Operation of Ships of Saint Petersburg State Marine Technical University.

Keywords: structural condition assessment, bulk carriers, oil tankers, regulatory requirements, residual thickness, corrosion wastage, hull cross-section, section modulus, longitudinal strength.

For citation: Bui Dinh Vy, Vladimir N. Tryaskin, Methodology for assessing the structural condition of bulk carriers and oil tankers based on IACS Common Structural Rules. Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 89—96. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.011

Введение

Оценка технического состояния корпусных конструкций навалочных и нефтеналивных судов

является важнейшим элементом обеспечения безопасности мореплавания, предотвращения аварийных ситуаций с экологическими последствиями и продления срока службы судна.

Корпуса судов в условиях длительной эксплуатации подвергаются воздействию коррозионных процессов, циклических нагрузок, температурных напряжений, а также получают эксплуатационные повреждения, что приводит к снижению несущей способности конструктивных элементов. Особенно актуальной данная проблема является для судов, эксплуатирующихся выше 15-20 лет, когда износ может существенно повлиять на местную прочность отдельных корпусных конструкций и общую продольную прочность корпуса судна в целом.

Современный подход к оценке технического состояния основывается на принципах регламентированного контроля и количественной оценки фактических и допускаемых остаточных толщин элементов конструкций, анализе изменения их геометрических и прочностных характеристик в процессе эксплуатации, а также на проверке соответствия полученных значений установленным нормативным требованиям. В этой связи ключевую роль играют международные классификационные стандарты, обеспечивающие единый методический подход к оценке конструктивной надежности судов.

1. Нормативная база

Международная ассоциация классификационных обществ (МАКО) основана в 1968 году и объединяет ведущие классификационные общества мира. В настоящее время под наблюдением МАКО находится более 90 % тоннажа мирового коммерческого флота, что подтверждает её определяющее влияние на формирование международной системы технического надзора [1]. Основной целью МАКО является повышение стандартов морской безопасности за счёт разработки и внедрения унифицированных технических требований, обязательных для применения обществами-членами МАКО. В рамках деятельности МАКО разработаны гармонизированные Общие правила (Common Structural Rules, далее CSR), устанавливающие единые требования к проектированию, расчёту прочности и техническому освидетельствованию корпусов навалочных и нефтеналивных судов. Существенное внимание в данных документах уделяется вопросам оценки остаточных толщин, определению предельно допускаемого износа, критериям существенной коррозии, а также методам контроля прочности корпуса в процессе эксплуатации. Применение указанных требований позволяет обеспечить сопоставимость результатов освидетельствования и объективность принимаемых решений о возможности дальнейшей эксплуатации судна.

В работе используются следующие нормативные документы [2, 3, 4, 5]:

1. CSR – требования гармонизированных Общих Правил МАКО для однокорпусных и двухкорпусных навалочных судов длиной равной 90 м и более и нефтеналивных двухкорпусных судов длиной 150 м и более, отвечающих требованиям Приложения 1 МАРПОЛ 73/78 CSR-H.
2. UR Z10.2 – унифицированные требования к освидетельствованию корпуса навалочных судов с одинарным бортом.

3. UR Z10.4 – унифицированные требования к освидетельствованию корпуса двухкорпусных нефтеналивных судов.

4. UR Z10.5 – унифицированные требования к освидетельствованию корпуса навалочных судов с двойными бортами.

CSR устанавливают требования к расчёту прочности корпуса навалочных и нефтеналивных судов. В рамках CSR применяется концепция «net scantling», предусматривающая использование расчётных характеристик корпуса с учетом коррозионного износа его элементов при проверке прочности. Данные правила регламентируют требования к местной прочности и устойчивости элементов конструкций, к общей продольной прочности корпуса, а также к усталостной долговечности.

Унифицированные требования UR Z10.2, UR Z10.4 и UR Z10.5 регламентируют порядок и объёмы освидетельствования корпусов судов в процессе эксплуатации. В указанных документах определяются допускаемые остаточные толщины конструктивных элементов, критерии существенной коррозии, требования к объёму толщинометрических измерений, а также условия назначения ремонта или замены элементов корпуса.

Несмотря на наличие регламентирующих требований CSR и UR Z10.2, UR Z10.4 и UR Z10.5, в нормативных документах отсутствует формализованный алгоритм комплексной оценки технического состояния корпуса, обеспечивающий согласование расчётных требований прочности с результатами эксплуатационных освидетельствований и фактическими данными об остаточных толщинах.

В этой связи возникает необходимость разработки методики, позволяющей на основе фактически измеренных остаточных толщин выполнять перерасчёт характеристик поперечного сечения и проверку соответствия корпуса требованиям прочности, установленным CSR.

Целью настоящей работы является разработка методики оценки технического состояния корпуса навалочных и нефтеналивных судов, обеспечивающей интеграцию расчётных положений CSR и эксплуатационных критериев UR Z10 в рамках единой процедуры анализа.

2. Методика оценки технического состояния корпуса

2.1 Общие положения

В процессе эксплуатации судна элементы корпусных конструкций (листы, балки набора) подвергаются коррозионному и/или механическому износу. Это приводит к ухудшению состояния («старению») корпуса и к увеличению вероятности нарушения его целостности (непроницаемости, прочности) [6].

Техническое состояние корпуса судна определяется совокупностью параметров, характеризующих прочность, жесткость, непроницаемость его конструкций, изменяющихся вследствие возникновения и развития дефектов [7]. Анализ остаточной прочности корпуса и влияния коррозионного износа на несущую способность

конструкций подробно рассматривается в ряде научных работ [8–9].

Оценка технического состояния предполагает комплексный анализ остаточных толщин конструктивных элементов, перерасчёт характеристик поперечного сечения с учётом фактического износа и проверку соответствия полученных значений нормативным критериям прочности.

Таким образом, методика оценки технического состояния корпуса должна обеспечивать взаимосвязь между результатами измерений остаточных толщин и расчетными характеристиками прочности корпуса, позволяя на основе объективных количественных показателей принимать обоснованные решения о возможности дальнейшей эксплуатации судна, необходимости ремонта либо замены отдельных конструктивных элементов.

В соответствии с требованиями МАКО техническое состояние корпуса судна классифицируется по трём основным категориям, отражающим степень деградации корпусных конструкций [3, 4, 5]:

– **GOOD** – хорошее состояние, характеризующееся наличием незначительных коррозионных проявлений, которые не оказывают влияния на характеристики общей прочности и несущей способности корпусных конструкций.

– **FAIR** – удовлетворительное состояние, при котором наблюдается локальное разрушение защитных покрытий, в том числе на кромках элементов набора, рёбер жёсткости, либо коррозия сварных соединений, суммарная площадь которых не превышает 20 % рассматриваемых участков корпуса.

– **POOR** – плохое состояние, характеризующееся значительным повреждением защитных покрытий и (или) распространением коррозии на площади более 20 % рассматриваемого района, а также наличием окалины, продуктов коррозии на поверхности металла, занимающих более 10 % площади соответствующего участка.

2.2 Критерии замены конструктивных элементов

Характер и интенсивность коррозионного износа оказывают существенное влияние на условия оценки технического состояния конструктивных элементов корпуса. В результате коррозии уменьшается толщина листов и балок набора металлического корпуса [10]. Согласно унифицированным требованиям UR Z10.2, UR Z10.4 и UR Z10.5 классификация коррозионного износа корпусных конструкций осуществляется по следующим видам:

– Язвенный износ (Pitting corrosion) – локальное уменьшение толщины элемента корпуса в виде отдельных углублений, проржавлений, каверн или раковин, приводящее к концентрации напряжений и снижению несущей способности (рис 1);

– Коррозия кромок (Edge corrosion) – местная коррозия свободных кромок листов, ребер жесткости, подкрепляющих балок основного набора и кромок вырезов (рис 2);

– Канавочный износ (Grooving corrosion) – уменьшение толщины листа или балки набора в зоне свободных кромок, наиболее подверженных воздействию коррозионной среды (рис 3);

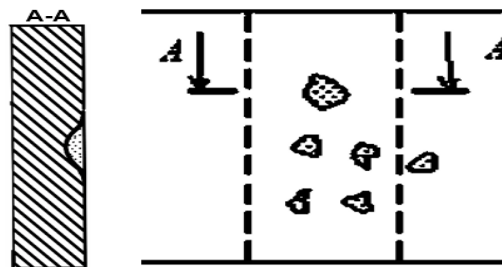


Рис. 1. Язвенный износ с интенсивностью 1% и менее

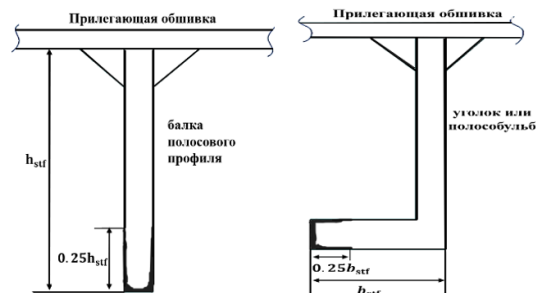


Рис. 2. Коррозия кромок

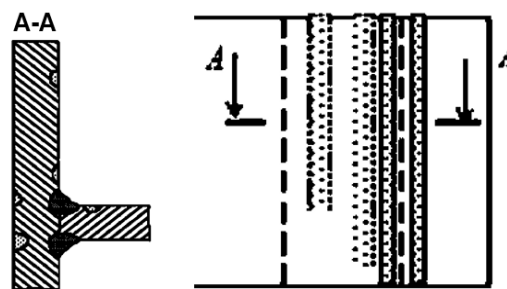


Рис. 3. Канавочный износ

Различные виды коррозии приводят к неодинаковому снижению несущей способности конструкций и учитываются при определении допускаемых остаточных толщин в соответствии с требованиями UR Z10. При локальных формах износа (язвенной и канавочной коррозии) требования к минимально допускаемым остаточным толщинам являются более жёсткими по сравнению с равномерным износом.

В CSR вводятся понятия о нескольких видах толщин, которые используются на разных стадиях проектирования/расчётов прочности и при освидетельствовании технического состояния судна. Непонимание различий между ними часто приводит к ошибкам при проверке продольной прочности корпуса (hull girder strength), местной прочности (local strength) и использовании критериев обновления (renewal criteria).

На рис. 4 представлена схема взаимосвязи постречной толщины элемента $t_{as-built}$; коррозионной добавки t_c , устанавливаемой нормативными документами CSR; дополнительной добавки на коррозию $t_{vol-add}$, назначаемая судовладельцем по его собственному усмотрению (voluntary addition), а также следующих расчетных величин:

– толщины «брутто», фактически принятой в проекте (gross offered thickness):

$$t_{gr-off} = t_{as-built} - t_{vol-add}, \text{ мм}; \quad (1)$$

– толщины «нетто», фактически принятая в проекте (net offered thickness):

$$t_{off} = t_{gr_off} - t_c, \text{ мм}; \quad (2)$$

– максимального допустимого уменьшения толщины элемента (maximum allowable thickness diminution):

$$t_{dm} = t_{gr_off} - t_{gr_req}, \text{ мм} \quad (3)$$

Схема иллюстрирует порядок формирования толщины замены и переход от построечной толщины к расчетной «нетто» толщине элемента в рамках концепции net scantling и позволяет определить величину остаточного запаса прочности в процессе эксплуатации.

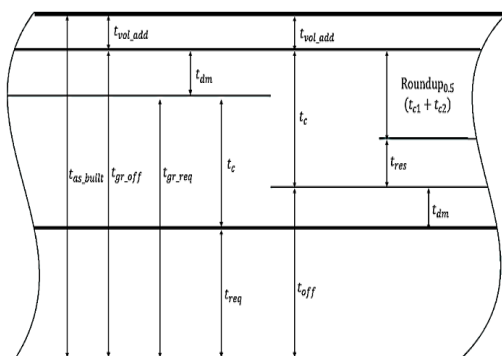


Рис. 4. Схема определения толщины в CSR

Замена конструктивного элемента требуется в том случае, если измеренная фактическая толщина элемента t_m , мм, становится меньше критической толщины t_{ren} , определяемой в соответствии с требованиями Общих правил МАКО. Критическая толщина элемента корпуса рассчитывается по следующему выражению:

$$t_{ren} = t_{gr_off} - t_c = t_{as-built} - t_c - t_{vol_add}, \text{ мм} \quad (4)$$

В соответствии с требованиями CSR построечная толщина элемента включает нормативную коррозионную добавку, обеспечивающую сохранение расчетной «нетто» толщины (net thickness) в течение установленного срока службы судна.

Коррозионная добавка t_c регламентируется Общими правилами МАКО (CSR) отдельно для каждой стороны конструктивного элемента в зависимости от назначения и условий его эксплуатации отсека, к ней примыкающего [11].

В соответствии с требованиями CSR минимальное суммарное значение коррозионной добавки, как правило, должно составлять не менее 2 мм. Указанное значение обеспечивает необходимый запас прочности конструкции с учётом ожидаемого коррозионного износа в течение установленного нормативного срока службы судна (нормативный срок службы обычно регламентируется 25 лет).

Для отдельных элементов корпуса, в частности для стенок и поясков балок, а также для конструкций, расположенных внутри сухих помещений, правилами допускается уменьшение минимального суммарного значения коррозионной добавки до 1,5 мм. Данное допущение обусловлено более благоприятными условиями эксплуатации указанных конструкций и

меньшей интенсивностью коррозионного воздействия по сравнению с элементами, эксплуатируемыми в условиях воздействия морской среды или балластной воды.

Значения добавок для первой и второй сторон элемента обозначаются как t_{c1} и t_{c2} .

Суммарная коррозионная добавка для элемента определяется следующим образом:

– для элемента, ограничивающего два различных отсека:

$$t_c = \text{roundup}_{0.5}(t_{c1} + t_{c2}) + t_{res}, \text{ мм} \quad (5)$$

где: $\text{roundup}_{0.5}$ – округление до ближайших 0,5 мм в большую сторону;

t_{res} – резервная толщина (минимальная добавка, установленная правилами).

– для внутреннего элемента в пределах одного отсека:

$$t_c = \text{roundup}_{0.5}(2t_{c1}) + t_{res}, \text{ мм} \quad (6)$$

– для границ отсеков и внутренних элементов, выполненных из нержавеющей стали или алюминиевых сплавов, принимается:

$$t_c = t_{res} = 0,5, \text{ мм} \quad (7)$$

Таким образом, сопоставление фактически измеренной толщины конструктивного элемента с критическим значением t_{ren} используется в качестве основного критерия принятия решений о необходимости ремонта или замены элемента в процессе эксплуатации судна.

В соответствии с унифицированными требованиями UR Z10.2, UR Z10.4 и UR Z10.5 допустимые остаточные толщины корпусных элементов зависят от характера и вида коррозионного износа.

При язвенном износе и кромочной коррозии, замеренная толщина t_m элемента должна составлять не менее 70 % от построечной толщины с учётом дополнительной добавки и одновременно быть не менее толщины замены за вычетом 1.0 мм:

$$t_m \geq 0.7(t_{as-built} - t_{vol_add}), \quad t_m \geq t_{ren} - 1, \text{ мм} \quad (8)$$

При канавочной коррозии требования к остаточной толщине являются более жёсткими, замеренная толщина t_m должна быть не менее 75 % от построечной толщины $t_{as-built}$ за вычетом t_{vol_add} и не менее толщины замены t_{ren} за вычетом 0,5 мм; во всех случаях t_m должна быть не менее 6 мм:

$$t_m \geq 0.75(t_{as-built} - t_{vol_add}), \text{ мм} \\ t_m \geq t_{ren} - 0.5, \quad t_m \geq 6, \text{ мм} \quad (9)$$

На основе фактически измеренных толщин формируется расчетное «остаточное» поперечное сечение корпуса, в которое включаются все элементы, участвующие в обеспечении продольной прочности.

2.3. Критерии общей прочности

Критерий общей прочности используется для оценки технического состояния корпуса в целом. В соответствии с CSR (Part 1, Ch.13, Sec.1.2) элементы, участвующие в обеспечении продольной прочности корпуса в эксплуатации, подразделяются на

элементы, расположенные в палубной зоне, днищевой зоне, зоне нейтральной оси.

К палубной зоне относятся элементы конструкций, участвующие в обеспечении общей прочности корпуса и расположенные:

- выше горизонтального пояса подпалубной цистерны,
 - либо выше уровня $0,9D$ от основной плоскости при отсутствии подпалубной цистерны.
- В состав палубной зоны включаются:
- листы верхней расчётной палубы;
 - палубный стрингер и ширстрек;
 - листы бортовой обшивки в пределах указанной зоны;
 - листы наклонного дна подпалубной цистерны, включая горизонтальные и вертикальные участки;
 - продольные балки основного набора, расположенные на перечисленных листовых конструкциях.

К днищевой зоне относятся элементы конструкций, обеспечивающие общую продольную прочность корпуса и расположенные:

- ниже верхнего уровня наклонной крыши скуловой цистерны;
 - либо выше уровня второго дна при отсутствии скуловой цистерны.
- В состав днищевой зоны включаются:
- листы горизонтального киля;
 - листы днищевой обшивки;
 - скуловые пояски наружной обшивки;
 - листы второго дна;
 - листы крыши скуловой цистерны;
 - продольные балки междудонного и основного набора, расположенные на указанных листовых конструкциях;
 - листы бортовой обшивки в пределах рассматриваемой зоны.

К зоне нейтральной оси относятся листовые элементы конструкций, расположенные между палубной и днищевой зонами и участвующие в обеспечении общей продольной прочности корпуса:

- листы бортовой обшивки;
- листы обшивки внутреннего борта;
- листы продольных переборок и другие элементы, расположенные в этой зоне.

Фактические значения моментов сопротивления поперечного сечения корпуса судна, определенные при замеренных толщинах, должны быть не менее 90% значений, рассчитанных в соответствии с требованиями Ch.5, Sec.1 при t_{gr_off} :

$$\begin{aligned} Z_{d-m} &= \frac{I_{y-m}}{Z_{d-m}} \geq 0.9 Z_{d-as-built}, \text{ м}^3 \\ Z_{b-m} &= \frac{I_{y-m}}{Z_{b-m}} \geq 0.9 Z_{b-as-built}, \text{ м}^3 \end{aligned} \quad (10)$$

В качестве альтернативы допускается проверка выполнения условий прочности для всех трех зон корпуса судна. Для палубной и днищевой зон суммарная фактическая площадь элементов, определённая по замеренным толщинам, должна быть не менее 90 % площади соответствующей зоны, рассчитанной при толщинах, равных t_{gr_off} , установленных требованиями CSR. Для зоны

нейтральной оси суммарная фактическая площадь элементов, определённая по замеренным толщинам, не должна быть менее площади этой зоны, рассчитанной при толщинах, равных $t_{gr_off} - 0.5t_c$.

Дополнительно в рамках разработанной методики выполняется проверка остаточного момента инерции поперечного сечения корпуса. В качестве контрольного значения используется минимальный момент инерции, определяемый по классическим требованиям к продольной прочности корпуса:

$$I_{R-m} \geq I_R = 2.7 C_w L^3 B (C_B + 0.7) \cdot 10^{-8}, \text{ м}^4 \quad (11)$$

Данная проверка не является самостоятельным требованием UR Z10 или CSR Ch.13, а применяется в работе как дополнительный интегральный критерий оценки снижения общей продольной жёсткости корпуса.

Назначение допускаемых толщин в долях от построечных значений (за вычетом t_{vol_add}) формально учитывает все требования к прочности, регламентируемые CSR для данного элемента корпуса судна, поскольку принятая толщина не может быть меньше регламентируемой CSR. Некоторое превышение построечных толщин над рекомендуемыми значениями t_{gr_req} обуславливается округлениями расчетных толщин в большую сторону, соображениями унификации и другим решениями, принятыми проектантом.

При оценке технического состояния конструкций корпуса судов, которые проектировались не в соответствии с CSR, могут возникать серьезные проблемы в связи с большим объемом требуемых замен элементов конструкций. Такая ситуация показана ниже на практическом примере оценки технического состояния корпуса навалочника старой постройки, который проектировался по правилам Российского морского Регистра 1978 года.

3. Программная реализация

Для формирования расчётной базы данных, определения коррозионных добавок, построечных значений момента сопротивления, момента инерции и площади поперечного сечения в работе предлагается использовать программное обеспечение, разработанное на Кафедре конструкции и технической эксплуатации судов СПбГМТУ. Данное программное обеспечение позволяет формировать расчетную модель поперечного сечения корпуса судна с учетом геометрических параметров конструктивных элементов и фактических данных толщинметрических измерений.

Практическое применение методики показано применительно к проекту навалочного судна, по которому имеются фактические замеры остаточных толщин при длительной эксплуатации. Использование таких данных позволяет оценить влияние коррозионного износа на основные характеристики поперечного сечения корпуса и на уровень его продольной прочности.

Расчётное поперечное сечение корпуса судна формируется на основе совокупности исходных данных, при этом в расчёт включаются все конструктивные элементы, участвующие в обеспечении продольной прочности корпуса судна:

- Общую информацию о судне (характеристики судна, главные размеры, система координат и шпации, конструктивные районы, теоретический чертеж);
- Компоновку внутренних конструкций (переборки, элементы двойного дна, цистерны);
- Конструктивную схему корпуса, а также сведения о применяемых материалах и типах профилей набора. [12]

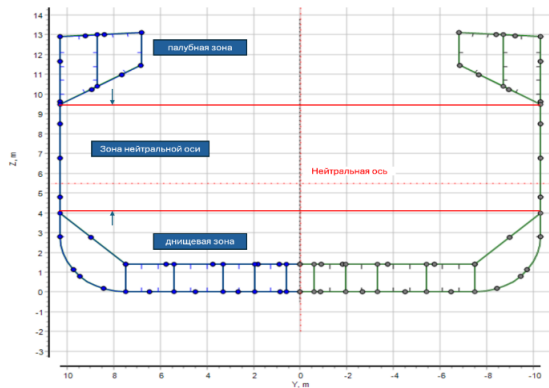


Рис. 5. Расчетное поперечное сечение корпуса судна

В таблице 1 приведены расчетные характеристики поперечного сечения корпуса при построечных размерах и по результатам фактических замеров остаточных толщин. Представлены значения момента сопротивления Z , момента инерции I , а также площадей поперечного сечения A для палубной и днищевой зон и зоны

нейтральной оси при различных уровнях износа. Приведены также допускаемые нормативные значения указанных характеристик и расчетные коэффициенты, показывающие соотношения фактических и нормативных величин. На основании сопоставления полученных значений выполнена оценка технического состояния корпуса по критериям общей продольной прочности.

В таблице 2 приведены результаты оценки остаточных толщин отдельных конструктивных элементов корпуса по данным замерных толщин, выполненных в процессе эксплуатации судна. Для каждого элемента указаны построечная толщина $t_{as-built}$, коррозионная добавка t_c , расчетная толщина замены t_{ren} , определяемая в соответствии с требованиями CSR и унифицированных правил UR Z10.

Кроме того, в таблице представлены фактически замеренные значения толщин по левому и правому бортам, что позволяет учитывать возможную неравномерность износа. На основании сопоставления измеренных значений с расчетными критериями допустимости выполнена оценка технического состояния каждого элемента.

Оценка пригодности к дальнейшей эксплуатации произведена с учетом выполнения условий по минимально допускаемой остаточной толщине, а также требований к продольной прочности корпуса судна. Полученные результаты позволяют выявить элементы, требующие ремонта или замены, и определить их влияние на общую несущую способность корпуса судна.

Таблица 1

Характеристики поперечного сечения

Износ	При построечных размерах	Допускаемое значение	По результатам замеров	Соотношение	Оценка Тех.состояния
Z_n, M	5.242	-	5.458	1.15	-
I_{d-m}, M^4	45.09	40.580	39.610	0.97	Не годен
Z_{d-m}, M^3	5.888	5.230	5.323	1.02	Годен
Z_{b-m}, M^3	8.601	7.740	7.257	0.94	Не годен
A_{d-m}, M^2	0.756	0.680	0.704	1.04	Годен
A_{b-m}, M^2	0.847	0.762	0.710	0.93	Не годен
A_{na-m}, M^2	0.130	0.117	0.104	0.89	Не годен
A, M^2	1.733	1.556	1.518	0.97	Не годен

Таблица 2

Оценка остаточных толщин корпусных элементов

№ Шп	Наименование элементов	Индекс Кода элемента	Толщина постр. мм	Добавка на износ мм	Толщина допус. мм	Фак. толщина		Результаты оценки	
						P	S	P	S
						мм	мм	-	-
-	-	-	$t_{as-built}$	t_c	t_{ren}	t_p	t_s	-	-
77-100	Лист настила второго дна	A5_1	18	2.5	15.5	15.1	14.7	Не годен	Не годен
77-100	Лист настила второго дна	A5_2	18	2.5	15.5	14.9	15.5	Не годен	Годен
77-100	Лист настила второго дна	A5_3	18	2.5	15.5	14.8	14.8	Не годен	Не годен
77-100	Лист настила второго дна	A5_4	18	2.5	15.5	15.7	15.3	Годен	Не годен
77-100	Лист настила второго дна	A5_5	18	2.5	15.5	15.6	15.8	Годен	Годен
77-100	Лист скуловой пояс	KC_1	14	2.5	11.5	11.4	11.8	Не годен	Годен
77-100	Лист скуловой пояс	KC_2	14	2.5	11.5	11.7	11.8	Годен	Годен
77-100	Лист скуловой пояс	KC_3	14	2.5	11.5	12.2	12.3	Годен	Годен

Заключение

В работе предложена методика и алгоритм оценки технического состояния корпуса навалочных и нефтеналивных судов, основанная на интеграции расчётных требований гармонизированных Общих правил МАКО (CSR) и эксплуатационных критериев, установленных унифицированными требованиями UR Z10.2, UR Z10.4 и UR Z10.5. Методика обеспечивает согласование результатов фактических измерений остаточных толщин с нормативными требованиями к продольной прочности корпуса.

Предложенный алгоритм предусматривает последовательное выполнение ряда расчетных процедур, включая проверку локальных критериев допустимости остаточных толщин конструктивных элементов, формирование остаточного поперечного сечения корпуса с учетом фактически измеренных толщин, а также определение основных характеристик прочности, таких как момент сопротивления, момент инерции и площади расчетных зон поперечного сечения.

Полученные значения сопоставляются с нормативными критериями классификационных правил, что позволяет объективно оценить уровень остаточной прочности корпуса.

Практическая апробация методики выполнена на примере навалочного судна, для которого имеются результаты фактических толщинометрических измерений элементов корпуса после длительного периода эксплуатации. Анализ полученных результатов показал, что предложенный подход позволяет выявлять элементы конструкции, подверженные наибольшему коррозионному износу, а также оценивать влияние остаточных толщин на общую продольную прочность корпуса.

Разработанный подход может быть использован при выполнении инженерных расчетов и при проведении освидетельствований судов, а также в практике технической эксплуатации морских судов для обоснования решений о продлении срока службы корпуса, необходимости проведения ремонтных мероприятий или замены отдельных конструктивных элементов.

Литература

1. Классификационные общества: что такое, зачем они нужны и как работают, IACS, 2011, 26 с.
2. IACS Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers, IACS, 2025, 810 p.
3. UR Z10.2 Hull Surveys of Bulk Carriers, IACS, 2023, 139 p.
4. UR Z10.4 Hull Surveys of Double Hull Oil Tankers, IACS, 2023, 132 p.
5. UR Z10.5 Hull Surveys of Double Skin Bulk Carriers, IACS, 2023, 127 p.
6. Тряскин В.Н., Лам Ван Хунг. Методика оценки «Эквивалентного возраста» корпуса судна на основе нормативных документов Российского Морского Регистра Судоходства // Научно-технический и производственный журнал, 2007, № 5, с. 19–23.
7. Приложения к правилам классификационных освидетельствований судов в эксплуатации, НД № 2-020101-012, 2025, 155 с.
8. Paik J.K., Thayamballi A.K. Ultimate Limit State Design of Steel-Plated Structures, Wiley, 2003, 544 p.
9. Paik J.K. Ship Structural Design, Springer, 2018, 480 p.
10. Бурнашева Н.В., Кудрин М.А., Влияние коррозионного износа на прочность корпусных конструкций морских судов // Труд Крыловского государственного научного центра, 2020, 4(394), с 76–81.
11. Правила классификации и постройки морских судов. Часть XVIII: Общие правила по конструкции и прочности навалочных и нефтеналивных судов, Санкт-Петербург: Российской морской регистр судоходства, 2019, 820 с.
12. Тряскин В.Н., Рюмин С.Н., Смирнов Ю.А., Матросов А.В., Неверовская Л.П., Кутейников М.А., Бойко М.С. Методические основы программного обеспечения подготовки данных для выполнения прямых расчетов прочности корпусных конструкций нефтеналивных и навалочных судов в соответствии с требованиями Общих правил МАКО // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства, 2011, № 34, С. 81–96.

References

1. Classification Societies: What They Are, Why They Are Needed and How They Work, International Association of Classification Societies (IACS), 2011, 26 p.
2. IACS Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers, IACS, 2025, 810 p.
3. UR Z10.2 – Hull Surveys of Bulk Carriers, IACS 2023, 139 p.
4. UR Z10.4 – Hull Surveys of Double Hull Oil Tankers, IACS, 2023, 132 p.
5. UR Z10.5 – Hull Surveys of Double Skin Bulk Carriers, IACS, 2023, 127 p.
6. Tryaskin V.N., Lam Van Hung. Methodology for Assessing the “Equivalent Age” of a Ship Hull Based on the Regulatory Documents of the Russian Maritime Register of Shipping // Scientific-Technical and Production Journal 2007, №. 5, pp. 19–23.
7. Appendices to the Rules for Classification Surveys of Ships in Service, Normative Document №. 2-020101–012, 2025, 155 p.
8. Paik J.K., Thayamballi A.K. Ultimate Limit State Design of Steel-Plated Structures, Wiley, 2003, 544 p.
9. Paik J.K. Ship Structural Design, Springer, 2018, 480 p.
10. Burnasheva N.V., Kudrin M.A. Influence of corrosive wear on the hull strength of sea-going ships // Transactions of the Krylov State Research Centre, 2020, No. 4 (394), pp. 76–81.
11. Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships. Part XVIII: General Rules for the Structure and Strength of Bulk Carriers and Oil Tankers, S. Petersburg: Russian Maritime Register of Shipping, 2019, 820 p.

12. Tryaskin V.N., Ryumin S.N., Smirnov Yu.A., Matrosov A.V., Neverovskaya L.P., Kuteinikov M.A., Boyko M.S. Methodological Foundations of Software for Data Preparation to Perform Direct Strength Calculations of Hull Structures of Oil Tankers and Bulk Carriers in Accordance with the Requirements of the IACS Common Structural Rules // Scientific-Technical Collection of the Russian Maritime Register of Shipping, 2011, №. 34, pp. 81–96.

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

Тряскин Владимир Николаевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры конструкции и технической эксплуатации судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: tryaskin.vn@yandex.ru

Vladimir N. Tryaskin, Dr. Sci. (Eng), Professor, Professor of the Department of Ship Structures and Technical Operation, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya St., 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: tryaskin.vn@yandex.ru

Буй Динь Ви, аспирант кафедры конструкции и технической эксплуатации судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: Buidinhvy0501@gmail.com

Bui Dinh Vy, Graduate Student of the Department of Ship Structures and Technical Operation, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya St., 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: Buidinhvy0501@gmail.com

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 10.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.05.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 20.06.2026.

Научная статья

УДК 629.12:539.433

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.012>**Вариант расчета параметров свободных колебаний квазиодномерной конечно-элементной конструкции**Крахмалёва О.А.¹, Мелконян А.Л.¹ mel1950@mail.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В работе представлен вариант расчета параметров свободных колебаний конструкций, допускающих моделирование квазиодномерными конечно-элементными моделями. Инженерная практика показывает, что у реальных конструкций свободные колебания оказываются моногармоническими и происходят только по первой форме колебаний. Основная идея подхода состоит в том, чтобы вместо процесса свободных колебаний рассматривать процесс вынужденных установившихся колебаний квазиодномерной конечно-элементной модели. При этом, во-первых, амплитуда вынужденных установившихся колебаний в точке приложения начальных условий должна быть равна амплитуде свободных колебаний, индуцированной заданием начальных условий, и, во-вторых, частота вынужденных колебаний должна совпадать с частотой свободных колебаний. В работе предложен алгоритм, позволяющий найти соответствующую внешнюю нагрузку и коэффициент внутреннего сопротивления.

Для проверки допущений, принятых в подходе, была создана экспериментальная установка, на которой была проведена серия экспериментов. Результаты экспериментов подтвердили справедливость сделанных допущений, а также позволили определить область линейности задачи.

На заключительной стадии работы по программе, разработанной на кафедре ранее для расчета вынужденных установившихся колебаний, был выполнен ряд расчетов параметров установившихся колебаний конечно-элементной модели, для которой выполнялся эксперимент. Результаты расчета достаточно хорошо совпали с результатами экспериментов. Совпадение распределения вдоль нейтральной оси модели амплитуд свободных и вынужденных колебаний, происходящих с одинаковыми частотами, позволяет полагать совпадающими и распределения внутренних усилий, а также величин опорных реакций.

Таким образом, поставленная задача оказывается решенной.

Ключевые слова: свободные и вынужденные моногармонические колебания, квазиодномерная конечно-элементная модель, внешняя нагрузка, коэффициент внутреннего сопротивления.

Финансирование: работа выполнена авторами в инициативном порядке

Благодарности: авторы благодарят Ларионова А.К. за создание экспериментальной установки и участие в проведении экспериментов

Для цитирования: Крахмалёва О.А., Мелконян А.Л. Вариант расчета параметров свободных колебаний квазиодномерной конечно-элементной конструкции. Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 97—103. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.012

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.012>**Option for calculating the parameters of free oscillations of a quasi-one-dimensional finite element structure**Olga A. Krahmaleva¹, Armen L. Melkonian¹ mel1950@mail.ru¹Saint-Petersburg State Marine Technical University

Abstract. This paper presents a method for calculating the parameters of free vibrations of structures that can be modeled using quasi-one-dimensional finite element models. Engineering practice shows that in real structures, free vibrations are monoharmonic and occur only in the first mode. The basic idea of the approach is to consider the process of forced steady-state oscillations of a quasi-one-dimensional finite element model instead of the free oscillation process. First, the amplitude of the forced steady-state oscillations should be equal to the amplitude of the free oscillations induced by the initial conditions, and second, the frequency of the forced oscillations should match the frequency of the free oscillations. An algorithm is proposed for finding the corresponding external load and internal resistance coefficient.

To test the assumptions adopted in the approach, an experimental setup was created and a series of experiments were conducted. The experimental results confirmed the validity of the assumptions made and also allowed us to determine the linearity range of the problem. In the final stage of the work, a series of calculations of the steady-state vibration parameters of the finite element model used in the experiment were performed using a program previously developed at the department for calculating forced steady-state vibrations. The calculation results were in good agreement with the experimental results. To test the assumptions adopted in the approach, an experimental setup was created and a series of experiments were conducted. The experimental results confirmed the validity of the assumptions made and also allowed us to determine the linearity range of the problem. In the final stage of the work, a series of calculations of the steady-state vibration parameters of the finite element model used in the experiment were performed using a program previously developed at the department for calculating forced steady-state vibrations. The calculation results

were in good agreement with the experimental results. The coincidence of the distribution along the neutral axis of the model of the amplitudes of free and forced oscillations occurring with the same frequencies allows us to assume that the distributions of internal forces, as well as the magnitudes of support reactions, also coincide. Thus, the problem is solved.

Keywords: free and forced monoharmonic oscillations, quasi-one-dimensional finite element model, external load, internal resistance coefficient.

Funding: this work was carried out by the authors on their own initiative.

Acknowledgments: the authors thank A.K. Larionov for creating the experimental setup and participating in the experiments.

For citation: Olga A. Krahmaleva, Armen L. Melkonian Option for calculating the parameters of free oscillations of a quasi-one-dimensional finite element structure, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 97—103. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.012

Основные положения

Известно, что у механической системы свободные колебания [4, 5, 15] возникают при задании в какой-либо из ее точек начальных условий (смещение и (или) начальная скорость). При этом движение системы представляет собой суперпозицию колебаний, происходящих с собственными частотами, число которых соответствует числу степеней свободы механической системы [1, 4, 9, 10]. Очевидно, что у механических систем с распределенными инерционно-жесткостными параметрами, строго говоря, собственных частот должно быть бесконечно много. Даже у механической системы, допускающей моделирование квазиодномерной конечно-элементной конструкцией [8, 9, 11, 13, 16], при формальном использовании математики, количество собственных частот, а, следовательно, и количество одновременно возбуждаемых колебаний, должно быть очень велико.

Однако в практике инженерных расчетов для определения значений параметров свободных колебаний балочных конструкций (амплитуды смещений, внутренних усилий, опорных реакций) общепринято руководствоваться следующими соображениями, позволяющими рассматривать возникновение у них колебаний только с одной, первой, частотой. Во-первых, наличие в реальных механических системах внутренних сопротивлений достаточно быстро гасит возбуждаемые колебания (при этом, чем выше частота, тем эффективнее гашение). Во-вторых, отношение амплитуд колебаний, возникающих на последующих частотах, уменьшается в 2^n раз, где n — порядок дифференциального оператора, описывающего поведение механической системы [6, 7]. Поскольку такой оператор для балочных моделей имеет 4-й порядок, то амплитуда колебаний на второй собственной частоте должна быть в 16 раз меньше, чем амплитуда свободных колебаний на первой собственной частоте и т.д. В таком случае влиянием колебаний более высоких частот на амплитудные значения параметров колебаний можно пренебречь. Ярким примером справедливости этих соображений является движение струны музыкального инструмента, при сообщении которой в некоторой точке начального смещения (смычком либо пальцем исполнителя), у струны возникают колебания, основная частота которой соответствует определенной ноте; возникновение обертонов (колебаний с высшими собственными частотами) влияет только на тембр звучания, так как энергия, расходуемая на их возбуждение, существенно

меньше энергии на возбуждение колебаний по первой частоте (при том, что дифференциальный оператор, описывающий движение струны, имеет 2-й порядок).

Приведенные соображения свидетельствуют о том, что при рассмотрении свободных колебаний с достаточной для практики точностью модель в виде квазиодномерной конечно-элементной конструкции может быть представлена в виде некоторой условной механической системы с одной степенью свободы, частота свободных колебаний которой должна совпадать с первой собственной частотой квазиодномерной конечно-элементной конструкции. Очевидно, что инерционно-жесткостные характеристики такой условной механической системы будут зависеть от положения точки на исходной квазиодномерной конечно-элементной конструкции, в которой создаются начальные условия.

Основная идея подхода, предлагаемого для решения поставленной задачи, заключается в том, чтобы вместо решения задачи о свободных колебаниях квазиодномерной конечно-элементной конструкции, решать задачу о ее вынужденных установившихся колебаниях, происходящих с той же частотой и вызывающих те же амплитуды смещений, что и при ее свободных колебаниях; так как в обоих случаях смещения точек модели одинаковы, как следствие, будут одинаковы внутренние усилия и опорные реакции.

Экспериментальная проверка исходных положений

Для проверки справедливости исходных положений была использована установка, вид сверху на которую изображен на рисунке 1. Конструктивные особенности и ориентация балки исключали деформацию ее нейтральной оси силами веса (т.е. она оказывается прямой линией).

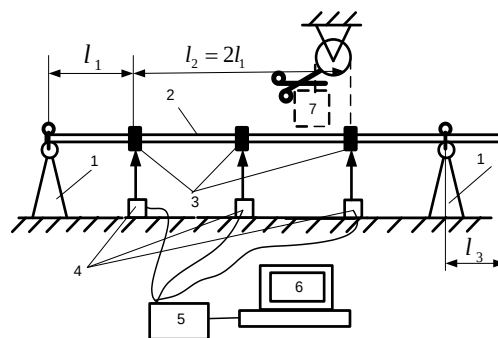


Рис. 1. Установка для фиксации свободных колебаний балки

На рисунке цифрами 1 обозначены шарнирно-неподвижные опоры, 2 – стальная балка, 3 – жестко закрепляемые на балке грузы, 4 – передвижные измерители вертикального смещения, 5 – преобразователь сигналов измерителей, 6 – компьютер, 7 – подвешиваемый груз.

В эксперименте при помощи вертикально расположенной нити в назначаемой точке на балке подвешивался груз 7 веса P . Вертикальное смещение точки подвеса q_0 измерялось первым (правым) измерителем №1. Затем нить перерезалась (т.е. балке в точке присоединения нити сообщалось начальное отклонение q_0 при нулевой начальной скорости). На экран компьютера выводилось (и записывалось) изменение вертикального смещения в точках присоединения крайних измерителей. Характер графиков для крайних измерителей приведен на рисунке 2 (измеритель №1 – красный цвет, измеритель №2 – черный цвет).

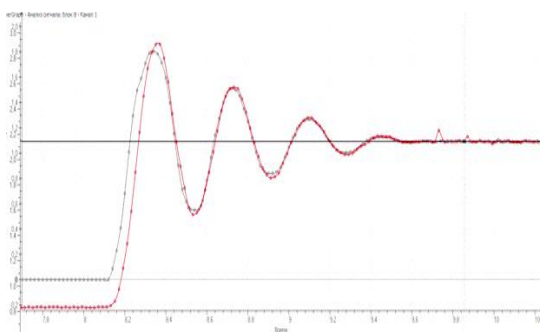


Рис. 2. График изменения вертикального смещения в точках присоединения крайних измерителей

Характеристики используемой балки: общая длина $L=1470$ мм, $l_1=340$ мм, $l_2=680$ мм, $l_3=130$ мм, поперечное сечение представляет прямоугольник размером 3×50 мм, материал балки – сталь, веса прикрепленных на 0.25, 0.5 и 0.75 пролета грузов – 0.5 кг. Анализ графиков подтвердил, что с достаточной для практики точностью

- возникающие свободные колебания можно считать моногармоническими, затухающими;
- проявление колебаний с более высокими собственными частотами не наблюдалось;
- несимметрия начальной формы нейтральной оси балки достаточно быстро (в течение половины периода, т.е. 0.2 сек.) становилась симметричной формой свободных колебаний.

Обработка результатов измерений, полученных при помощи первого измерителя, позволила определить величины начальных смещений при статическом приложении веса P в диапазоне от 0 до 40 Н и построить соответствующий график (рисунок 3.).

Анализ графика показывает, что используемая модель линейна, если значение силы P не превышает 30 Н. При этом начальное смещение q_0 достигает величины не более 32 мм. Величины веса груза P и прогиба балки q_0 позволили вычислить значение коэффициента жесткости условной с одной степенью свободы $c_{yc} = P/q_0 = 831$ Н/м, которой может быть моделирована балка при ее моногармонических колебаниях.

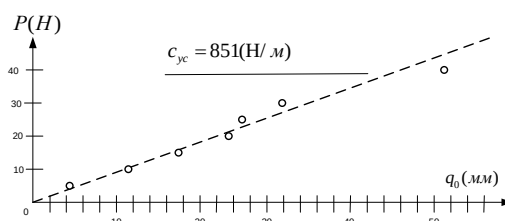


Рис. 3. Зависимость отклонения балки в точке приложения поперечной силы от ее величины

Запись переходных процессов, имеющих место в точке установки первого измерителя, позволила найти амплитуду наибольшего отклонения $A = a_1$, период колебаний $T_1 \approx 0,41$ сек, частоту затухающих колебаний $k_1 = 15,33$ рад/сек, декремент затухания как $\mu = a_{i=1}/a_i = e^{-n_0 T_1} \approx 0,71 = const$, который позволяет определить коэффициент сопротивления $n_0 = 0,85$. Частота свободных колебаний при этом должна быть $k_0 = \sqrt{k_1^2 + n_0^2} = 15,83$ рад/сек.

Заметим, что величина коэффициента сопротивления оказалась достаточно существенной, что вызывало быстрое затухание колебаний. Отмеченное обстоятельство обусловлено влиянием измерителей колебаний, каждый из которых представляет собой обрезиненную зубчатую рейку, вращающую обрезиненное зубчатое колесо. Так, при отключенном среднем измерителе суммарное время процесса затухания оказалось почти в шесть раз меньше суммарного времени процесса затухания при отключении всех трех измерителей (9 секунд при 22 колебаниях, т.е. $T_0 = 0,409$ сек, что соответствует частоте свободных колебаний $k_0 = 15,35$ рад/сек). При этом частота и период затухающих колебаний практически не отличаются от значений частоты и периода свободных колебаний. Значение коэффициента инерционности условной механической системы может быть определено как

$$m_{yc} = c_{yc}/k_0^2$$

Таким образом, в результате выполненных экспериментов удалось подтвердить справедливость принятых допущений, определить область внешних усилий и смещений точек балки, при которых задача остается линейной, получить значение первой собственной частоты, а также инерционно-жесткостные характеристики условной модели, для которой ниже, при правильном подборе вынуждающего воздействия и коэффициента линейно-вязкого сопротивления, можно рассчитать параметры вынужденных колебаний, которые будут совпадать с параметрами движения при ее свободных колебаниях, индуцируемых задаваемыми начальными условиями на начальном этапе движения (на этом этапе значения соответствующих амплитуд имеют наибольшую величину).

Решение поставленной задачи

Дифференциальное уравнение, описывающее движение механической системы с одной степенью свободы без учета сил сопротивления имеет вид

$$\ddot{q} + k_0^2 q = 0$$

где q – обобщенная координата, по которой происходит движение, $k_0 = \sqrt{c_{yc}/m_{yc}}$ – частота ее свободных колебаний, c_{yc} и m_{yc} – обобщенные

коэффициенты жесткости и инерционности условной механической системы.

Начальные условия движения:

$$t = 0, q = q_0, \dot{q} = v_0$$

где q_0 – начальное отклонение по обобщенной

В этом случае закон изменения обобщенной координаты будет иметь вид

$$q = q_0 \cos k_0 t + \frac{v_0}{k_0} \sin k_0 t,$$

при этом амплитуда и начальная фаза свободных колебаний должны быть

$$A_{св} = \sqrt{q_0^2 + \left(\frac{v_0}{k_0}\right)^2}, \alpha = \arctg\left(\frac{k_0 q_0}{v_0}\right)$$

Как было сказано выше, основная идея подхода, предлагаемого для решения поставленной задачи, заключается в том, чтобы вместо решения задачи о свободных колебаниях квазиодномерной конечно-элементной конструкции, решать задачу о ее вынужденных установившихся колебаниях, происходящих с той же частотой и вызывающих те же амплитуды смещений, что и при ее свободных колебаниях. Очевидно, что при этом потребуются, во-первых, определить соответствующую вынуждающую нагрузку, и, во-вторых, задаться значением коэффициента линейно-вязкого сопротивления [2, 10, 11]. Второе условие вызвано тем, что при отсутствии сопротивления частота свободных колебаний была бы частотой резонанса, что вызвало бы бесконечно большие амплитуды вынужденных колебаний.

Будем полагать, что распределение вынуждающей нагрузки вдоль нейтральной оси модели должно быть пропорциональным распределению вдоль этой оси инерционных характеристик элементов, так как свободные колебания происходят у конструкций под действием сил инерции (последние пропорциональны инерционным характеристикам элементов) [12, 14].

Такое представление моделируемого процесса приводит к виду его амплитудно-частотной характеристики (АЧХ), совпадающему с обычно приводимым в литературе по механике [5, 10, 15] для вынужденных установившихся колебаний при их силовом возбуждении. Ее вид приведен на рисунке 4.

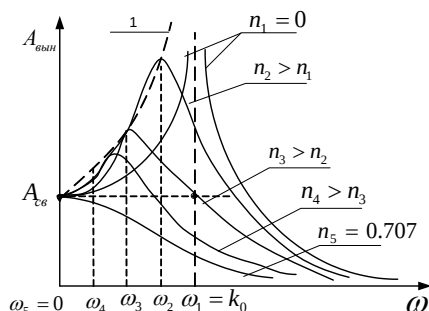


Рис. 4. Вид АЧХ процесса вынужденных колебаний

Алгоритм численного расчета

На первом этапе решения задачи по программе [16] находим для конечно-элементной модели балки значение ее первой резонансной частоты ω_1 , которая должна совпадать с частотой свободных колебаний k_0 , полученной в результате эксперимента.

На втором этапе по заданным начальным условиям

$$t = 0, q = q_0, \dot{q} = v_0$$

вычисляем значение наибольшей амплитуды свободных колебаний как

$$A_{св} = \sqrt{q_0^2 + \left(\frac{v_0}{k_0}\right)^2}.$$

На третьем этапе, положив в программе [16] частоту вынуждающего воздействия $\omega = 0$, а внешнюю нагрузку соответствующей силе P , находим линию прогиба, форма которой будет соответствовать форме прогиба при свободных колебаниях. Эта форма позволит найти такое распределение вынуждающей нагрузки вдоль нейтральной оси модели, которое, во-первых, было бы пропорциональным распределению вдоль этой оси инерционных характеристик элементов, и, во-вторых, создавало бы в точке приложения начальных условий поперечное смещение $q = A_{св}$. При желании можно приложить в точке задания начальных условий единичное вынуждающее усилие и рассчитать в этой точке величину смещения (т.е. определить величину податливости условной механической системы). Очевидно, что величина, обратная податливости, есть c_{yc} – обобщенный коэффициент жесткости условной механической системы с одной степенью свободы, к которой приводится исходная конструкция. Значение обобщенного коэффициента инерции модели балки может быть теперь найдено как

$$m_{yc} = c_{yc} / k_0^2$$

На четвертом этапе, последовательно задавая либо коэффициент линейно-вязкого сопротивления b , либо значение

$$n = b / 2m_{yc}, \quad 0 \leq n \leq 0,707$$

выполняем по программе [16] расчеты параметров вынужденных установившихся колебаний на частоте $\omega_1 = k_0$, обусловленные приложением к модели балки внешней нагрузки, пропорциональной распределению вдоль нейтральной оси модели инерционных характеристик. Выполненные расчеты позволяют построить зависимость амплитуды колебаний в точке приложения начальных условий от величины b либо n (рисунк 5).

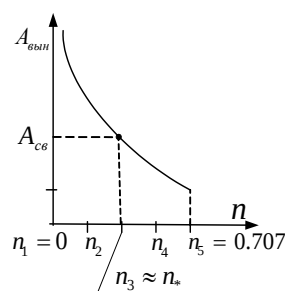


Рис. 5. Зависимость амплитуд вынужденных установившихся колебаний на частоте $\omega_1 = k_0$ от величины коэффициента сопротивления

Проведя на графике горизонтальную прямую

$$A_{св} = \sqrt{q_0^2 + \left(\frac{v_0}{k_0}\right)^2}$$

где $A_{св}$ – амплитуда свободных колебаний в точке создания начальных условий, находим значение искомой величины n_* либо $b_* = 2n_* \cdot m_{yc}$. В рассматриваемом случае $n_* \approx n_3$ (рисунки 4, 5).

На заключительном этапе выполняем по программе [16] расчеты параметров вынужденных установившихся колебаний балки на частоте $\omega_1 = k_0$ при наличии найденного значения коэффициента сопротивления n_* или b_* .

В качестве проверки следует сравнить полученные при расчете значения амплитуд вынужденных колебаний в точках крепления измерителей поперечного смещения с экспериментальными значениями. При их совпадении можно сделать вывод о равенстве амплитуд свободных колебаний и в других точках исходной механической системы с их амплитудами, вычисленными при вынужденных установившихся колебаниях балки при наличии линейно-вязкого сопротивления. Очевидно, что также должны быть одинаковыми и распределения амплитуд параметров (смещений, внутренних усилий и опорных реакций) исходной квазиоднотонной конечно-элементной конструкции в процессе ее свободных колебаний, обусловленных заданными начальными условиями, и в процессе вынужденных установившихся колебаний с правильно подобранными внешней нагрузкой и коэффициентом внутреннего сопротивления.

Результаты численного расчета

Для численного расчета рассматриваемой двухопорной балки (рис.1) в программе [16] была создана конечно-элементная модель из 75 одинаковых по длине элементов. По результатам расчета получено значение ее первой резонансной частоты $\omega_1 = 15,8$ рад/сек при отсутствии сопротивления (рисунок 6). Сравнение этой частоты с экспериментальным значением частоты свободных колебаний k_0 показало совпадение с достаточной точностью

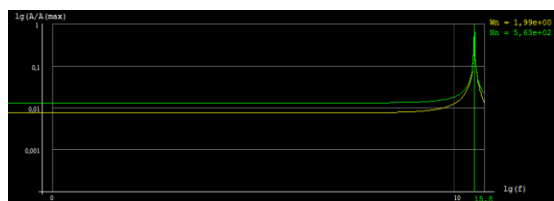


Рис. 6. АЧХ для модели балки

На втором этапе было вычислено значение $A_{св}$. Для этого в программе [16] были заданы частота вынуждающего воздействия $\omega = 0$ и усилие $Q = 10$ Н в точке задания начальных условий. Такое значение усилия входит в диапазон значений, при которых задача линейна. В точке крепления первого измерителя было получено поперечное смещение $q_0 = 12,5$ мм. Это значение близко к соответствующему значению на графике рисунка 3. Небольшое отличие вычисленного значения от значения, полученного в эксперименте, обусловлено неточностью измерений смещения. При $v_0 = 0$ значение $A_{св} = q_0 = 12,5$ мм.

На третьем этапе, положив в программе [16] частоту вынуждающего воздействия $\omega = 0$, а внешнюю нагрузку соответствующей силам веса, находим линию прогиба, форма которой будет соответствовать форме прогиба при свободных колебаниях. В рассматриваемом примере модель балки имеет постоянное значение погонной массы

$m(x) = 11,7$ кг/м и три груза весом $P = 5$ Н каждый, прикрепленные на $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, и $\frac{3}{4}$ длины пролета между опорами, соответственно. Распределение параметров статического изгиба модели балки при такой нагрузке приведено на рисунке 7.

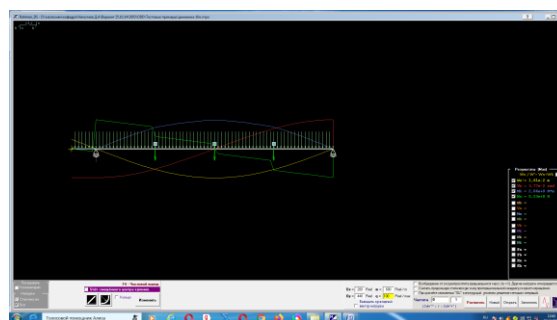


Рис. 7. Распределение параметров изгиба при действии статической нагрузки

Полученная форма изгиба позволяет найти такое распределение вынуждающей нагрузки вдоль нейтральной оси модели, которое, во-первых, было бы пропорциональным распределению вдоль этой оси инерционных характеристик элементов, и, во-вторых, создавало бы в точке приложения начальных условий поперечное смещение $q_0 = A_{св}$.

На первом шаге подбирается такая инерционная нагрузка, распределение которой вдоль продольной оси соответствует форме статического прогиба от равномерной нагрузки сил веса, а значение максимального прогиба равно максимальному прогибу от равномерно распределенной нагрузки. На втором шаге к полученной нагрузке добавляются силы веса сосредоточенных масс; выполнив расчет положения нейтральной оси, находим значение прогиба в точке приложения начальных условий. Отношение $q_0 = A_{св}$ к найденному значению дает коэффициент, умножив на который все составляющие инерционной нагрузки, получаем их окончательные значения.

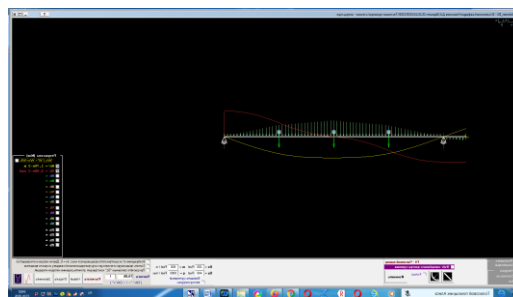


Рис. 8. Распределение поперечных смещений и углов поворота элементов модели при действии динамической нагрузки, пропорциональной инерционным характеристикам

Далее выполнялись расчеты вынужденных колебаний, происходящих под действием нагрузки, вычисленной на третьем этапе. При этом последовательно задавался коэффициент линейно-вязкого сопротивления b с контролем значения амплитуды в точке приложения начальных условий. Расчеты проводились до тех пор, пока не выполнялось условие $A_{вын} = 12,5$ мм. При этом значение коэффициента сопротивления оказалось равным $b_* = 0,0635$ кг/сек, что соответствует

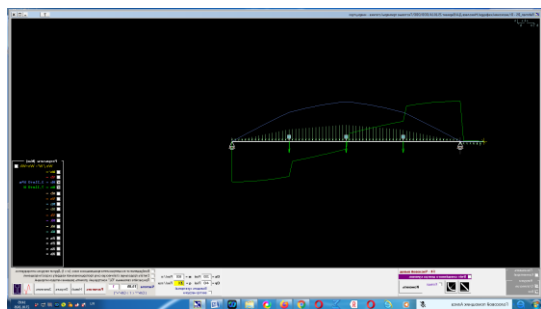


Рис. 9. Распределение поперечных сил и изгибающих моментов при действии динамической нагрузки, пропорциональной инерционным характеристикам

значению коэффициента $n_* = 0,0089 \text{ сек}^{-1}$
Результаты расчета приведены на рисунках 8 и 9.

Заключение

Предложенный вариант расчета параметров процесса (смещений, внутренних усилий и опорных реакций) свободных колебаний механических систем, допускающих моделирование квазиодномерными конечно-элементными конструкциями, позволяет получить полную картину распределения амплитуд этих параметров вдоль оси конструкции.

Литература

1. Александров В.Л. Борьба с вибрацией на судах / В.Л. Александров, А.П. Матлах, В.И. Поляков // Морской Вестник. – 2005. – №1(13). – 421 с.
2. Бабанин Н.В. Комплексное представление усилий при расчете параметров вынужденных установившихся колебаний / Бабанин Н.В., Мелконян А.Л. // СПбГМТУ – СПб, 2024. - стр. 14-23
3. Бергер И.А. Соппротивление материалов / Бергер И.А., Мавлютов Р.Р. //М.: Наука, 1986. - 560 с.
4. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. // М.: Высшая школа, 1972. - 415 с.
5. Бутенин, Н. В. Курс теоретической механики / Н. В. Бутенин, Я. Л. Лунц, Д. Р. Меркин. // Санкт-Петербург : Лань, 2023.— 732 с
6. Гурмильнер С.И. / Оценки достоверности математических моделей упругих тел и их применение в численных расчетах / С.И. Гурмильнер, М.У. Исмагомбетов // Астана, изд. Центр ЕНУ им. Л.Н. Гумилева, 2005. - 87 с.
7. Гур-Мильнер С.И. Применение количественных оценок достоверности математических моделей упругих тел для решения краевых задач // СПбГМТУ – СПб, 2016. – 182 с.
8. Давыдов В.В. Динамические расчеты прочности судовых конструкций / В.В. Давыдов, Н.В.Маттес // Л.: Судостроение, 1974, - 336 с
9. Мелконян А.Л. Совместная вибрация судового корпуса и его конструктивных модулей с малым районом сопряжения / Мелконян А.Л., Николаев Д.А. // Морской вестник - СПб, 2022, стр. 53-58.
10. Мелконян А.Л. / Колебания линейных механических систем. Учебное пособие / Мелконян А.Л., Черныш А.А.// СПбГМТУ – СПб, 2019. - 234 с.
11. Николаев Д.А. Математическая модель пространственных изгибно-продольно-крутильных колебаний корпуса как непризматической балки с криволинейными несовпадающими линиями центров жесткости на изгиб и кручение. Труды ЛКИ. 1986 г., стр. 50-55
12. Мелконян А.Л. Модификация инерционно-жесткостных характеристик модели как путь решения задач о ее установившихся колебаниях / А.Л. Мелконян, Д. А. Николаев // Морские интеллектуальные технологии. – 2020 г. – С.12-20.
13. Постнов В.А. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций / Постнов В.А., Хархурим И.Я. // Л.: Судостроение, 1974, 344 с.
14. Чувиковский, В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля // Ленинград : Изд-во Судостроение, 1976. - 374 с.
15. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики . Учебник для студентов технических вузов // М.: Высшая школа, 2018. - 415
16. Эффективное решение. Расчет изогнутых балок и рам. – Санкт-Петербург, 2007. – URL: <http://www.d-nik.de> (дата обращения: 02.12.2025)

References

1. Aleksandrov V.L. Bor'ba s vibraciej na sudah [Combating vibration on ships]. V.L. Aleksandrov, A.P. Matlah, V.I. Poljakov, Morskoy Vestnik [Sea Bulletin], 2005, №1(13), str. 421
2. Babanin N.V., Melkonjan A.L. Kompleksnoe predstavlenie usilij pri raschete parametrov vynuzhdennyh ustanovivshihsja kolebanij [Comprehensive representation of efforts in calculating the parameters of forced steady-state oscillations]. SPb, Trudy SPbGMTU, 1(9), 2024, str. 14-23
3. Berger I.A. Soprotivlenie materialov [Strength of materials]. I.A. Berger, R.R. Mavlutov M.: Nauka, 1986, str. 560
4. Biderman V.L. Prikladnaya teoriya mechanicheskix kolebanij [Applied theory of mechanical vibrations] M.: Visshaya shkola, 1972, str. 415
5. Butenin N.V. Kurs teoreticheskoy mehaniki [Course in Theoretical Mechanics] N.V. Butenin, J.L. Lunts, D.R. Merkin. SPb: Lan, 2023, str. 732
6. Gur-Milner S.I. Otsenki dostovernosti matematicheskix modeley uprugih tel b ih primenenie v chislennyh raschetah [Evaluation of the reliability of mathematical models of elastic bodies and their application in numerical calculations] S.I. Gur-Milner, M.U. Ismagomdetov, Astana, izd. ENU, 2005.- str. 87

7. Gur-Milner S.I. Primenenie kolichestvennykh otsenok dostovernosti matematicheskikh modeley uprugih tel dlya resheniya kraevykh zadach [Application of quantitative assessments of the reliability of mathematical models of elastic bodies to solve boundary value problems], SPbGMTU – SPb, 2016. – str. 182
8. Davidov V.V. Dinamicheskie rascheti prochnosti sudovykh konstruksiy [Dynamic strength calculations of ship structures], V.V. Davidov, N.V. Mattes, L.: Sudostroenie, 1974. – str. 336
9. Melkonjan A.L., Nikolaev D.A. Sovmestnaya vibratsiya sudovogo korpusa i ego konstruktivnykh moduley s malym rajonom sopryazheniya [Joint vibration of the ship's hull and its structural modules with a small interface area]. SPb, Morskoy vestnik №1(81), 2022, str. 53-58.
10. Melkonyan A.L. Kolebaniya lineynykh mekhanicheskikh system. Uchebnoe posobie [Oscillations of Linear Mechanical Systems. Tutorial], A.L. Melkonyan, A.A. Chernish, SPbGMTU – SPb, 2019, str. 234
11. Nikolaev D.A. Matematicheskaya model prostranstvennykh izgibno-prodolnokrutilnykh kolebaniy korpusa kak neprismaticheskoy balki s krivolineynymi nesovpadayuschimi osyami aentrov gestkosti na izgib i kruchenie [Mathematical model of spatial bending-longitudinal-torsional vibrations of the body as a non-prismatic beam with curved non-coinciding lines of the centers of rigidity for bending and torsion]. Trudy LKI [Proceedings of LKI], 1986, S. 50-55.
12. Melkonjan A.L. Modifikatsiya inercionno-zhestkostnykh harakteristik modeli kak put' resheniya zadach o ee ustanovivshisya kolebaniyakh [Modification of inertial-rigidity characteristics of a model as a way to solve problems about its steady-state oscillations]. A.L. Melkonjan, D.A. Nikolaev, Morskoy intellektual'nye tehnologii [Marine intelligent technologies], 2020, No 1 (3), S.12-20
13. Postnov V.A., Harhurim I.Ja. Metod konechnykh jelementov v raschetakh sudovykh konstruksiy [The finite element method in calculations of ship structures]., L.: Sudostroenie, 1974, 344 s.
14. Chuvikovskij, V.S. Chislennyye metody raschetov v stroitel'noy mekhanike korablja [Numerical methods of calculations in ship structural mechanics], V.S. Chuvikovskij – Leningrad : Izdatel'stvo Sudostroenie [Shipbuilding Publishing House], 1976, 374 p.
15. Targ S.M. Kratkiy kurs teoreticheskoy mekhaniki. Uchebnik dlya studentov tehnikeskikh vuzov [A Brief Course in Theoretical Mechanics. A Textbook for Students of Technical Universities], M.: Vysshaya shkola, 2018, str. - 415
16. Jefferktivnoe reshenie. Raschet izognutykh balok i ram. [Effective solution. Calculation of curved beams and frames]. – Saint-Petersburg, 2007. – URL: <http://www.d-nik.de> (accessed: 02.12.2025)

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

Крахмалёва Ольга Александровна, кандидат технических наук, доцент кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский Государственный Морской Технический Университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3.

Olga A. Krahmaleva, PhD. (Eng), Assistant Professor, Saint-Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation.

Мелконян Армен Левонович, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский Государственный Морской Технический Университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: mel1950@mail.ru, AuthorID: 381839.

Armen L. Melkonian PhD. (Eng), Assistant Professor, professor of theoretical mechanics and material strength department, Saint-Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: mel1950@mail.ru, AuthorID: 381839.

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 08.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.05.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 10.06.2026.

Научная статья

УДК 531.391.1:532.5.011

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.013>**Статическая и усталостная прочность стальных конструкций с трещинами при длительном действии нагрузки с квазистатической и вибрационной составляющими**Крыжевич Г.Б.^{1,2} G_kryzhevich@ksrc.ru¹Крыловский государственный научный центр, ²Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Обеспечение прочности и безопасности конструкций, эксплуатируемых в низкотемпературных условиях, должно осуществляться с учетом взаимодействия ряда факторов (температурного, величины квазистатической нагрузки, амплитуды вибрации и концентрации напряжений). Целью настоящей работы является расчетная оценка прочности и безопасности конструкций с трещинами в условиях подобного взаимодействия. В работе были решены следующие задачи:

- выполнен циклический упругопластический расчет с применением совместной модели нелинейного кинематического и нелинейного изотропного упрочнений;

- по результатам циклического упругопластического расчета выполнена оценка повреждаемости материала в вершине трещины с использованием энергетического критерия SWT;

- разработаны способы расчета конструкции с трещиной при наличии низкой температуры, квазистатической нагрузки, вибрации и высокой концентрации напряжений. Для простейшей конструкции с трещинами расчетным путем определены характеристики снижения прочности при использовании трех марок сталей.

Обнаружен эффект изменения свойств сталей в процессе кратковременного (по сравнению со сроком эксплуатации изделия) наложения даже относительно небольшой вибрационной нагрузки на статическую расчетную (разрушающую) нагрузку. При температуре вязкого состояния (существенно большей температуры вязко-хрупкого перехода) вибрация относительно мало влияет на трещиностойкость и статическую прочность конструкции, при квазихрупком состоянии (при температуре ниже вязко-хрупкого перехода) эффект снижения трещиностойкости и прочности пропорционален амплитуде вибрационной нагрузки и может быть значителен. Разрушающая нагрузка на конструкцию снижается на 20% и более.

Ключевые слова: низкотемпературная предельная прочность, усталостная прочность конструкций, трещиностойкость, усталостное повреждение сталей, долговечность, механика разрушения, хладостойкость.

Для цитирования: Крыжевич Г.Б. Статическая и усталостная прочность стальных конструкций с трещинами при длительном действии нагрузки с квазистатической и вибрационной составляющими, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 104—112. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.013

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.013>**Static and fatigue strength of steel structures with cracks under long-term loading with quasi-static and vibration components**Gennady B. Kryzhevich^{1,2} G_kryzhevich@ksrc.ru¹Krylov State Research Center, Russian Federation, ²St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation,

Abstract. Ensuring the strength and safety of structures operated in low-temperature conditions should take into account the interaction of a number of factors (temperature, quasi-static load, vibration amplitude and stress concentration). The purpose of this work is to estimate the strength and safety of structures with cracks in conditions of such interaction. The following tasks were solved in the work:

- cyclic elastoplastic calculation was performed using a joint model of nonlinear kinematic and nonlinear isotropic hardening;

- based on the results of cyclic elastoplastic calculation, an assessment of the damage to the material at the crack tip was performed using the SWT energy criterion;

- as a result, methods were developed for calculating structures with cracks in the presence of low temperature, quasi-static load, vibration and high stress concentration. For the simplest structure with cracks, the characteristics of strength reduction using three grades of steel have been calculated.

The effect of changing the properties of steels during the short-term (compared with the life of the product) imposition of even a relatively small vibration load on a static design (destructive) load has been found. At a viscous state temperature (significantly higher than the temperature of the visco-brittle transition), vibration has relatively little effect on crack resistance and static structural strength; at a quasi-brittle state (at temperatures below the visco-brittle transition), the effect of reducing crack resistance and strength is proportional to the amplitude of the vibration load and can be significant. The destructive load on the structure is reduced by 20% or more.

Keywords: low-temperature ultimate strength, fatigue strength of structures, crack resistance, fatigue damage of steels, durability, fracture mechanics, cold resistance

For citation: Gennady B. Kryzhevich Static and fatigue strength of steel structures with cracks under long-term loading with quasi-static and vibration components, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 104—112. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.013

Введение

— Активизация освоения Арктики (обустройство нефтяных и газовых месторождений, находящихся на шельфе России, активизация деятельности на Северном морском пути, образование оборонной инфраструктуры) требует создания стальных высоконагруженных конструкций, изделий и сооружений, предназначенных для работы в условиях низких температур (до минус 60°C и ниже). Такие объекты часто испытывают воздействия медленно изменяющихся во времени (квазистатических) нагрузок, на которые накладываются относительно малые переменные воздействия, имеющие вибрационное происхождение или ударно-импульсный характер. Вместе с тем современная методология проектирования и технология изготовления крупногабаритных сварных конструкций в подавляющем большинстве случаев не может полностью исключить появление трещиноподобных технологических дефектов и эксплуатационных усталостных трещин. При низких температурах имеет место снижение трещиностойкости и хладостойкости сталей (весьма значительное в температурном диапазоне, соответствующем вязко-хрупкому переходу), способное приводить как к устойчивому, так и к неустойчивому росту трещин. В таких условиях актуальной проблемой является обеспечение ресурса и безопасности конструкций, которое, как будет показано ниже, должно осуществляться с учетом взаимодействия трех факторов (температурного, величины постоянной или монотонно возрастающей квазистатической нагрузки и амплитуды относительно малого переменного нагружения). Целью настоящей работы является расчетная оценка скорости роста трещин в условиях подобного взаимодействия, а также снижения статической прочности и работоспособности конструкции при таком взаимодействии. Для достижения цели необходимо:

- выбрать метод упругопластического расчета НДС стальных конструкций с трещинами при длительном действии с постоянной (или монотонно возрастающей) нагрузки с постоянной (или монотонно возрастающей) и вибрационной составляющей с постоянной амплитудой;
- выполнить расчет статической и циклической повреждаемости материала в зоне вершины трещины с учетом эволюции формы этой вершины;
- для простейшего конструктивного элемента в виде образца для определения трещиностойкости (вязкости разрушения) сталей оценить изменение свойств материала в вершине трещины в процессе воздействия постоянной (монотонно возрастающей) нагрузки и вибрационной составляющей с постоянной амплитудой, а также определить снижение несущей способности конструкции при таком изменении и развитии трещины.

1. Особенности метода упругопластического расчета НДС стальных конструкций с трещинами

Статическая прочность и усталостная долговечность стальных конструкций с трещинами при действии нагрузки с постоянной и вибрационной составляющими анализируется с помощью известного метода расчета малоциклового усталости, основанного на применении метода конечных элементов [1]. Достоверные результаты такого анализа возможны только при обеспечении высокой точности конечно-элементного моделирования вершины трещины с учетом геометрической и физической нелинейности. При малом продвижении трещины в упругопластическом материале необходимая точность достигается при учёте эволюции формы вершины трещины (в том числе при учёте пластического притупления после её продвижения). Для этого необходима мелкая конечно-элементная сетка в зоне вершины — как минимум на порядок мельче, чем задаваемый шаг продвижения трещины и чем радиус вершины притупленной трещины.

В настоящей работе моделирование конструкции и ее элементов осуществлялось с применением элементов типа SOLID186 и программного комплекса ANSYS mechanical APDL [2, 3]. При учёте пластического деформирования материала использованы критерий начала текучести Губера-Мизеса и теория течения с описанием нелинейного кинематического упрочнения на основе модели Армстронга - Фредерика - Шабоша [4-6], в которой эквивалентное напряжение вычисляется согласно критерию Губера - Мизеса. Эта модель, описанная в работе [1], позволяет адекватно описывать циклическое упругопластическое деформирование металлов при наличии эффекта Баушингера и достичь высокого уровня сходимости с результатами экспериментов.

Нелинейная кинематическая модель, в отличие от линейной или полилинейной, позволяет учитывать [6]:

- вышагивание (ratchetting) петли упругопластического гистерезиса при мягком несимметричном циклическом нагружении (рис. 1а);
- релаксацию средних напряжений (mean stress relaxation) при жестком несимметричном циклическом нагружении (рис. 1б);
- стабилизацию (shakedown) петли упругопластического гистерезиса при мягком несимметричном циклическом нагружении (рис. 2а);
- отсутствие релаксации средних напряжений (nonrelaxation of mean stress) при жестком несимметричном циклическом нагружении (рис. 2б).

Однако кинематическая модель не может описать эффекты циклического упрочнения или разупрочнения материала. Для учета подобных эффектов используется комбинирование кинематической модели с моделью изотропного упрочнения [1, 5, 7], нелинейный вариант которой был предложен Войсом [8].

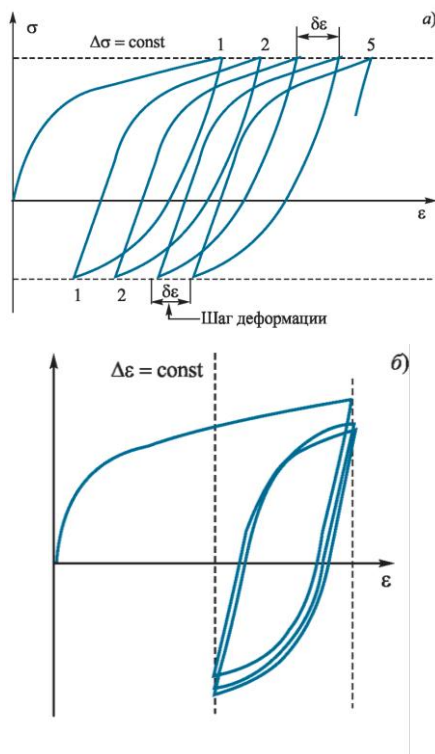


Рис. 1. Эффекты при несимметричных циклических нагружениях [4]: а) вышагивание (ratchetting) петли упругопластического гистерезиса при мягком нагружении; б) релаксация средних напряжений при жестком нагружении

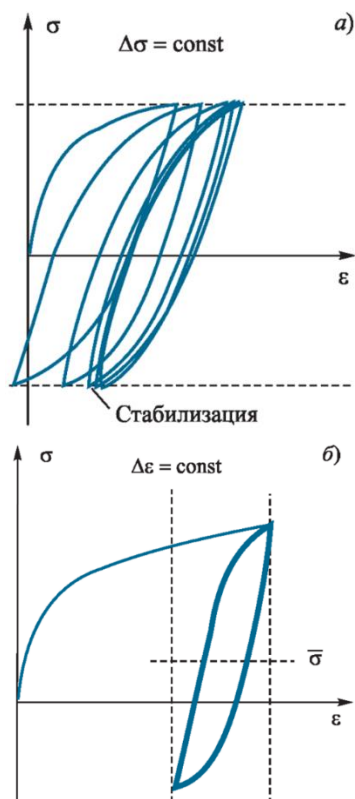


Рис. 2. Эффекты при несимметричных циклических нагружениях [4]: а) стабилизация (shakedown) петли упругопластического гистерезиса при мягком нагружении; б) отсутствие релаксации средних напряжений при жестком нагружении

2. Расчет статической и циклической повреждаемости материала в зоне вершины трещины на основе подхода Нейбера-Новожилова с учетом эволюции формы этой вершины

В настоящей работе полагается, что условия для развития повреждений при малоциклового усталости формируются не в точке, а в некотором конечном объеме материала, в котором формулируется интегральный критерий прочности на основе рассмотрения осредненного напряженного состояния в структурном элементе Нейбера-Новожилова [1, 9, 10]. При этом стеснение деформаций приводит к ускоренному развитию усталостных повреждений в области предразрушения. Усталостное повреждение оценивается по величине средней накопленной в структурном элементе пластической деформации. Необходимость включения в критерий разрушения осредненной деформации объясняется тем, что глубокое пластическое деформирование металла в вершине трещины, его повреждение (рис. 3) и изменение структуры материала при таком деформировании, происходящем перед продвижением трещины в магистральном направлении, приводят к выравниванию полей деформаций в вершине. Кроме того, необходимо обратить внимание на то, что условия для образования и продвижения трещин, формируются не в отдельной точке, а в некотором конечном объеме материала конструкции.

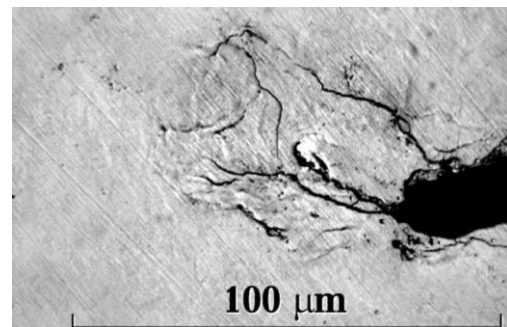


Рис. 3. Развитие разрушения в виде сети малых трещинок у вершины магистральной трещины (зачерненная область) в образце из судостроительной стали F36SW в низкотемпературных условиях, соответствующих -100°C, при которых ее CTOD равен 0,07 мм [13].

Критерий разрушения учитывает снижение предельных (соответствующих условиям разрушения) пластических деформаций при стесненном деформировании с использованием подхода Махутова [11]. При определении меры накопленных повреждений используется гипотеза линейного суммирования и критерий SWT, применяемый при расчете малоциклового усталости [1, 12]. При этом в каждом цикле деформирования учитываются размахи как упругой деформации, так и пластической.

Рост трещины рассматривается на основе модели прерывистого процесса [1], в котором имеет место накопление усталостных повреждений в вершине трещины до исчерпания пластичности (наступления предельного состояния), после чего трещина продвигается на величину параметра

структурного элемента. Таким образом, процесс деградации металла, протекающий в элементах, подобных структурным и расположенных на пути трещины, является процессом накопления повреждений при малоцикловой усталости. Рост трещины считается возможным, если коэффициент интенсивности напряжений K_1 достигает, либо превышает пороговый уровень K_{th} .

Если рассмотреть состояние точек, расположенных впереди вершины трещины, то они, как и вся конструкция, подвержены циклическому нагружению, нарастающему по мере приближения вершины к этим точкам. Когда фронт трещины приближается на размер пластической зоны, в рассматриваемой точке начинаются циклические пластические деформации, решающим образом влияющие на процесс накопления усталостных повреждений.

При оценке совместного повреждающего действия квазистатической (постоянной или монотонно растущей) и вибрационной нагрузки использована гипотеза о существовании двух типов повреждения – усталостного и квазистатического, каждый из которых представляет безразмерный неубывающий скалярный параметр [14-17]. Первое связано со знакопеременным неупругим деформированием материала, второе определяется односторонним ростом квазистатической нагрузки. При продолжении увеличения нагрузки происходит раскрытие трещины, но не рост ее длины. Таким образом, независимо от размаха циклической нагрузки, рост усталостной трещины происходит при практически одинаковых условиях по остроте трещины и распределению напряжений впереди нее. Такое поведение трещины означает, что ее остановка на каждом цикле связана не с началом разгрузки, а с недостаточным повреждением материала в вершине трещины. Следовательно, имеется некоторый постоянный уровень поврежденности материала в структурном элементе, достаточный для роста трещины.

3. Расчет статической и циклической повреждаемости материала в зоне вершины трещины с учетом низких температур

При создании нового (более точного по сравнению с предложенным в работе [1]) подхода к расчету несущей способности хладостойких конструкций с трещинами необходимо принимать во внимание несколько обстоятельств:

- последовательное снижение температуры конструкций из судокорпусных сталей всех категорий приводит к изменению их свойств, в том числе к снижению трещиностойкости (например, к понижению критического пластического раскрытия вершин трещин) и переводу их из вязкого состояния в вязко-хрупкое, а затем и в хрупкое;
- отмеченное снижение свойств металла при наличии роста трещин в конструкциях влечет за собой периодическое изменение геометрии вершин трещин (увеличение или уменьшение величины их раскрытия, остроты вершины и радиусов закруглений) и варьирование размеров пластической зоны;
- геометрия вершины трещины и размеры пластической зоны в этой вершине становятся зависимыми не только от температуры окружающей

среды и интенсивности нагружения, но и от истории изменения температуры и нагружения. В связи с этим для получения достоверных результатов решения задачи важно правильно формулировать начальные условия решения задачи, а именно, точно задавать начальную форму и размеры вершины трещины.

Характер эволюции стронувшейся трещины зависит от вида состояния материала при данной температуре (вязкое, хрупкое или промежуточное), при которой началось формоизменение ее вершины. От вида состояния зависит размер пластической зоны и раскрытие вершины трещины перед началом нестабильного (быстрого) роста трещины. Это обстоятельство отражено на рис. 4, где представлены результаты испытаний на растяжение плоских образцов толщиной от 10 до 30 мм с полуэллиптическими поверхностными трещинами при обычной (комнатной) и низких температурах [18]. При хрупком состоянии, когда малы пластическая деформация и радиусы закруглений вершины трещины, а раскрытие вершины трещины менее некоторой характерной величины δ_{p1} (ее порядок для низколегированных сталей составляет 0,03 мм), срагивание трещины сразу же приводит к нестабильному разрушению.

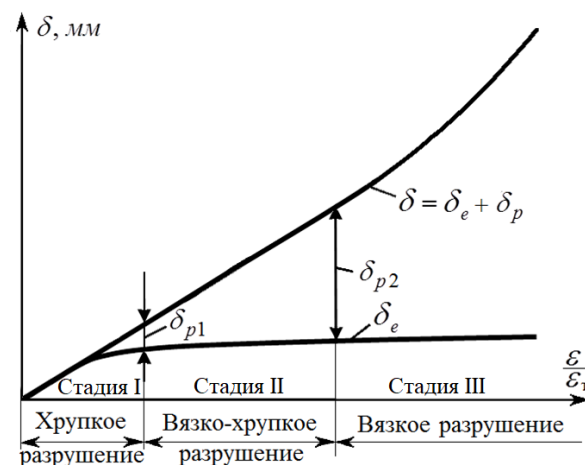


Рис. 4. Характер роста трещины в зависимости от стадии развития пластических деформаций у ее вершины: ε – осредненная деформация в пластической зоне вершины трещины, δ , δ_e и δ_p – полное раскрытие вершины трещины и его упругая и пластическая составляющие, ε_m – деформация начала текучести материала

При вязко-хрупком состоянии материала, характерном для температурной области вязко-хрупкого перехода, пластическая зона увеличена по сравнению с хрупким состоянием. Раскрытие трещины лежит в диапазоне значений от δ_{p1} до δ_{p2} . Величина δ_{p2} превышает δ_{p1} ориентировочно в 4-5 раз. Поэтому при вязко-хрупком разрушении трещина и пластическая зона в ее вершине вначале (после срагивания) подрастают стабильно. Затем при росте нагрузки возможен переход к нестабильности после относительно небольшого продвижения трещины. При вязком состоянии, характерном для температур, лежащих выше диапазона вязко-хрупкого перехода, раскрытие трещины превышает δ_{p2} . Пластическая зона весьма обширна. Переход к нестабильному росту трещины

возможен только после существенного подрастания радиуса в вершине трещины и происходит при раскрытии вершины трещины, равно критическому значению (при значениях коэффициента интенсивности напряжений, близких к вязкости разрушения материала).

Учитывая сказанное, для судостроительных сталей, используемых при очень низких температурах (ниже температур вязко-хрупкого перехода), характерными разрушениями материала в вершинах трещин можно считать или чисто хрупкие, или вязкие, но происходящие при малых величинах пластического раскрытия (меньших чем δ_{p1}). Последствия таких разрушений целесообразно прогнозировать с применением локальных критериев как статической (хрупкой и вязкой) прочности [1, 2], так и усталостной прочности [7]. В других температурных диапазонах вершины трещин существенно деформируются в пластической стадии и для анализа процесса локального разрушения можно использовать критерии вязкой и усталостной прочности и считать их универсальным для этих диапазонов.

Характер развития стронувшейся трещины зависит от того, на какой стадии произошло страгивание. На стадии I (рис. 4), когда пластическая зона мала, а раскрытие трещины менее 0,03 мм, страгивание трещины сразу приводит к нестабильному разрушению. На стадии II пластическая зона охватывает все ослабленное трещиной поперечное сечение, что приводит к большому расходу энергии на пластические деформации. Поэтому трещина после страгивания вначале растет стабильно, однако возможен переход к нестабильности после ее небольшого продвижения. Такое разрушение часто называют вязко-хрупким. На стадии III, при раскрытии трещины более 0,15 мм, пластическая зона распространяется за пределы ослабленного сечения; переход к нестабильному росту трещины возможен только при больших запасах упругой энергии (например, в сосудах высокого давления) и обычно носит характер потери пластической устойчивости перемычки с превращением трещины в сквозную. Таким образом, есть основания считать все виды разрушения конструкционных материалов частными случаями вязкого разрушения, отличающимися только количественно (размерами зоны и предельным уровнем пластической деформации) и использовать критерий вязкого разрушения в качестве универсального.

4. Интегральный критерий вязкого статического разрушения при низких температурах и критерий прочности при одновременном накоплении статической и циклической повреждаемости материала в вершине трещины

Вязкому разрушению конструкции предшествует ее интенсивное пластическое деформирование, развивающееся в наибольшей мере в зонах концентрации напряжений (в вершине трещины). Поэтому помимо оценки хрупкого разрушения необходимо учитывать возможность появления вязкого разрушения. В качестве критерия такого разрушения принято рассматривать неравенство, устанавливающее соотношение между достигнутым уровнем интенсивности пластических деформаций

e_{pi} и предельным значением интенсивности $e_p^{пред.}$, представляющим собой критическую степень деформации, при которой происходит слияние пор и образование вязкой трещины в условиях трехосного напряженно-деформированного состояния, т.е. разрушение материала.

Условие прочности при действии квазистатической нагрузки можно записать в виде [15, 19]

$$\bar{e}_{p1} \geq 1, \quad (1)$$

где $\bar{e}_{p1} = \frac{1}{e_p^{пред.} \cdot F} \int_F \frac{e_{pi}(x, y, z)}{D_e(x, y, z)} dF$ - характеристика

вязкого повреждения материала в объеме структурного элемента F ; D_e - коэффициент снижения предельной пластической деформации материала при заданном виде напряженного состояния [10, 15].

Характеристика вязкого повреждения материала $\bar{e}_{p1}$ является одновременно и мерой повреждения при статической нагрузке на конструкцию. Результирующая мера повреждения при одновременном накоплении статической и циклической повреждаемости материала в зоне вершины трещины равна сумме величины $\bar{e}_{p1}$ и меры малоциклового повреждения $\bar{e}_b$, вызванного вибрационной составляющей нагрузки и усиленного воздействием постоянной составляющей. Способ оценки меры малоциклового повреждения $\bar{e}_b$ с учетом постоянной составляющей нагрузки на основе энергетической модели SWT изложен в работах [1, 12]. Критерий прочности в этом случае записывается в виде

$$\bar{e}_{p1} + \bar{e}_b \leq 1.$$

При применении критерия вязкого разрушения (1) в случае наличия сварных швов в зоне концентрации напряжений необходима оценка размера структурного элемента d по производить по минимальным значениям вязкости разрушения шва и напряжений отрыва S_{omp} (наблюдаемым в зоне термического влияния с наибольшими размерами зерен металла) [19].

Выполнение критерия разрушения (1) говорит лишь о начале процесса разрушения, т.е. о появлении начальной трещины в зоне концентрации напряжений конструкции. Длина этой трещины равна размеру структурного элемента d (стороне площадки F). Этот критерий не даёт представления о том, как будет развиваться трещина. В зависимости от свойств материала, геометрии конструкции, условий нагружения, эта трещина может остановить своё движение непосредственно после появления или после незначительного роста, а может развиваться дальше под влиянием накопленных повреждений при статическом нагружении или при циклическом изменении нагрузок, разделяя конструкцию на отдельные части.

Результаты испытаний гладких цилиндрических образцов из конструкционных сталей на растяжение показали, что их предельное относительное сужение при разрыве несущественно изменяется в широком

диапазоне температур (вплоть до минус 60°C) [19]. Однако при наличии достаточно острых концентраторов напряжений появляется сильная зависимость предельной пластической деформации от температуры. От неё зависят и некоторые другие параметры процесса разрушения. Известно, что при однократном нагружении узла конструкции, сопровождающемся пластическим деформированием материала в низкотемпературных условиях, происходит снижение предельной пластической деформации, соответствующей появлению трещины в материале (по сравнению со стандартными температурными условиями, под которыми обычно понимается температура +20°C). При этом снижение пластического ресурса из-за понижения температуры обычно пренебрежимо мало при одноосном напряженном состоянии. Увеличение остроты концентратора напряжений (точнее, увеличение главных напряжений σ_2 и σ_3) приводит к резкому снижению предельного значения пластической деформации [10].

Для оценки влияния низкой температуры на снижение пластических свойств металла (по сравнению с результатами испытаний при 20°C) целесообразно воспользоваться результатами испытаний сварных соединений на трещиностойкость (с помощью образцов натурной толщины с надрезами). На основе этих испытаний коэффициент снижения предельных пластических деформаций рекомендуется определять по формуле [19]

$$D_e = K_e \eta_1^{\alpha(t)}.$$

Здесь K_e - коэффициент, учитывающий свойства материала (обычно для сталей $K_e = 1,0 - 1,2$ [11]); $\eta_1 = \eta(1 + \sigma_2/\sigma_1 + \sigma_3/\sigma_1)$ - коэффициент снижения пластических свойств материала при комнатной температуре вследствие трехмерности напряженного состояния; $\eta = \sigma_1/\sigma_t$ - коэффициент жесткости напряженного состояния (отношение главного напряжения σ_1 к интенсивности напряжений σ_t); $\alpha(t)$ - показатель степени, отражающий влияние низкой температуры на снижение пластических свойств, определяемый на основе экспериментальной оценки коэффициента снижения предельной пластической деформации D_e следующим образом

$$\alpha(\eta_1, t) = (\lg K_e - \lg D_e) / \lg \eta_1.$$

5. Пример расчета статической и циклической повреждаемости материала в зоне вершины трещины с учетом низких температур

С применением метода конечных элементов выполнена расчетная оценка статической прочности конструктивного образца с трещиной для испытаний металлических материалов на трещиностойкость (рис. 5а).

Проанализировано поведение трех различных судостроительных сталей при двухкомпонентном нагружении. Предполагается, что конструкция испытывает одновременное действие возрастающей с постоянной скоростью во времени (квазистатической) растягивающей нагрузки и относительно малой переменной нагрузки,

вызывающей вибрацию (сжатие-растяжение с малой амплитудой) (рис. 6). В этом случае трещина относится к первому типу, будет раскрытой, а ее берега будут совершать колебательные движения с малой амплитудой. В случае превышения размаха коэффициента интенсивности напряжений K_1 его порогового уровня K_{th} эти движения способны вызвать рост трещины.



а)



б)

Рис. 5. Образец с трещиной в поперечном сечении, расположенном в плоскости симметрии (а) и сетка конечных элементов в половине этого сечения (б)

В зависимости от соотношения постоянной вибрационной составляющей нагрузки и растущей статической нагрузки возможны два варианта сценария продвижения трещины.

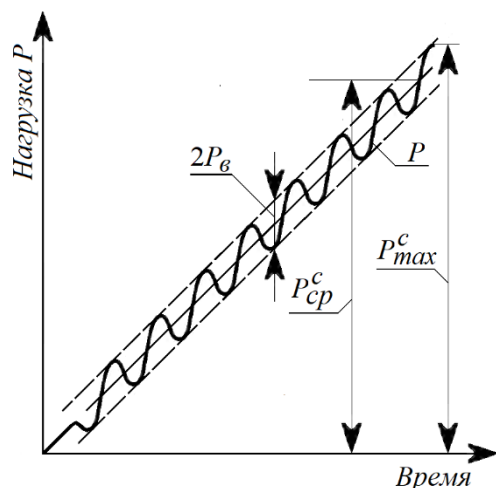


Рис. 6. Изменение растягивающей нагрузки на образец во времени

Если амплитуда вибрационной нагрузки и статическая нагрузка малы по сравнению с критической нагрузкой, вызывающей быстрый рост трещины, будет наблюдаться медленное подрастание трещины. В противном случае, если статическая нагрузка близка к критической нагрузке, то даже при малой амплитуде циклически изменяющейся вибрационной нагрузки возможен достаточно быстрый процесс накопления малоцикловых повреждений материала в вершине трещины. Этот процесс вызывает охрупчивание материала и ранний быстрый (неустойчивый) рост трещины при растущей статической нагрузке, меньшей чем критическая нагрузка при отсутствии вибрации. В результате наблюдается снижение прочности образца с трещиной, испытывающего при вибрацию, по сравнению с его прочностью при отсутствии вибрации. Это снижение характеризуется коэффициентом $k(P_B)$, равным отношению критической нагрузки на образец при наличии вибрации к критической нагрузке при ее отсутствии (рис. 6)

$$k(P_B) = P_{max}^c(P_B) / P_{max}^c(0).$$

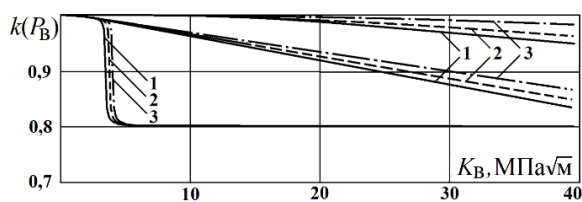


Рис. 7. Зависимость коэффициента снижения прочности образца с трещиной $k(P_B)$ от амплитуды КИН K_B , зависящего от амплитуды вибрационной нагрузки P_B , при вязком (верхние линии), хрупком (нижние линии) и квазихрупком (среднее положение линий) состоянии сталей: 1 – сталь 15ГБ; 2 – сталь 10ХСНД; 3 – сталь АБ-1Ш

Выполненные расчеты статической и циклической повреждаемости материала в зоне вершины трещины в рассматриваемом образце, выполненном из трех судокорпусных сталей (категорий Е36, Е40, F50), учетом низких температур показали снижение пластических свойств материалов вследствие взаимодействия факторов

низкой температуры, высокой концентрации напряжений в вершинах трещин и вибрации. Обнаружена сильная зависимость несущей способности образцов от состояния материала при данной температуре (вязкое, хрупкое или промежуточное) (рис. 6). Результаты расчетов сводятся к следующему:

- при комнатной температуре, определяющей вязкое состояние материала, наложение вибрации мало (не более чем на 5%) уменьшает несущую способность образца с трещиной в исследованном диапазоне изменения амплитуд вибрационной нагрузки (при котором КИН K_B , соответствующий амплитуде вибрационной нагрузки, не превышает $40 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$) по сравнению с условиями отсутствия вибрации;
- в квазихрупком состоянии (при температуре вязко-хрупкого перехода) вибрационная нагрузка уменьшает несущую способность образцов с трещиной почти пропорционально увеличению КИН K_B , соответствующего амплитуде вибрационной нагрузки (штриховые линии на рис. 7);
- понижение температуры испытываемых образцов, приводящее материал в хрупкое состояние, (т.е. до -40°C и ниже) существенно усиливает взаимодействие трех факторов (температурного, величины монотонно возрастающей квазистатической нагрузки и амплитуды вибрационного нагружения). Уже при $K_B = 3 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, что соответствует 1% от разрушающей при монотонном нагружении, несущая способность образцов с трещиной уменьшается примерно на 20% (штрихпунктирные линии на рис. 6). Дальнейшее увеличение вибрационной нагрузки оказывает слабое влияние на несущую способность образцов. Таким образом, охрупчивание сталь реагирует на сам факт наличия незначительной вибрации уменьшением трещиностойкости и склонностью к неустойчивому росту трещины, а эффект снижения трещиностойкости при температуре охрупчивания составляет около 20% при амплитуде вибрационной нагрузки порядка 1% от расчетной.

Заключение

В работе были решены следующие задачи:

- выполнен циклический упругопластический расчет с применением совместной модели нелинейного кинематического и нелинейного изотропного упрочнений;
- по результатам циклического упругопластического расчета выполнена оценка повреждаемости материала в вершине трещины с использованием энергетического критерия SWT и критерия вязкого разрушения;
- в результате расчета определены характеристики снижения прочности простейшей конструкции с трещиной при наличии низкой температуры и вибрации.

Важным итогом работы является выявление взаимодействия ряда факторов (температуры, высокой квазистатической нагрузки, амплитуды вибрации и концентрации напряжений), требующего учета при анализе трещиностойкости и хладостойкости конструкций. Полученные результаты позволяют утверждать, что воздействие

вибрационной нагрузки даже в случае ее малой интенсивности приводит к снижению работоспособности (хладостойкости) сталей при высоких уровнях квазистатического нагружения. В соответствии с существующей практикой обеспечения низкотемпературной прочности конструкций судов и морских нефтегазодобывающих платформ при наличии вибрации требуется повышение температурного запаса, исключающего опасный вязко-хрупкий переход, примерно на 10°C. Если не учитывать этот вибрационный фактор, то из-

за недостаточного запаса хладостойкости, назначенного по результатам традиционных испытаний стали при отсутствии вибрации весьма вероятны хрупкие разрушения металлоконструкций при низких температурах. Сказанное относится не только к стальным конструкциям морской техники, но и объектам промышленного и гражданского строительства, грузоподъемным устройствам, мостам, наземной транспортной технике и другим инженерным сооружениям.

Литература

1. Крыжевич Г.Б., Филатов А.Р. Модель упругопластического деформирования алюминиевых сплавов и критерии малоциклового усталости конструкций. Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; Специальный выпуск 2: 85-95.
2. ANSYS mechanical APDL material reference. Canonsburg: SAS IP, Inc., November 2013.
3. ANSYS mechanical advanced nonlinear materials. Advanced metal plasticity. Canonsburg: SAS IP, Inc., 22 February 2012.
4. Chaboche J.L. Constitutive equations for cyclic plasticity and cyclic viscoplasticity // International Journal of Plasticity. 1989. Vol. 5. P 247-302.
5. Chaboche J.L. On some modifications of kinematic hardening to improve the description of ratcheting effects // International Journal of Plasticity. 1991. Vol. 7. P 661-678.
6. Chaboche J.L. Mechanics of solid materials. NY: Cambridge University Press, 2009.
7. Абашев Д.Р. Развитие модели упругопластического деформирования, критериев усталости и методик идентификации материальных параметров конструкционных сплавов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук. Королёв: ФГУП «ЦНИИМаш», 2016.
8. Voce E. A practical strain-hardening function // Metallurgica. 1955. P 219-220.
9. Морозов Н.Ф., Петров Ю.В., Смирнов В.И. Предельное равновесие хрупких тел с концентраторами напряжений. Структурный подход. СПб.: Издательство СПбГУ, 2011.
10. Крыжевич Г.Б. Методы расчета предельной и усталостной прочности конструкций морской техники в низкотемпературных условиях. Труды Крыловского государственного научного центра. 2019; выпуск 2 (388). С. 41-54.
11. Махутов Н.А. Деформационные критерии и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981.
12. Smith K.N., Watson P., Topper T.H. A stress-strain function for the fatigue of materials // J. Mater. 1970. 5. P. 767-778.
13. Ильин А.В., Филин В.Ю. О соотношении локальных и энергетического критериев нестабильного хрупкого разрушения хладостойких сталей. // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2013, т. 79, №12. с. 44-49.
14. Гаденин М.М. Влияние формы цикла нагружения на сопротивление циклическому деформированию и разрушению конструкционных материалов. Вестник научно-технического развития, № 9 (37), 2010.
15. Махутов Н.А. Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность. В двух частях. Новосибирск: Наука. 2005. Часть 1: Критерии прочности и ресурса – 494 с. Часть 2: Обоснование ресурса и безопасности – 610 с.
16. Гаденин М.М. Исследование закономерностей сопротивления деформированию и накопления повреждений при нерегулярном малоцикловом нагружении. Заводская лаборатория. Диагностика материалов, 87(11). 2021. С. 55-63.
17. Гаденин М.М. Сопротивление малоциклового разрушению жаропрочного сплава при одно- и двухчастотном режиме нагружения. Заводская лаборатория. Диагностика материалов, 90(7). 2024. С. 68-75.
18. Винокуров В.А., Куркин С.А., Николаев Г.А. Сварные конструкции. Механика разрушения и критерии работоспособности / Под редакцией Б.Е.Патона. - М.: Машиностроение, 1996. - 576 с.
19. Крыжевич Г.Б. Механика разрушения металлических конструкций: монография. СПб. ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2021. 184 с.

References

1. Kryzhevich G.B., Filatov A.R. Model of elastoplastic deformation of aluminum alloys and criteria for low-cycle fatigue of structures. Proceedings of the Krylov State Research Center. 2018; Special Issue 2: 85-95.
2. ANSYS mechanical APDL material reference. Canonsburg: SAS IP, Inc., November 2013.
3. ANSYS mechanical advanced nonlinear materials. Advanced metal plasticity. Canonsburg: SAS IP, Inc., 22 February 2012.
4. Chaboche J.L. Constitutive equations for cyclic plasticity and cyclic viscoplasticity // International Journal of Plasticity. 1989. Vol. 5. P 247-302.
5. Chaboche J.L. On some modifications of kinematic hardening to improve the description of ratcheting effects // International Journal of Plasticity. 1991. Vol. 7. P 661-678.

6. Chaboche J.L. Mechanics of solid materials. NY: Cambridge University Press, 2009.
7. Abashev D.R. Development of an elastoplastic deformation model, fatigue criteria, and methods for identifying material parameters of structural alloys. Dissertation for the degree of Candidate of Physical and Mathematical Sciences. Korolev: FSUE TsNIIMash, 2016.
8. Voce E. A practical strain-hardening function // Metallurgica. 1955. P. 219-220.
9. Morozov N.F., Petrov Yu.V., Smirnov V.I. Limit equilibrium of brittle bodies with stress concentrators. Structural approach. St. Petersburg: St. Petersburg State University Publishing House, 2011.
10. Kryzhevich G.B. Methods for calculating the ultimate and fatigue strength of marine engineering structures in low-temperature conditions. Proceedings of the Krylov State Research Center. 2019; Issue 2 (388). pp. 41-54.
11. Makhutov N.A. Deformation criteria and strength calculation of structural elements. Moscow: Mashinostroenie, 1981.
12. Smith K.N., Watson P., Topper T.H. A stress-strain function for the fatigue of materials // J. Mater. 1970. 5. P. 767-778.
13. Ilyin A.V., Filin V.Yu. On the relationship between local and energy criteria of unstable brittle fracture of cold-resistant steels // Factory laboratory. Diagnostics of materials. 2013, Vol. 79, No. 12. pp. 44-49.
14. Gadenin M.M. Effect of loading cycle shape on resistance to cyclic deformation and fracture of structural materials. Bulletin of Scientific and Technical Development, No. 9 (37), 2010.
15. Makhutov N.A. Structural strength, service life, and technological safety. In two parts. Novosibirsk: Nauka. 2005. Part 1: Strength and service life criteria – 494 p. Part 2: Service life and safety justification – 610 p.
16. Gadenin M.M. Study of patterns of deformation resistance and damage accumulation under irregular low-cycle loading. Plant laboratory. Diagnostics of materials, 87(11). 2021. pp. 55-63.
17. Gadenin M.M. Low-cycle fracture resistance of heat-resistant alloy under single- and dual-frequency loading modes. Plant laboratory. Diagnostics of materials, 90(7). 2024. pp. 68-75.
18. Vinokurov V.A., Kurkin S.A., Nikolaev G.A. Welded structures. Fracture mechanics and performance criteria / Edited by B.E. Paton. - Moscow: Mashinostroenie, 1996. - 576 p.
19. Kryzhevich G.B. Fracture mechanics of metal structures: monograph. St. Petersburg: FSUE "Krylov State Research Center", 2021. 184 p.

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

Крыжевич Геннадий Брониславович, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник ФГУП "Крыловский государственный научный центр", 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44, профессор кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Россия, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3; email: g_kryzhevich@ksrc.ru,

Gennadiy B. Kryzhevich, Dr. Sci. (Eng), Professor, Chief Researcher, Krylov State Research Center. Address: 44, Moskovskoe sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158, Professor of the Department of ship design, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmaskaya, 3, St. Petersburg, 1960121, Russian Federation, e-mail: g_kryzhevich@ksrc.ru;

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 09.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 10.05.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 20.05.2026.

Научная статья

УДК 629.5.015.4

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.014>

Использование конечно-элементных моделей для расчетов прочности парусных яхт из полимерно-композиционных материалов

Манухин В.А.¹ nikal6@mail.ru, Пентегов А.С.¹ apent5@yandex.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Корпус парусной яхты имеет существенные отличия от корпуса традиционного судна. Эти многочисленные отличия можно сгруппировать по форме корпуса и его конструкции, материалам и нагрузкам. Если рассмотреть отличия в нагрузках, то нетрудно заметить, что на корпус парусной яхты, помимо традиционных усилий, будут действовать усилия от рангоута и стоячего такелажа, которые являются своего рода передаточным звеном между нагруженными ветром парусами и корпусом яхты. Кроме того, корпус яхты нагружается усилиями от выступающих частей: балластного плавника, пера руля, шверта, крыльев. Указанные усилия имеют ярко выраженный локальный характер, что вызывает необходимость уточненного анализа местной прочности корпуса. Из-за сложной геометрической формы корпуса яхты, своеобразной конструкции и особенностей применяемых для него, как правило, полимерно-композиционных материалов традиционные расчетные схемы и методы строительной механики корабля оказываются здесь неприменимыми. Поэтому проектирование и расчеты прочности парусных яхт значительно усложняются. Учесть отмеченные обстоятельства позволяет конечно-элементное моделирование корпуса яхты в целом или отдельных его частей. Однако и на этом пути остаются определенные трудности, связанные, например, с определением внешних нагрузок на корпус, распределением масс, уравниванием конечно-элементной модели и др. В статье приводятся выполненные авторами расчеты прочности трех яхт с корпусами из стеклопластика при использовании метода конечных элементов. Описывается методика определения нагрузок от рангоута и такелажа, построение и уравнивание конечно-элементных моделей, расчеты общей и местной прочности.

Ключевые слова: корпус, обшивка, рангоут, такелаж, фальшкиль, балластный плавник, гидростатическое давление, прочность, устойчивость, конечно-элементная модель, полимерно-композиционный материал.

Для цитирования: Манухин В.А., Пентегов А.С. Использование конечно-элементных моделей для расчетов прочности парусных яхт из полимерно-композиционных материалов, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 113—125. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.014

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.014>

Finite element modeling for strength analysis of polymer-matrix composite sailing yachts

Vadim A. Manukhin¹ nikal6@mail.ru, Andrey S. Pentegov¹ apent5@yandex.ru¹State marine technical university of Saint-Petersburg

Abstract. The hull of a sailing yacht has significant differences from the hull of a traditional vessel. These numerous differences can be grouped by hull shape and construction, materials and loads. If we consider the differences in loads, it is easy to see that, in addition to traditional forces, the hull of a sailing yacht will be subjected to forces from the mast and standing rigging, which act as a kind of transmission link between the wind-loaded sails and the yacht's hull. Furthermore, the yacht's hull is loaded by forces from protruding parts: the ballast fin, rudder blade, daggerboard, and foils. These forces have a pronounced local character, necessitating a refined analysis of the hull's local strength. Due to the complex geometric shape of the yacht's hull, its unique construction, and the characteristics of the typically used polymer-matrix composite materials, traditional calculation schemes and methods of ship structural mechanics prove inapplicable here. Therefore, the design and strength calculations of sailing yachts become significantly more complex. Finite element modeling of the yacht's hull as a whole or its individual parts allows for these circumstances to be taken into account. However, even this approach presents certain difficulties, for example, related to determining external loads on the hull, mass distribution, balancing the finite element model, and so on. This article presents the authors' strength calculations for three yachts with fiberglass hulls using the Finite Element Method. The methodology for determining loads from the mast and rigging, the construction and balancing of finite element models, and calculations of global and local strength are described.

Keywords: hull, skin, mast and spars, rigging, false keel, ballast fin, hydrostatic pressure, strength, stability, finite element model, polymer-matrix composite.

For citation: Vadim A. Manukhin, Andrey S. Pentegov. Finite element modeling for strength analysis of polymer-matrix composite sailing yachts, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 113—125. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.014

Введение

Проектирование парусных яхт представляет для конструкторов сложную задачу, при решении которой

следует обеспечить противоречивые требования. Корпус яхты должен быть надежным, обладать необходимой жесткостью и прочностью для восприятия не только традиционных для судов

нагрузок, но и нетипичных для них усилий от рангоута и стоячего такелажа. В зависимости от курса яхты по отношению к ветру и от его силы она может двигаться как с креном, так и без него, в водоизмещающем режиме или в глиссирующем. Под действием ветра нагруженные паруса передают распределенные и сосредоточенные нагрузки на рангоут и такелаж, которые в свою очередь нагружают корпус локальными усилиями. Кроме того, корпус яхты нагружается усилиями от выступающих частей: балластного плавника, пера руля, шверта, крыльев. Указанные усилия у современных яхт имеют ярко выраженный локальный характер, что вызывает необходимость уточненного анализа местной прочности корпуса.

Мачты парусных яхт также должны быть надежными и прочными, но в то же время они должны быть легкими и гибкими, иметь минимально необходимые размеры поперечного сечения для повышения остойчивости яхты, уменьшения аэродинамического сопротивления и возможности тонкой настройки грота. То же самое можно сказать и о такелаже.

Из-за сложной геометрической формы корпуса яхты, своеобразной конструкции и особых свойств применяемых для него, как правило, полимерно-композитных материалов (ПКМ) традиционные расчетные схемы и методы строительной механики корабля оказываются здесь неприменимыми. Поэтому проектирование и расчеты прочности парусных яхт значительно усложняются.

Следует отметить, что в Правилах [1] для спортивных парусных яхт в части II «Корпус» содержатся лишь требования к водонепроницаемым переборкам и кокпитам. Причем относительно их конструкции и прочности в п.1.2 указано только то, что «любая требуемая водонепроницаемая переборка должна иметь достаточную прочность, чтобы выдерживать полный напор воды без протечек в смежные помещения», а в п.2.1.1 что «кокпиты должны представлять собой прочную конструкцию, являющуюся частью корпуса спортивного парусного судна». В разделе 7 «Рангоут, такелаж и паруса» в п.7.1.1 написано, что «рангоут и такелаж должны быть спроектированы и изготовлены в соответствии с хорошей морской практикой и соответствовать району эксплуатации спортивного парусного судна». В связи с этим при проектировании парусных яхт конструкторы ориентируются на зарубежные правила и стандарты, например, правила DNV, GL, ABS, PRS, стандарт ISO 12215 и другие источники [2-6].

Учесть отмеченные обстоятельства позволяет конечно-элементное моделирование корпуса яхты в целом или отдельных его частей. Однако, и на этом пути остаются определенные трудности, связанные, например, с определением внешних нагрузок на корпус, распределением масс, уравниванием конечно-элементной модели и др. С целью дальнейшего развития и совершенствования предложенной авторами расчетной методики [15,16,20] в данной статье демонстрируются расчеты прочности парусных яхт с корпусами из стеклопластика при использовании метода конечных элементов (МКЭ). Описывается подход к определению нагрузок от рангоута и такелажа,

построение и уравнивание конечно-элементных моделей, расчеты общей и местной прочности.

1. Своеобразие корпусов яхт и нагрузок

Корпус парусной яхты имеет существенные отличия от корпуса традиционного судна. Эти многочисленные отличия можно сгруппировать по форме корпуса и его конструкции, материалам и нагрузкам.

Форма корпуса. Разнообразие форм корпусов яхт с криволинейными поверхностями существенно усложняет расчеты по сравнению с обычными судами и вызывает необходимость трехмерного моделирования с учетом основных конструктивных элементов. Если у яхт с традиционными обводами балластный фальшкиль и руль является конструктивно неотъемлемой частью корпуса, рис.1, то у современных яхт балласт располагается на узком длинном плавнике, который является отдельной выступающей частью. То же самое можно сказать про руль, шверт и крылья, рис.3-4. Существует и переходная форма корпуса, рис.2.



Рис.1. Классическая форма корпуса



Рис.2. Переходная форма корпуса

Обводы корпусов также существенно различаются от узких и глубоких S-образных до треугольных коротких с широкими плоскими поверхностями днища в кормовой части.



Рис.3. Корпус современной круизной яхты



Рис. 4. Корпус современной гоночной яхты

Конструкция корпуса. Значительные локальные усилия, действующие на корпус яхты от мачты и стоячего такелажа, а у современных яхт и от выступающих частей вызывают необходимость предусматривать в конструкции дополнительные связи, обеспечивающие общую жесткость и местную прочность корпуса. К ним относятся продольные и поперечные силовые переборки, усиленные флоры и стрингеры. У современных яхт из ПКМ силовыми элементами являются элементы внутреннего насыщения, например, емкости плавучести, топливные, питьевые и балластные цистерны.

Материалы корпуса. Металлические изотропные материалы, такие как сталь и легкие сплавы, для корпусов яхт используются сравнительно редко. Традиционными материалами для них являются древесина и ПКМ. Современные технологии изготовления корпусов из древесины и из ПКМ довольно схожи и широко распространены в серийном производстве яхт. При этом такой материал корпуса в отличие от металлов сам является сложной анизотропной конструкцией, обладающей заданными конструктором характеристиками прочности и жесткости.

Нагрузки. Помимо нагрузок, характерных для обычных судов, на корпус парусной яхты действуют значительные усилия от мачт и стоячего такелажа, от балластного плавника, рулей и швертов. У современных спортивных яхт используются подводные крылья. Крыло, выдвигающееся из подветренного борта, обеспечивает яхте дополнительное боковое сопротивление и создает силу, выталкивающую яхту из воды и уменьшающую лобовое сопротивление корпуса. Нагрузки в корпусе в районе колодца крыла сопоставимы с весом яхты. Увеличение скоростей парусных яхт, движущихся с креном на встречном волнении вызывает значительные ударные гидродинамические нагрузки на корпус и инерционные усилия в рангоуте, передающиеся непосредственно или через такелаж на конструкции корпуса.

Указанные особенности значительно усложняют проектирование парусных яхт, в том числе многокорпусных, имеющих свою специфику. Существующие правила регламентируют расчеты прочности, но из-за неизбежных упрощений и допущений требуют завышенных запасов прочности для корпусных конструкций и рангоута с такелажем. Уточнение моделирования корпуса в целом и отдельных его наиболее нагруженных участков, отказ от некоторых допущений при определении нагрузок от парусов на рангоут-такелаж, уточнение моделирования рангоута с такелажем и усилий,

передающихся на корпус, позволяет уменьшить запасы прочности и вес при сохранении требуемой надежности.

2. Нагрузки на корпус от рангоута и такелажа

Основные нагрузки на корпус от рангоута и такелажа определяются ветром и парусным вооружением яхты. В зависимости от курса яхты к ветру и целей плавания возможны различные комбинации поставленных парусов. Для морских и океанских парусных яхт предусматривается возможность уменьшения площади парусности при усилении ветра, что увеличивает число расчетных случаев и сочетаний нагрузок. При определении усилий на корпус важно найти их наибольшие значения. Динамическая природа ветра может привести к заметным перегрузкам рангоута и такелажа при шквалах, что обуславливает назначение запасов прочности при расчетах с допущением о стационарности ветровых условий.

Ветровые нагрузки согласно предлагаемой методике [7-14,17-19] определяются для конкретной схемы и площади парусности яхты и курса относительно ветра в зависимости от остойчивости или заданной скорости ветра по программе MAST.

Для каждого расчетного случая кренящий момент $M_{кр}$ от воздействия ветра на паруса вычисляется по формуле

$$M_{кр} = P \cdot Mst,$$

где: P – расчетное давление ветра; $Mst = \sum_{k=1}^n S_k C_{nk} \cos(\alpha_k) h_k + \sum_{i=0}^m A_i h_i$; k – номер паруса; n – количество парусов; S_k – площадь паруса; C_{nk} – аэродинамический коэффициент паруса; α_k – угол установки паруса к диаметральной плоскости (ДП); $h_k = (z_{ck} - z_{цбс})$; z_{ck} – координата по вертикали центра приложения аэродинамической силы паруса; $z_{цбс}$ – координата по вертикали центра бокового сопротивления; m – количество мачт; A_i – площадь проекции мачты с номером $i \geq 1$ на ДП, подвергаемая воздействию ветра; A_0 – площадь надводной проекции корпуса на ДП; $h_i = (z_{si} - z_{цбс})$; z_{si} – координата по вертикали центра приложения аэродинамической силы к объекту с номером i (мачта или корпус).

Расчетное давление вычисляется по формуле

$$P = \min \left(\frac{M_b}{Mst}; \frac{1}{2} \rho \cdot W^2 \right),$$

где: M_b – максимальный восстанавливающий момент по диаграмме статической остойчивости; ρ – плотность воздуха; W – максимальная скорость вымпельного ветра, заданная при проектировании для рассматриваемого варианта курса.

Далее в зависимости от типа парусов и их формы по оригинальным математическим моделям определяются распределенные и сосредоточенные нагрузки на рангоут, стоячий и бегучий такелаж.

Для определения усилий, передаваемых рангоутом и такелажем на корпус яхты, используются конечно-элементные модели, состоящие из оригинальных балочных и тросовых элементов, образующих пространственную геометрически точную систему «мачта(ы) – стоячий такелаж» парусной яхты. На каждом шаге нагружения ветровой нагрузкой в долях от расчетной программой FESTA [17] определяется напряженно-деформированное состояние (НДС) модели и оценивается ее общая

устойчивость. В программе предусмотрено исключение тросов стоячего такелажа, в которых в процессе нагружения могут возникать сжимающие усилия, а также возможность задания предварительного натяжения тросов стоячего такелажа. В точках, соответствующих закреплению модели на корпусе (степсы, пяртнерсы и путенсы), программой вычисляются все составляющие реактивных усилий, передающихся на корпус. Кроме этих реакций, непосредственно к корпусу прикладываются усилия от шкотов, галсов и фалов, вычисленные программой MAST.

3. Другие нагрузки на корпус

Действующие на корпус усилия от рангоута и такелажа с учетом веса самого корпуса и оборудования уравниваются давлением воды, возникающим на подводной поверхности обшивки и выступающих частей, и весом балласта. При движении яхты в условиях волнения возникают дополнительные гидродинамические и инерционные усилия, зависящие от параметров качки яхты. Кроме того, в определенных условиях корпус испытывает значительные перегрузки при ударах о волны. Следует также учитывать, что в отличие от обычных судов яхта совершает движение с некоторым углом крена, который для современных корпусов даже на спокойной воде вызывает заметный сопутствующий дифферент на нос.

Полностью описать математически точно процесс движения яхты с учетом отмеченных факторов вряд ли представляется возможным. Поэтому и количественное определение всех расчетных нагрузок остается проблематичным.

В приведенных ниже моделях нагрузки определены для случая установившегося движения яхты на гладкой воде.

4. Запасы и критерии прочности

Выводы о надежности яхты основываются на сравнении полученных в результате расчетов наибольших усилий и напряжений с опасными их значениями. Опасными величинами для системы «мачта(ы) – стоячий такелаж» являются предел текучести материала рангоута и разрывные усилия тросов такелажа. Общая устойчивость системы характеризуется критическим значением параметра нагружения. Он вычисляется в программе FESTA в процессе пошагового нагружения системы ветровой нагрузкой и имеет смысл коэффициента запаса устойчивости. Опасными напряжениями для конструкций стеклопластикового корпуса являются разрушающие и критические напряжения устойчивости, величина которых зависит как от характеристик используемых ПКМ, так и от принятого метода их определения. Программный модуль ANSYS [22] позволяет проводить оценку надежности конструкции из ПКМ с использованием обратного коэффициента запаса прочности $IRF = 1/k$ расчет которого может быть выполнен по различным критериям прочности ПКМ, например, Цая–Хилла, Хоффмана, Цая–Ву, Пака и др. Прочность считается обеспеченной при значениях $IRF \leq 1$. В приведенных ниже расчетах проверка прочности производилась по критерию Цая–Ву.

5. Уравнивание расчетной модели

В реальных условиях движения яхты все нагрузки, действующие на ее корпус, являются самоуравновешенными. В установившемся режиме проекции равнодействующей силы давления воды на оси координат X, Y, Z уравниваются весом яхты G , силой лобового сопротивления R_x и силой сопротивления дрейфу R_y , а проекции равнодействующих моментов давления воды относительно тех же осей координат – кренящим, дифферентующим и приводящим (уваливающим) моментами.

Поскольку нагрузки на корпус яхты от рангоута и такелажа вычисляются отдельно от корпуса, то при расчете НДС корпуса они должны быть уравновешены давлением воды и весовыми составляющими нагрузки корпуса.

Гидростатическое давление при вычисленном угле крена и сопутствующем ему дифференте прикладывается к модели с помощью специальной функции Hydrostatic pressure в модуле ANSYS Workbench.

Вес модели учитывается с помощью функции Remote force. Она позволяет прикладывать силу к ребру или грани из удаленной точки. При этом связь удаленной точки с ребром или гранью может быть как жесткой, так и деформируемой. Центр тяжести (ЦТ) модели связывается со всеми узлами модели, а затем к нему прикладывается сила, равная по величине и направлению весу модели. Такой вариант позволяет без сложных манипуляций менять положение ЦТ с целью уравнивания модели. Аналогичным способом учитывается вес и сила поддержания фальшкиля или балластного плавника: в ЦТ балласта, связанном с фланцем, прикладывается сила веса, а в центре погруженного объема – сила поддержания, направленная вертикально вверх и равная весу вытесненной воды. Вес двигателя прикладывается в точке, соответствующей его ЦТ и связанной с фундаментом в корпусе яхты.

Поскольку при таком приложении учитываемых нагрузок неизбежны малые погрешности, приводящие к неуровновешенности модели, то для исключения перемещений модели как жесткого целого используется функция Inertia relief, которая прикладывает к модели поступательные и вращательные ускорения, компенсирующие малую неуровновешенность системы.

6. Классический корпус килевой яхты

В этом разделе приведем расчеты прочности классического корпуса килевой яхты из ПКМ длиной 10 м с площадью парусов 50 м², рис.5.

При моделировании корпуса яхты учтены все основные конструктивные связи: обшивка, палуба, кокпит, рубка, продольные и поперечные переборки, стрингеры, рис.6. Оригинальные стрингеры трапецевидного поперечного сечения для упрощения модели заменены стрингерами эквивалентного полукруглого сечения.

Применялись конечные элементы (КЭ) типа SHELL181, которые способны моделировать многослойные оболочки и сэндвич-конструкции.

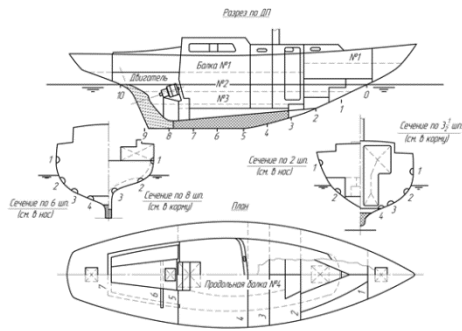


Рис.5. Корпус классической круизной яхты

Используемые в модели яхты материалы представлены в табл.1. Обшивка и стрингеры выполнены из многослойного стеклопластика. Переборки, платформы и палубы корпуса и рубки представляют собой трехслойные сэндвич-панели. Заполнителем служит вспененный поливинилхлорид (ПВХ) плотностью 60 кг/м³. Степс мачты и фальшкиль имеют значительно большую жесткость, чем материал корпуса, поэтому они моделируются условным жестким изотропным материалом «Сталь». Подробные сведения о яхте приведены в [4,16].

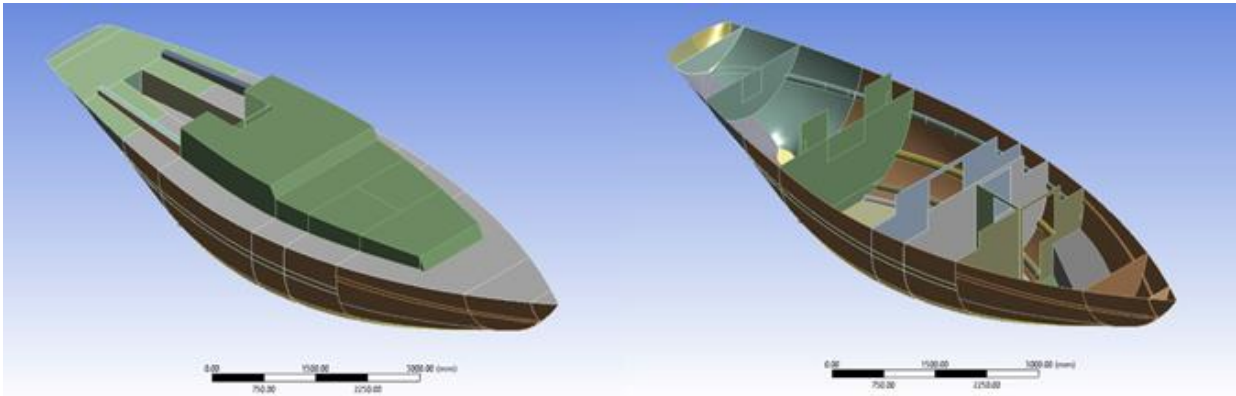


Рис.6. Модель корпуса классической круизной яхты

Таблица 1

Характеристики материалов корпуса классической круизной яхты

Элемент корпуса	Материал и схема укладки слоев	Толщина мм	Число слоев	E1 ГПа	E2 ГПа	G12 ГПа
Обшивка выше ватерлинии	Стеклопластик 0, ±45, 90	6	20	23,6	23,6	8,0
Обшивка ниже ватерлинии	Стеклопластик 0, ±45, 90	9	30	24,7	22,4	8,0
Стрингеры 1, 2 (нос-переборка 5)	Стеклопластик 0, ±45, 90	4,8	16	22,4	22,4	8,8
Стрингер 2 (переборка 5 - корма)	Стеклопластик 0, ±30, ±60, 90	7,2	24	22,4	22,4	8,8
Стрингеры 3, 4	Стеклопластик 0, ±45, 90	6	20	23,6	23,6	8,0
Переборки, палубы и платформы	Сэндвич-панель Обечайки 0, ±45, 90	3	10	6,5	4,9	1,9
	Заполнитель	19	-			
Степс и фальшкиль	«Сталь»	10	-	1000	1000	384,6

Нагрузки на корпус от мачты, стоячего и бегучего такелажа определены по программам MAST и FESTA для полной парусности и курса бейдевинд на гладкой воде при угле крена яхты 30° и при скорости ветра около 10 м/с, рис.7. Для примера вертикальное усилие на установленный на палубе рубки степс мачты равно 35,8 кН, а на штаг-путенс 11,25 кН, что составляет 48 % и 15,4 % от водоизмещения яхты. Для угла крена 30° вычислено гидростатическое давление на обшивку корпуса, рис.8.

Затем было выполнено уравнивание модели и определено НДС связей корпуса. На рис.9-10 показаны суммарные перемещения в мм, а на рис.11-12 эквивалентные по Мизесу напряжения в МПа.

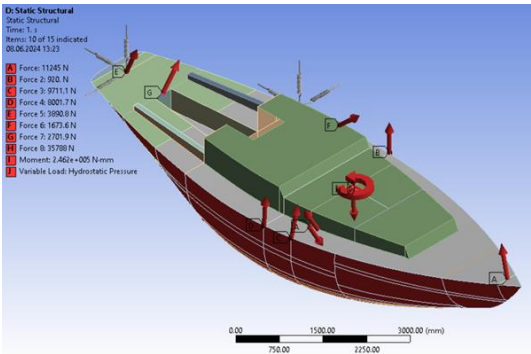


Рис.7. Нагрузки от мачты и такелажа

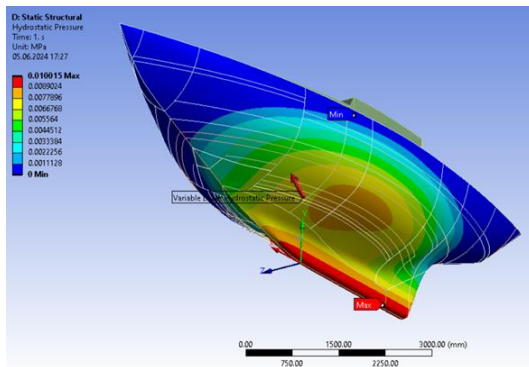


Рис.8. Гидростатическое давление

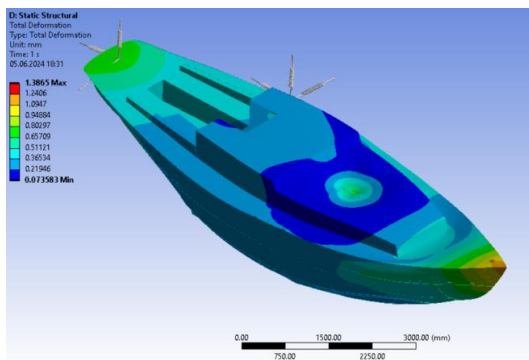


Рис.9. Перемещения палубы и рубки

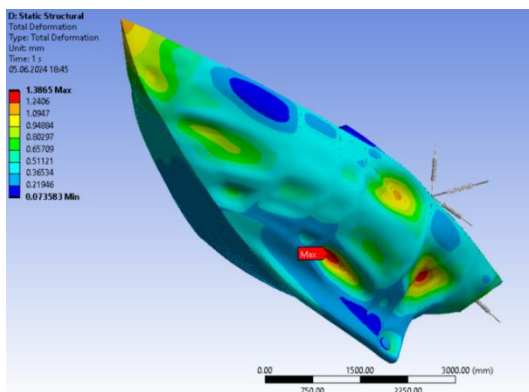


Рис.10. Перемещения подветренного борта

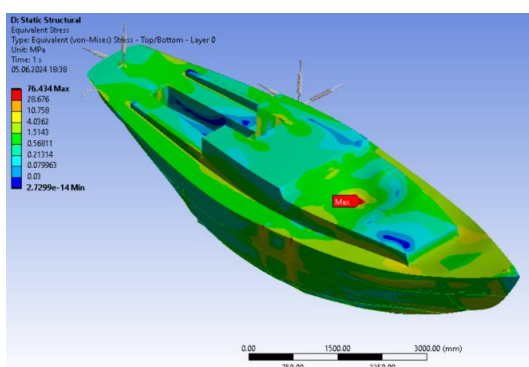


Рис.11. Напряжения в палубе и рубке

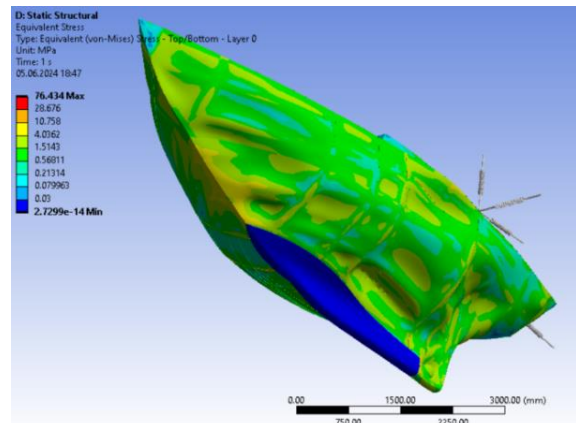


Рис.12. Напряжения в подветренном борту

Видно, что наибольшие перемещения около 1,4 мм возникают в наиболее нагруженной гидростатическим давлением панели обшивки подветренного борта. Кроме того, наблюдается общий изгиб корпуса под действием сосредоточенных сил от штага, актерштага и мачты. Напряжения достигают наибольших значений до 76,4 МПа у ступса мачты, в борте у путенсов наветренных вант и в переборке под штаг-путенсом. Вследствие общего изгиба, вызванного воздействием мачты и стоячего такелажа, в носовой части обшивки возникают напряжения до 20 МПа.

Предел прочности принятого в модели материала при растяжении вдоль волокон составляет 1,1 ГПа, при растяжении поперек волокон 35 МПа. Поскольку максимальные эквивалентные по Мизесу напряжения оказались меньше 80 МПа, и значение параметра IRF для рассматриваемой модели не превышает 1/2, можно сделать вывод о прочности корпуса яхты с двукратным запасом для принятых в расчете условий нагружения.

7. Корпус современной спортивной яхты

В этом разделе приведем расчеты прочности корпуса спортивной яхты из ПКМ длиной 11,1 м с площадью парусов 80 м².

Яхта имеет стеклопластиковый корпус с выступающим балластным плавником. Днище выполняется из монолитного стеклопластика, борта, палуба, переборки и кормовая часть днища изготовлены в виде сэндвич-панелей. В конструкции переборки №4 роль заполнителя выполняет березовая фанера, во всех остальных случаях – пенопласт для вакуумной инфузии. Предусмотрены усиления корпуса в районе вант-путенсов, штаг-путенса, плавника, а также усиления палубы в районах ступса и мест установки шкотовых и брасовых лебедок.

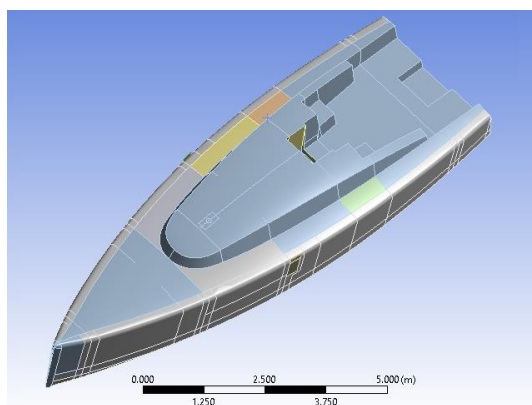


Рис. 13. Модель корпуса спортивной яхты

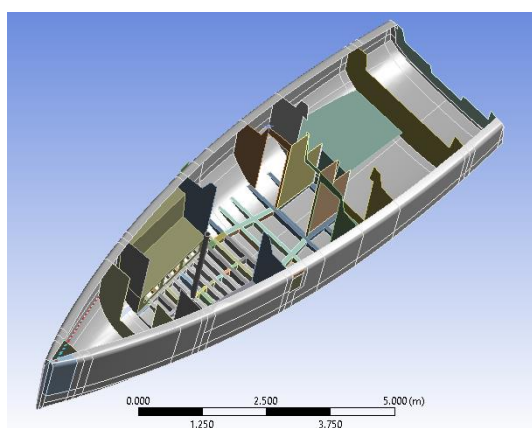


Рис. 14. Конструкция корпуса яхты

Модель корпуса показана на рис.13. На рис.14 можно видеть конструктивные элементы корпуса: поперечные и продольные переборки, платформы, набор днища и подмачтовый пиллерс, передающий усилие от расположенного на палубе рубки степса мачты на днищевые связи.

При отсутствии экспериментальных данных, упругие и прочностные характеристики композиционных материалов назначаются в соответствии с требованиями Правил классификации и постройки морских судов РМРС [2]. Характеристики используемых материалов представлены в табл.2, где: СТ – конструкционная сталь, СМ450 – стекломат 450 г/м², СМ600 – стекломат 600 г/м², СР400 – стеклоткань ровинговая 400 г/м², А600 – биаксиальная ткань «Арматон» 600 г/м², А1250 – мультиаксиальная ткань «Арматон» 1250 г/м², П40 – пенопласт для вакуумной инфузии 40 кг/м³, Ф – фанера ФСФ березовая.

Корпус яхты был разделен на 14 районов в зависимости от схемы укладки и типа материалов. Моделирование укладки композиционного материала выполнялось с помощью программного модуля Ansys Composite PrepPost. Распределение толщин материалов показано на рис.15.

Таблица 2

Упругие и прочностные характеристики материалов корпуса спортивной яхты

Наименование	Плотность кг/м ³	Модуль упругости, ГПа		Модуль сдвига, ГПа	Коэф. Пуассона	Предел прочности (предел текучести для стали) основа/уток, МПа		
		E1	E2			Растяж.	Сжатие	Сдвиг
СТ	7850	200		76,9	0,3	250	250	125
СМ450	1450	6		2,14	0,4	80	115	60
СМ600	1400	5		1,79	0,4	70	110	50
СР400	1600	12	12	4,2	0,3	130/80	140/140	80
А600	1650	13	13	4,5	0,3	170/170	95/95	68
А1250	1700	15	15	5,2	0,3	200/200	110/110	79
П40	40	0,037		0,0142	0,3	1,88	1,03	0,76
Ф	670	6		2,3	0,3	30	30	30

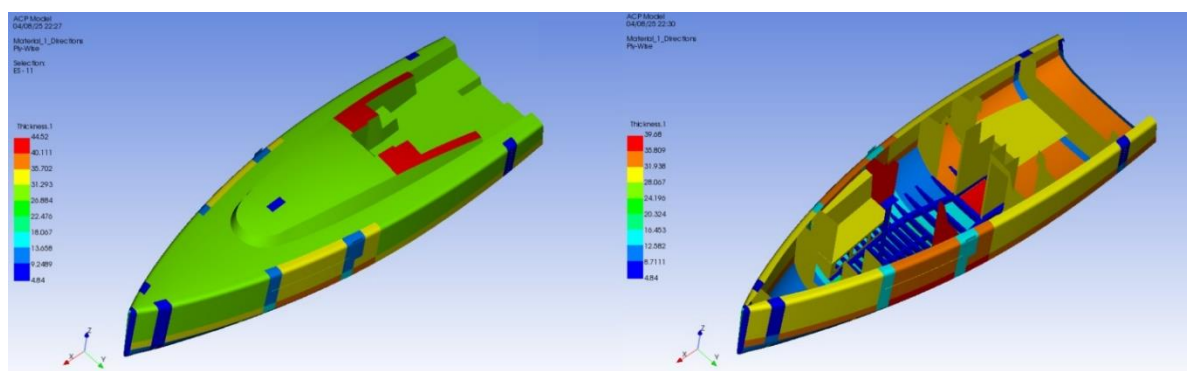


Рис. 15. Распределение толщин композиционных материалов по корпусу яхты

Усилия на корпус от мачты и такелажа вычислены с помощью программ MAST и FESTA для полной парусности и курса гоночный бейдевинд при максимальной остойчивости яхты, соответствующей углу крена 50° . Такой крен будет соответствовать скорости ветра около 10,2 м/с, что соответствует силе ветра в 6 баллов по шкале Бофорта. По своей сути принятая для расчетов ветровая нагрузка соответствует внезапному усилению ветра в условиях гонки. В этих условиях качкой яхты и связанными с ней динамическими нагрузками на корпус и рангоут можно пренебречь, так как при еще не развитом волнении они будут незначительными.

При появлении крена на современных яхтах с широкой плоской кормой и узкой носовой оконечностью из-за перераспределения сил поддержания появляется сопутствующий дифферент. Расчет положения центра величины яхты по длине показал, что в данном случае при крене 50° сопутствующий дифферент на нос составляет 6° . Наличие этого дифферента было учтено при определении гидростатического давления. Вес корпуса с экипажем, вес и дополнительная сила поддержания балластного плавника и вес двигателя учитываются с помощью функции Remote force. Схема приложенных к корпусу нагрузок и гидростатическое давление на обшивку показаны на рис.16-17.

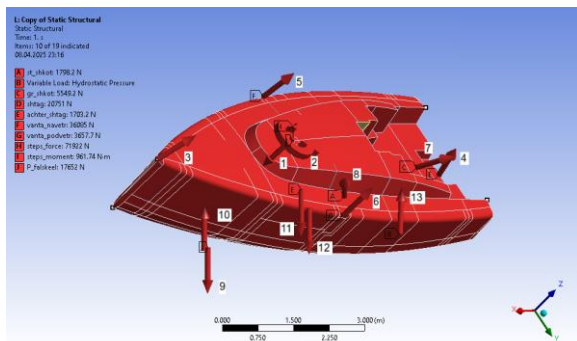


Рис.16. Усилия на корпусе яхты

Номера нагрузок на рис.15 соответствуют усилиям от: 1, 2 – мачты; 3 – штага; 4 – ахтерштага; 5 – наветренных вант; 6 – подветренных вант; 7 – гика-шкота; 8 – стаксель-шкота; 9, 10 – веса и плавучести плавникового балласта; 11 – веса двигателя; 12 – веса корпуса; 13 – гидростатического давления.

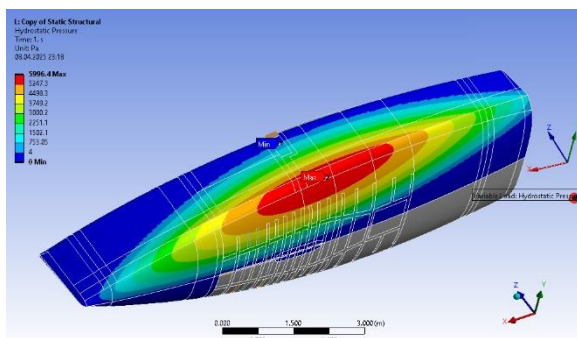


Рис.17. Гидростатическое давление

Малые значения всех вычисленных функций Inertia relief ускорений модели показали

практическую уравновешенность приложенной к ней нагрузки.

На рис.18-21 показаны результаты расчета общей жесткости и напряженности корпуса.

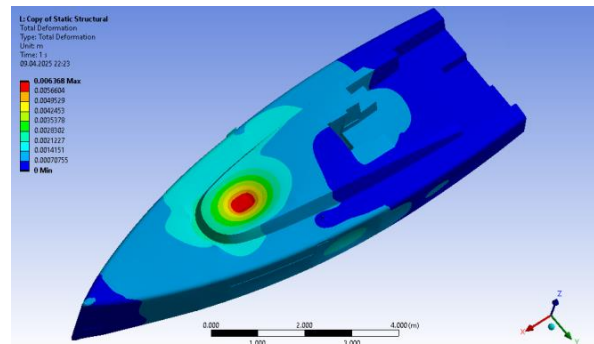


Рис.18. Перемещения в палубе

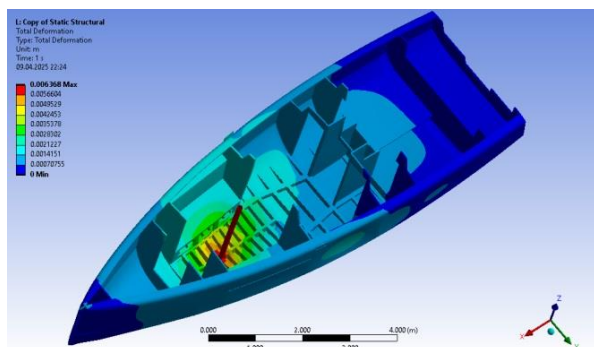


Рис.19. Перемещения в днище

Максимальные перемещения равные 6,4 мм наблюдаются на палубе рубки в районе степса мачты и на днище в районе опоры подмачтового пиллерса. В остальных районах корпуса перемещения не превышают 2,0-2,5 мм. Наблюдается небольшой общий изгиб корпуса под действием сил от штага, ахтерштага и мачты. Наибольший вклад в напряженное состояние вносит вертикальная сила от мачты. Большие напряжения наблюдаются в районе степса, опоры пиллерса, мест крепления шкотов, штага и ахтерштага. Максимальные значения напряжений до 125 МПа наблюдаются в днищевом наборе у опоры пиллерса.

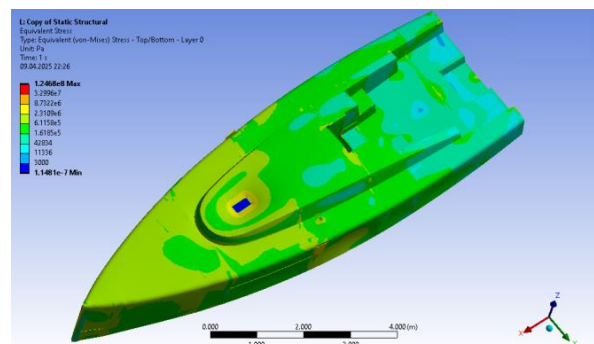


Рис.20 Напряжения в палубе

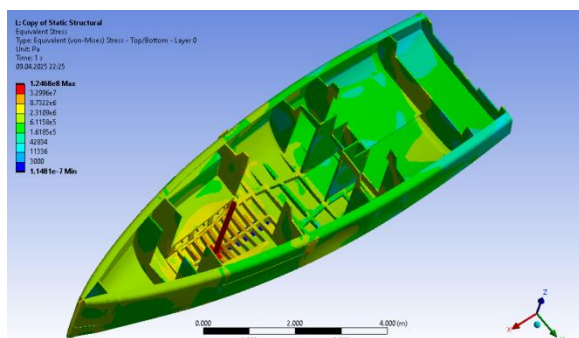


Рис.21. Напряжения в днище

Поля эквивалентных напряжений по Мизесу не служат для оценки прочности конструкций из ПКМ, а только показывают наиболее напряженные участки корпуса. В настоящем расчете проверка прочности производилась по критерию Цзя-Ву, наибольшее значение которого наблюдается в балках набора днища вблизи опоры подмачтового пиллерса и равняется 0,7.

Более детально было исследовано НДС участка днища в районе опоры подмачтового пиллерса от фланца фальшкиля до переборки №3. Если при моделировании в составе корпуса использовались только КЭ SHELL181, то в уточненном расчете рассматриваемый фрагмент включал КЭ SOLID186 для заполнителя балок набора, рис.22. Вертикальная нагрузка от мачты практически полностью передается через пиллерс на днищевое перекрытие. Поэтому вертикальное усилие, вычисленное в ступе мачты, прикладывается непосредственно к нижней опоре пиллерса изготовленной из стали. По контуру участок рассматриваемого фрагмента перекрытия считался жестко заделанным.

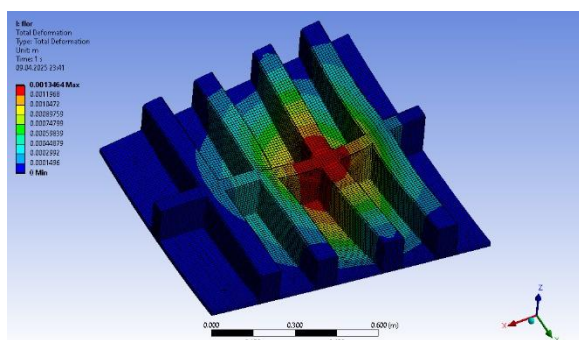


Рис.22. Параметр IRF по критерию Цзя-Ву

Расчет показал, что даже при таких «жестких» условиях на контуре фрагмента параметр $IRF = 0,89 < 1$, и для принятых условий движения яхты общая прочность корпуса и местная прочность днища с рекомендованным по результатам расчетов набором, рис.23, обеспечены.

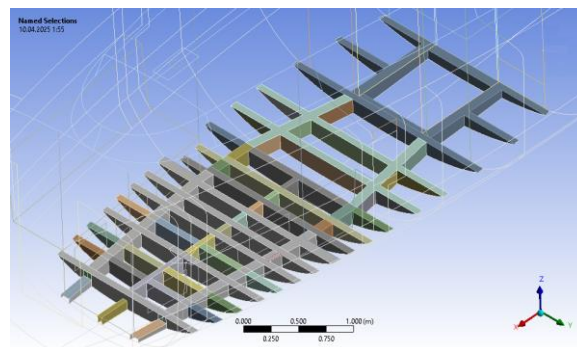


Рис.23. Набор днища корпуса

8. Пример расчета местной прочности

В качестве примера расчета местной прочности корпуса яхты приведем расчет узла закрепления в корпусе балластного плавника современной круизной яхты проекта AD-Classe-950 длиной 9,5 м и площадью основных парусов 65 м². Стальной плавник имеет фланец и проходит верхней частью в колодец корпуса. Колодец отформован вместе с флором и усиливающими кницами, рис.24.



Рис.24. Узел крепления балластного плавника

Корпус яхты изготовлен из многослойного стеклопластика на основе стеклоткани полотняного переплетения и полиэфирной смолы. Ниже ватерлинии обшивка сделана из монолитного стеклопластика, выше ватерлинии обшивка представляет собой сэндвич-панели, состоящие из двух слоев стеклопластика и слоя пенопласта ПВХ плотностью 60 кг/м³ между ними. Балки набора имеют П-образный профиль с заполнителем из пенопласта. Упругие и прочностные характеристики материалов представлены в табл.3.

Модуль Ansys Composite PrepPost позволяет строить полярные диаграммы для инженерных констант композитного пакета в зависимости от угла действия нагрузки. На рис.25 показаны полярные диаграммы свойств многослойных пакетов, используемых в настоящем расчете.

Таблица 3

Упругие и прочностные характеристики материалов корпуса яхты проекта AD-Classe-950

Материал	Модуль Упругости		Модуль сдвига G12, ГПа	Коэффициент Пуассона	Предел прочности (предел текучести для стали), МПа	
	E1, ГПа	E2, ГПа			Растяжение	Сжатие
Стеклопластик	11,9	11,9	2,7	0,13	240	180
Пенопласт ПВХ	0,070	0,070	0,027	0,3	-	-
Сталь	200	200	76,9	0,3	250	250

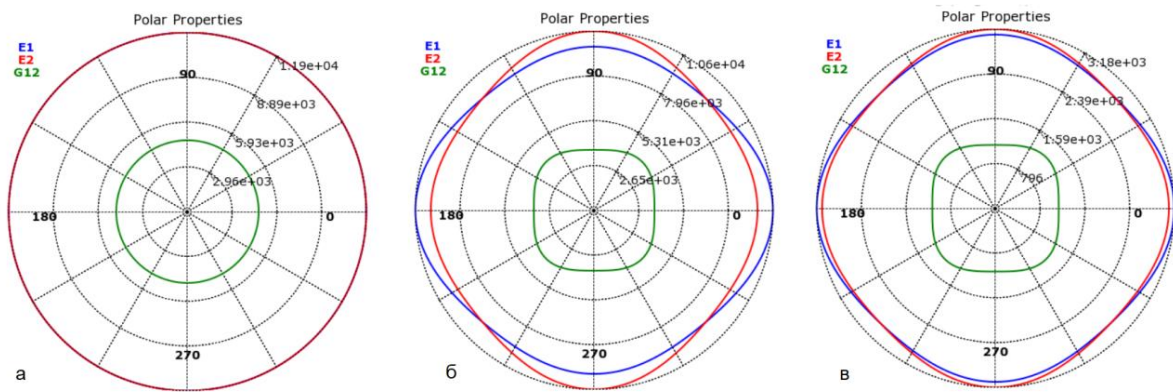


Рис.25 Полярные диаграммы многослойных пакетов:
а – балки набора, б – обшивка ниже ватерлинии, в – обшивка выше ватерлинии

Расчетной нагрузкой на узел является момент равный 2520 кг·м от веса плавника с бульбом при угле крена яхты 90°, возникающий в корневом сечении плавника у фланца. Чтобы приложить момент не только к фланцу плавника, но и к колодцу, была использована функция Rigid region: перемещения всех узлов фланца и колодца были жестко связаны с перемещениями узла в геометрическом центре фланца. К этому узлу приложен расчетный момент. Поскольку эта нагрузка является местной,

моделируется только часть днищевой обшивки на одну шпацию в нос и в корму от места крепления плавника. По ширине в модель включена часть обшивки между продольными переборками левого и правого бортов. В результате получается модель перекрытия с одной балкой главного направления и одной перекрестной связью, жестко заделанного по контуру. В модели использованы КЭ SHELL181 и SOLID186. НДС узла показано на рис.26.

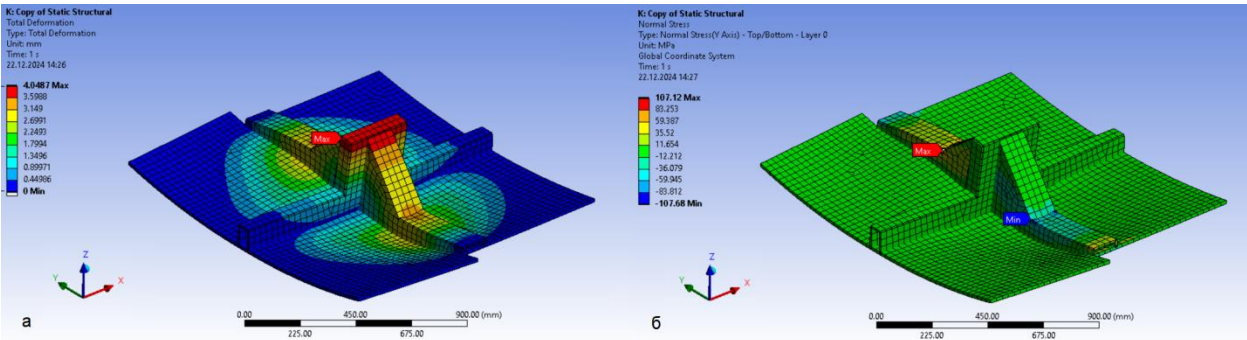


Рис.26 Напряженно-деформированное состояние узла:
а – суммарные перемещения, мм; б – нормальные напряжения σ_y , МПа

Видно, что максимальное перемещение в верхней части колодца составляет 4,05 мм. Наибольшие растягивающие и сжимающие напряжения по модулю равны 107,7 МПа и возникают во флоре у основания книц. Учитывая, что пределы прочности стеклопластика при растяжении и при сжатии равны соответственно 240 МПа и 180 МПа, можно сделать вывод о том, что прочность узла

крепления плавника для принятых условий нагружения обеспечена.

Закключение

Приведенные в статье примеры расчетов прочности корпусов парусных яхт из ПКМ демонстрируют использование МКЭ как для уточнения НДС модели корпуса и его узлов в ANSYS,

так и для уточнения усилий, передающихся на корпус рангоутом и такелажем от нагруженных ветром парусов, с помощью программ MAST и FESTA.

Ранее в работах [15,16] было показано, что применение традиционных аналитических моделей строительной механики для оценки местной прочности обшивки и набора приводит к значительному завышению расчетных значений напряжений по сравнению с конечно-элементными моделями даже при одинаковых нагрузках.

В связи с этим можно сделать следующие выводы:

1. На фоне общей деформации корпуса яхты выделяются локальные деформации, приводящие к концентрации напряжений в районах степса мачты, опоры подмачтового пиллерса, вант-путенсов и штаг-путенсов, в обшивке и наборе бортов и днища.

2. Применение традиционных расчетных моделей строительной механики к рангоуту, набору и обшивке корпусов яхт проблематично, поскольку при этом не учитываются многие факторы и, как правило, оно приводит к значительному завышению напряженности и, следовательно, к утяжелению конструктивных элементов.

3. Учет геометрии рангоута и формы корпуса, использование конечно-элементных моделей и соответствующих компьютерных программ позволяют уточнить расчеты на всех этапах, уменьшить толщины и массу материалов, а значит стоимость рангоута, такелажа и корпуса, и одновременно повысить остойчивость, ходкость и другие мореходные качества парусных яхт.

Литература

1. Правила проектирования, постройки, ремонта и эксплуатации спортивных парусных судов, а также изготовления материалов и изделий для установки на спортивных парусных судах. НД № 2-020401-001. СПб, изд. РМРС, 2010, 84 с.
2. Правила классификации и постройки малых прогулочных судов. НД № 2-020401-058. СПб: РМРС, 2009, 343 с.
3. Правила классификации и постройки морских яхт. Часть VII. Рангоут и такелаж. Польский Судовой Регистр (PRS). Гданьск, 2008
4. Суда из стеклопластика. Конструирование и расчет прочности корпуса (Marine Design Manual For Fiberglass Reinforced Plastics. Gibbs & Cox, Inc. Naval Architects and Marine Engineers). Сокр. пер. с англ. Г.Ф. Ткаченко и С.И. Кожушняка. Ленинград, изд. Судостроение, 1964, 264 с.
5. Design and Construction of Large Modern Yacht Rigs. DNVGL-ST-0412. DNV GL. 2016
6. Guidance Notes for the Certification of Masts, Spars and Standing Riggings. Lloyd's Register, 2016
7. Кульцеп А.В. Проектирование мачт парусных судов. Труды СПбГМТУ: Проблемы проектирования конструкций корпуса, судовых устройств и систем. СПб, изд. СПбГМТУ, 1995, с. 90-96
8. Кульцеп А.В., Манухин В.А., Новожилова М.В. Методика расчета гибких тросово-стержневых систем на прочность и устойчивость. Тез. докл. Всеросс. научно-техн. конф. по строит. мех. корабля, посвящ. памяти П.Ф. Папковича, СПб, изд. ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2000, с. 93-94
9. Манухин В.А. Анализ НДС паруса треугольной формы. Тез. докл. Всеросс. научно-техн. конф. по строит. мех. корабля, посвящ. памяти П.Ф. Папковича, СПб, изд. ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2002, с. 107-108
10. Кульцеп А.В., Манухин В.А., Новожилова М.В. Алгоритм расчетного проектирования рангоута и стоячего такелажа парусных судов и яхт при использовании компьютерных программ «MAST» и «FESTA», разработанных в Санкт-Петербургском государственном морском техническом университете. Тез. докл. Всеросс. научно-техн. конф. по строит. мех. корабля «Бубновские чтения», СПб, изд. ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2004, с. 83-84
11. Манухин В.А. О надежности мачт парусных судов и яхт. Тез. докл. Всеросс. научно-техн. конф. по строит. мех. корабля, посвящ. памяти Ю.А. Шиманского, СПб, изд. ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2008, с. 82-83
12. Кульцеп А.В., Манухин В.А. Методика проектирования и назначение коэффициентов запаса прочности и устойчивости мачт парусных судов и яхт. Морские интеллектуальные технологии. Спец. вып. № 2, СПб, изд. НИЦ МОРИНТЕХ, 2011, с. 65-67
13. Манухин В.А. Анализ НДС яхтенной деревянной мачты с покрытием из ПКМ. Тез. докл. Всеросс. научно-техн. конф. по строит. мех. корабля «Памяти академиков-кораблестроителей», посвящ. 160-летию со дня рожд. А.Н. Крылова и 140-летию со дня рожд. Ю.А. Шиманского, СПб, изд. ФГУП КГНЦ им. акад. А.Н. Крылова, 2023, с. 82-84
14. Манухин В.А. Влияние полимерно-композиционного покрытия на прочность и жесткость свободностоящей деревянной мачты парусной яхты. Морские интеллектуальные технологии. № 3(65), ч.2, СПб, изд. НИЦ МОРИНТЕХ, 2024, с. 61-67
15. Манухин В.А., Пентегов А.С. Моделирование и анализ напряженно-деформированного состояния корпуса стеклопластиковой яхты. Тез. докл. Всеросс. научно-техн. конф. по строит. мех. корабля, посвящ. памяти П.Ф. Папковича, СПб, изд. ФГУП КГНЦ им. акад. А.Н. Крылова, 2024, с. 85-86
16. Кульцеп А.В., Манухин В.А., Пентегов А.С. Численное моделирование задачи о прочности парусной яхты. Труды СПбГМТУ. № 4(12), СПб, изд. СПбГМТУ, 2024, с. 146-160
17. Кульцеп А.В., Манухин В.А., Плотников К.В., Рюмин С.Н., Тряскин В.Н. Модернизация программы конечно-элементного анализа стержневых систем «FESTA-2020» для использования в автоматизированной системе проектирования судовых конструкций «АЛМАЗ-К». Труды КГНЦ. Спец. вып. № 2, СПб, изд. ФГУП КГНЦ им. акад. А.Н. Крылова, 2020, с. 97-102
18. Кульцеп А.В., Манухин В.А., Меллуп А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния мачты парусной яхты в районе вертлюга гика. Труды СПбГМТУ. №3, СПб, изд. СПбГМТУ, 2022, с.22-34

19. Манухин В.А. Влияние начального натяжения стоячего такелажа на прочность и устойчивость мачты парусной яхты. Тез. докл. Всеросс. научно-техн. конф. по строит. мех. корабля, посвящ. памяти П.Ф. Папковича, СПб, изд. ФГУП КГНЦ им. акад. А.Н. Крылова, 2024, с. 55-56
20. Манухин В.А. Численное исследование влияния натяжения стоячего такелажа на прочность и устойчивость мачт парусных судов и яхт. Морские интеллектуальные технологии. № 3(69), ч.2, СПб, изд. НИЦ МОРИНТЕХ, 2025, с. 58-65
21. Манухин В.А., Пентегов А.С. Моделирование и расчеты прочности корпусов яхт как сложных оболочек из ПКМ. Тез. докл. Всеросс. научно-техн. конф. по строит. мех. корабля, посвящ. памяти В.В. Новожилова, СПб, изд. ФГУП КГНЦ им. акад. А.Н. Крылова, 2025, с. 68-69
22. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. Москва, изд. ДМК Пресс, 2005, 640 с.

References

1. Pravila projektirovaniya, postyroiki, remonta i ekspluatatsii sportivnyh parusnyh sudov, a takzhe izgotovleniya materialov i izdelij dlja ustanovki na sportivnyh parusnyh sudah [Rules of design, construction, repair and operation of sport sailing vessels as well as manufacturing of materials and products for installation on sport sailing vessels]. ND № 2-020401-001. SPb, izd. RMRS, 2010, 84 s.
2. Pravila projektirovaniya i postyroiki malyh progulochnyh sudov [Rules for the classification and construction of small pleasure craft]. ND № 2-020401-058. SPb, izd. RMRS, 2009, 343 s.
3. Pravila klassifikatsii i postyroiki morskikh yaht. Chast' VII. Rangout i takelag [Rules for the classification and construction of sea-going yachts. Part VII. Spars and rigging]. Polski Sudovo Registr (PRS), Gdan'sk, 2008
4. Suda iz stekloplastika. Konstruirovaniye i raschet prochnosti korpusa. [Fiberglass vessels. Design and calculation of hull strength]. (Marine Design Manual For Fiberglass Reinforced Plastics. Gibbs & Cox, Inc. Naval Architects and Marine Engineers). Sokr. per. s angl. G.F. Tkachenko i S.I. Kogushnjaka. Leningrad, izd. Sudostroenie, 1964, 264 s.
5. Design and Construction of Large Modern Yacht Rigs. DNVGL-ST-0412. DNV GL. 2016
6. Guidance Notes for the Certification of Masts, Spars and Standing Rigging. Lloyd's Register, 2016
7. Kultzep A.V. Proektirovaniye macht parusnyh sudov [Design of masts for sailing ships]. Trudy SPbGMTU: Problemy proektirovaniya konstruktsiy korpusa, sudovykh ustrojstv i sistem. SPb, izd. SPbGMTU, 1995, s. 90-96
8. Kultzep A.V., Manukhin V.A., Novogilova M.V. Metodika rascheta gibkikh trosovo-stergnevnykh sistem na prochnost' i ustojchivost' [Methodology of calculation of flexible cable-rod systems for strength and stability]. Tez. dokl. Vseross. nauchno-tehn. konf. po stroit. meh. korablja, posvjash. pamjati P.F. Papkovicha, SPb, izd. CNII im. akad. A.N. Krylova, 2000, s. 93-94
9. Manukhin V.A. Analiz NDS parusa treugol'noj formy [Analysis of SSS of a triangular sail]. Tez. dokl. Vseross. nauchno-tehn. konf. po stroit. meh. korablja, posvjash. pamjati P.F. Papkovicha, SPb, izd. CNII im. akad. A.N. Krylova, 2002, s. 107-108
10. Kultzep A.V., Manukhin V.A., Novogilova M.V. Algoritm raschetnogo projektirovaniya rangouta i stojachego takelaga parusnyh sudov i yaht pri ispolzovanii kompyuternykh programm "MAST" i "FESTA", razrabotannykh v Sankt-Peterburgskom gosudarstvennom morskem tehničeskem universitete [Algorithm of computational design of spars and standing rigging of sailing ships and yachts using the computer programs "MAST" and "FESTA" developed at the St. Petersburg State Marine Technical University]. Tez. dokl. Vseross. nauchno-tehn. konf. po stroit. meh. korablja "Bubnovskie chtenia". SPb, izd. CNII im. akad. A.N. Krylova, 2004, s. 83-84
11. Manukhin V.A. O nadegnosti macht parusnyh sudov i yaht [On the reliability of masts of sailing ships and yachts]. Tez. dokl. Vseross. nauchno-tehn. konf. po stroit. meh. korablja, posvjash. pamyati Y.A. Shimanskogo. SPb, izd. CNII im. akad. A.N. Krylova, 2008, s. 82-83
12. Kultzep A.V., Manukhin V.A. Metodika projektirovaniya i naznacheniya koeffitsientov zapasa prochnosti i ustojchivosti macht parusnyh sudov i yaht [Design methodology and assignment of safety and stability factors for masts of sailing ships and yachts]. Morskie intellektualnye tehnologii, Spec. vyp. № 2, SPb, izd. NIC MORINTECH, 2011, s. 65-67
13. Manukhin V.A. Analiz NDS yahtennoj derevjannoj machty s pokrytiem iz PKM [Analysis of stress-strain state of a yacht wooden mast with PCM coating]. Tez. dokl. Vseross. nauchno-tehn. konf. po stroit. meh. korablja "Pamjati akademikov-korablestroitelej", posvjash. 160-letiju so dnja rogd. A.N. Krylova i 140-letiju so dnja rogd. Y.A. Shimanskogo, SPb, izd. FGUP KGNC, 2023, s. 82-84
14. Manukhin V.A. Vlijanie polimerno-kompozicionnogo pokrytija na prochnost' i gestkost' svobodnostojashei derevjannoi machty parusnoi yahtu [The influence of polymer-composite coating on the strength and rigidity of a free-standing wooden mast of a sailing yacht]. Morskie intellektualnye tehnologii, № 3(65), ch.2, SPb, izd. NIC MORINTECH, 2024, s. 61-67
15. Manukhin V.A., Pentegov A.S. Modelirovaniye i analiz naprjagennogo-deformirovannogo sostojaniya korpusa stekloplastikovo yahtu [Modeling and analysis of the stress-strain state of a fiberglass yacht hull]. Tez. dokl. Vseross. nauchno-tehn. konf. po stroit. meh. korablja, posvjash. pamjati P.F. Papkovicha, SPb, izd. FGUP KGNC im. akad. A.N. Krylova, 2024, s. 85-86
16. Kultzep A.V., Manukhin V.A., Pentegov A.S. Chislennoe modelirovaniye zadachi o prochnosti parusnoj yahtu [Numerical modeling of the problem of the strength of a sailing yacht]. Trudy SPbGMTU, № 4(12), SPb, izd. SPbGMTU, 2024, s. 146-160
17. Kultzep A.V., Manukhin V.A., Plotnikov K.V., Rumin S.N., Trjaskin V.N. Modernizatsiya programu konechno-elementnogo analiza stergnevnykh sistem "FESTA-2020" dlja ispol'zovaniya v avtomatizirovannoj sisteme projektirovaniya sudovykh konstruktsiy "ALMAZ-K" [Modernization of the finite element analysis program of rod systems "FESTA-2020" for use in the automated design system of ship structures "ALMAZ-K"]. Trudy KGNC, SPb, izd. FGUP KGNC im. akad. A.N. Krylova, Spec. vyp. № 2, 2020, s. 97-120

18. Kultsep A.V., Manukhin V.A., Mellup A.A. Issledovanie naprjagennno-deformirovannogo sostojania machty parusnoj yahty v rajione vertluga gika [Research of the stress-strain state of a sailing yacht mast in the area of the boom swivel]. Trudy SPbGMTU, № 3, SPb, izd. SPbGMTU, 2022, s. 22-34
19. Manukhin V.A. Vlijanie nachal'nogo natjagenija stojachego takelaga na prochnost' i ustoichivost' machty parusnoj yahty [Effect of initial standing rigging tension on the strength and stability of a sailing yacht mast]. Tez. dokl. Vseross. nauchno-tehn. konf. po stroit. meh. korablja, posvjash. pamjati P.F. Papkovicha, SPb, izd. FGUP KGNC im. akad. A.N. Krylova, 2024, s. 55-56
20. Manukhin V.A. Chislennoe issledovanie vlijanija nachal'nogo natjagenija stojachego takelaga na prochnost' i ustoichivost' machty parusnyh sudov i yaht [Numerical study of the effect of standing rigging tension on the strength and stability of masts of sailing vessels and yachts]. Morskie intellektualnye tehnologii, № 3(69), ch.2, SPb, izd. NIC MORINTECH, 2025, s. 58-65
21. Manukhin V.A., Pentegov A.S. Modelirovanie i raschety prochnosti korpusov yaht kak slognyh obolochek iz PKM [Modeling and strength calculations of yacht hulls as complex PCM shells]. Tez. dokl. Vseross. nauchno-tehn. konf. po stroit. meh. korablja, posvjash. pamjati V.V. Novogilova, SPb, izd. FGUP KGNC im. akad. A.N. Krylova, 2025, s. 68-69
22. Basov K.A. ANSYS: spravochnik pol'zovatelja [ANSYS: User's Guide]. Moskva, izd. DMC Press, 2005, 640 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

Манухин Вадим Анатольевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: nikal6@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: nikal6@mail.ru

Пентегов Андрей Сергеевич, магистрант кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: apent5@mail.ru

Andrey S. Pentegov, master's student of Department of ship structural mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: apent5@mail.ru

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 10.04.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 20.05.2026.

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 10.06.2026.

Научная статья

УДК 539.4

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.015>

Нейронные сети в суррогатных моделях прогнозирования силовых параметров судна на нерегулярном волнении

Мудрик Р.С.¹ roman.morning@gmail.com, Родионов А.А.¹ rodionovsmk@yandex.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Рассмотрены математические модели для численного анализа силовых откликов судна на нерегулярном волнении, направленные на сокращение объемов громоздких вычислительных операций. В качестве моделей пониженного порядка использованы суррогатные модели, использующие нейронные сети. Прогнозирование откликов параметров поведения судна строилось на примере модели плоского обтекания призматических элементов деформируемого эквивалентного бруса, генерируемых теоретическими шпангоутами с реальной формой. Исследованы три нейронные модели: полносвязанная модель – MLP – автоэнкодер с линейной динамической системой в латентном пространстве; сверточная модель – СНС-автоэнкодер с линейной динамической системой в латентном пространстве; графовая модель – ГНС-подход на основе динамики через передачу сообщений. Показана принципиальная работоспособность всех трёх архитектур на рассматриваемой задаче; результаты обсуждаются в контексте перспектив применения графовых подходов к более сложным пространственным задачам.

Ключевые слова: суррогатные модели, нейронные сети, модели пониженного порядка, нерегулярное волнение, динамика судовых конструкций, метод конечных элементов, прогнозирование откликов.

Финансирование: Исследование выполнено при финансовой поддержке в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2024-037 от 17.01.2024

Для цитирования: Мудрик Р.С., Родионов А.А. Нейронные сети в суррогатных моделях прогнозирования силовых параметров судна на нерегулярном волнении. Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 126—136. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.015

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.015>

Neural networks in surrogate models for predicting structural response parameters of a ship in irregular waves

Roman S. Mudrik¹ roman.morning@gmail.com, Alexander A. Rodionov¹ rodionovsmk@yandex.ru¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. Mathematical models are considered for the numerical analysis of structural force responses of a ship in irregular waves, aimed at reducing the computational burden of large-scale simulations. Surrogate models employing neural networks are used as reduced-order models. The prediction of ship response parameters is based on a strip theory model of two-dimensional flow around prismatic cross-sections of a deformable equivalent beam, defined by station frames with actual hull offsets. Three neural models are investigated: a fully connected model — an MLP autoencoder with a linear dynamical system in the latent space; a convolutional model — a CNN autoencoder with a linear dynamical system in the latent space; a graph-based model — a GNN approach based on dynamics via message passing. All three architectures are shown to be viable for the problem considered; results are discussed in the context of extending graph-based approaches to more complex spatial problems.

Keywords: surrogate models, neural networks, reduced-order models, irregular waves, ship structural dynamics, finite element method, response prediction.

Financial Support: The study was carried out with financial support within the framework of the state assignment for the implementation of scientific research No. 075-03-2024-037 dated 01/17/2024

For citation: Roman S. Mudrik, Aleksandr A. Rodionov Neural networks in surrogate models for predicting structural response parameters of a ship in irregular waves. Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 126—136. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.015

Введение

Прямые расчетные методы моделирования поведения судна на морском волнении, реализуемые с помощью численных моделей, сталкиваются с проблемой размерности. Повышение точности и достоверности многократно увеличивает время получения результатов. Это стимулирует развитие приемов, направленных на упрощение сложных и дорогостоящих компьютерных симуляций. В настоящее время активно развиваются модели

пониженного порядка (ROM) и даже суррогатные модели применительно к нелинейным динамическим задачам механики. Для их создания уже используются нейронные сети.

Термины «модель пониженного порядка» и «суррогатная модель» сформировались параллельно в разных научных сообществах: первый — в численных методах и теории управления [8], второй — в статистике и планировании компьютерных экспериментов [9, 10], причём термин

«суррогатная модель» утвердился как самостоятельное понятие несколько позже.

В рамках данной статьи суррогатные модели рассматриваются как модели, основанные на обработке данных (data-driven), как подкласс моделей пониженного порядка: все суррогатные модели являются моделями пониженного порядка, но не все модели пониженного порядка являются суррогатными.

Методы построения моделей пониженного порядка принято делить на интрузивные и неинтрузивные [11]. К интрузивным относятся подходы, требующие доступа к внутренней структуре решателя и модификации его вычислительных процедур — например, методы проекции на редуцированное базисное пространство (Метод понижения размерности Галеркина, Метод понижения размерности Петрова-Галеркина [8]). К неинтрузивным — методы, работающие исключительно с входными и выходными данными модели без вмешательства в её структуру: регрессия на основе ортогональных разложений, метод декомпозиции динамических мод, регрессия на радиальных базисных функциях, а также методы на основе машинного обучения [8].

В отечественной литературе близкие подходы реализовывались под различными названиями; к настоящему времени существует ряд работ, в явном виде охватывающих модели пониженного порядка и суррогатные модели в задачах механики [1], гидродинамики [2], оптимизации судовых обводов и формы гребного винта [3, 4] и мониторинга конструкций [5].

Прогнозные суррогатные модели

В рамках рассмотрения задач механики, представляют интерес прогнозные суррогатные модели; т.е. модели, принимающие на входе определенные значения переменных состояния механической системы, а прогнозирующие значения других переменных. Под это определение подходят модели для решения как динамических задач, так и модели для идентификации параметров механических систем, так и другие, в том числе «смешанные». Для простоты ограничимся рассмотрением задач динамики, функцию которых можно характеризовать как прогнозирование значений переменных q , описывающих состояние механической системы, на следующем шаге по времени $q^{t_{i+1}}$ по их значениям на данном шаге q^{t_i} . Суррогатная модель в общем виде представляется функцией $F(t_i, q^{t_i}, \bar{\theta}, \theta)$, где $\bar{\theta}, \theta$ — соответственно заданные параметры и неизвестные переменные суррогатной модели.

$$q^{t_{i+1}} = F(t_i, q^{t_i}, \bar{\theta}, \theta) \quad (1)$$

При этом, к заранее заложенным в модель параметрам $\bar{\theta}$ можно отнести внешние нагрузки, шаг по времени, характеристики материала, геометрические размеры и т.д., т.е. параметры, которые подразумеваются неизменяемыми и независимыми от переменных q . Неизвестные же переменные θ требуются к определению.

В общепринятых численных схемах решения задач механики аналогичными переменными θ являются сами численные коэффициенты, которые

обычно принимаются заданными параметрами. Если рассмотреть любой из подходов, будь то сеточный метод, метод конечных элементов (МКЭ), метод Рунге — в каждом из них имеются коэффициенты, которые напрямую получаются из выбранной степени аппроксимации, из преобразований дифференциальных уравнений и законов сохранения (в более общем представлении — из вариационных принципов). Способы получения данных коэффициентов жестко привязаны к самим численным методам и математическим моделям.

Но данные коэффициенты можно также определять (полностью или частично) на основе данных об изменении q , которые можно получить из натурных, модельных испытаний или же из результатов численных экспериментов по другим моделям — т.е. из решения задачи о нахождении переменных проектирования численной модели. Требуемый объем, подробность и качество данных об изменении q во времени определяются исходя из требований, выдвигаемых к численной модели. Именно такой подход используется при разработке суррогатных моделей на основе нейронных сетей. Решение данной задачи происходит путем итеративного процесса минимизации невязки прогнозистической модели по эталонным «примерам» поведения динамической системы — этим и объясняется «вторичность» суррогатной модели.

Данный процесс получения θ в рамках суррогатных моделей называют процессом тренировки, проводимого до момента достижения требуемой точности прогнозирования. В общем случае, одну итерацию тренировки можно описать следующими этапами:

- подача на вход суррогатной модели значений переменных x (начальных условий);
- преобразование данных $y = G(x, \theta)$, (по численному алгоритму G модели);
- получение интересующих нас переменных y (определяющих состояние механической системы);
- вычисление ошибки прогнозирования $L(y, \bar{y})$ (путем сравнения выходных данных y с эталонными $\bar{y}$);
- изменение переменных θ модели (в сторону минимизации ошибки L через градиент $\partial L / \partial \theta$).

$$\theta^{k+1} = \text{Iteration}(x, \bar{y}, \theta^k) \quad (2)$$

Т.е. процесс тренировки — это не что иное, как процесс оптимизации, т.е. минимизации целевой функции, которая является ошибкой прогнозирования $L(y, \bar{y})$. При этом используются стандартные математические методы оптимизации, но ввиду сложности задаваемых алгоритмов и вычислительных графов, используемых в суррогатных моделях, часто используются разновидности стохастического градиентного спуска [12].

Накопление данных по расчетам, увеличение доступных вычислительных ресурсов, а также и развитие самих численных подходов для моделирования самых разных физических процессов позволяют рассматривать возможность применения данного метода не только для идентификации физических параметров и свойств, но и для построения суррогатных моделей, переводя

заданные параметры численных схем в переменные проектирования. От таких моделей не требуется математического или физического обоснования. Для доказательства их применимости и работоспособности используются метрики и проверки отсутствия прироста невязки при прогнозировании на тестовых данных (примерах, случаях), которые не подавались в модель при обучении.

Тем самым, с одной стороны, появляется возможность модифицировать существующие численные методы, путем добавления корректирующих, сглаживающих операций и т. д. с заранее неизвестными переменными θ . А с другой стороны, возможность задаться нелинейной функцией $F(t_i, q^{t_i}, \theta, \theta)$ с изначально избыточным числом переменных θ и математических операций. И в обоих случаях в результате процесса тренировки на эталонных данных, мы можем получить численную модель, оптимальную с точки зрения точности, значений и числа переменных, числа математических операций.

Здесь уместна аналогия с топологическими и параметрическими методами оптимизации конструкций, только применительно не к сооружениям, а к численным моделям и алгоритмам. При этом неизменяемые коэффициенты θ численных моделей – это заданные параметры, неизвестные коэффициенты θ – это переменные проектирования, ошибка прогнозирования – невязка – это функция цели. Стоит отметить, что данный подход уже применяется при разработке численных моделей по методу конечных элементов: инженер выбирает тип элементов, степень аппроксимации, модели материалов, турбулентности, контактного взаимодействия и др., исходя не только из физических принципов, но также из адекватности получаемых результатов, сходимости расчета и свойств самой численной модели. Здесь же, данный процесс также присутствует, но на этапе обучения модели – размер выборки, метод оптимизации, скорость обучения и др. задаваемые параметры обучения – это, в какой-то мере, переменные проектирования процесса обучения суррогатных моделей.

Базой для создания таких моделей и их обучения могут служить отработанные методы машинного обучения, в частности для нейронных сетей (НС). При этом сами НС могут использоваться в качестве строительных блоков для построения суррогатных моделей. В рамках дальнейшего описания НС заданные параметры θ и переменные проектирования θ будут называться параметрами, а внешние настройки алгоритма обучения – гиперпараметрами.

Нейросетевые модели

Нейронные сети как класс параметризованных нелинейных функций с переменной активностью исследуются с середины XX века [13]; современный этап их развития характеризуется переходом к глубоким архитектурам с большим числом слоёв и параметров, ставшим возможным благодаря росту вычислительных ресурсов и объёмов обучающих данных.

Существует множество различных видов НС, но в общем случае их всегда можно представить как

некую нелинейную параметризованную функцию $y = f(x, \theta)$, для которой всегда однозначно можно вывести и вычислить $\partial y / \partial \theta$. Существует ряд теорем (для различных видов НС [14, 15]) доказывающих, что для любой непрерывной функции $g(x)$ и заданной невязки ε всегда найдется конечное число параметров θ , такое что $|g(x) - f(x, \theta)| < \varepsilon$. При этом градиент функции $\partial y / \partial \theta$, определяется численно. В результате, с помощью НС можно аппроксимировать нелинейные функции, находить взаимосвязи для различных процессов.

Развитие подходов на основе нейронных сетей для различных задач распознавания изображений, анализа и генерации текстов, прогнозирования временных рядов – порождало более сложные вычислительные алгоритмы – **нейронные модели** (НМ), основанные на простых НС. При этом под каждую из задач разрабатывались специфические архитектуры.

Применение нейронных сетей в суррогатном моделировании механических систем развивалось от прямого переноса архитектур из смежных областей к специализированным подходам, учитывающим структуру физических данных и характер моделируемых процессов. По степени встроенности физических знаний в модель выделяются три направления исследования:

1. Управляемые данными модели — физические ограничения в явном виде не задаются; модель обучается исключительно на данных расчётов или экспериментов. Рассматривают применение архитектур, разработанных для других областей (компьютерное зрение, обработка временных рядов), напрямую к задачам механики [16, 17], а также адаптацию архитектур из смежных задач [18].

2. Физически информированные модели — физические законы входят в обучение явно, что снижает требования к объёму выборки и повышает обобщаемость. Рассматривают введение невязок дифференциальных уравнений в функцию потерь [19, 20], аппроксимацию операторов [21], а также гибридные методы, встраивающие физические уравнения движения непосредственно в структуру модели [22].

3. Структурно согласованные модели — физико-математическая модель задачи встроена непосредственно в архитектуру модели. Рассматривают нейросетевые аналоги дискретных схем на основе графовых сетей [23, 24, 25], гибридные подходы, частично сохраняющие стандартные вычислительные процедуры МКЭ [26], суррогатные модели для задач гидроупругости [27], а также специализированные графовые архитектуры для задач динамики [28, 29].

Перечисленные подходы активно верифицируются на тестовых задачах и последовательно продвигаются к реальным инженерным приложениям. Наиболее перспективным представляется их использование в задачах проектирования и оценки откликов конструкций — там, где требуется перебор большого числа параметров или моделирование на значительных временных горизонтах, а стоимость точных численных расчётов делает прямое моделирование неприемлемым.

1. Генерация набора данных

В данной статье исследуется применение различных архитектур нейронных моделей на примере моделирования откликов судна на нерегулярном волнении, который относится к задачам прогнозирования динамического отклика конструкций [6].

Для генерации обучающей выборки использовалась численная модель, представленная в работе [7]: танкер длиной 200 м. Судно представлялось в виде эквивалентного бруса в двух вариантах: недеформируемого и деформируемого. Динамика корпуса моделировалась по методу конечных элементов. Внешние нагрузки вычислялись явно на каждом шаге по времени с использованием модели плоского обтекания призматических элементов эквивалентного бруса, генерируемых 78-ю теоретическими шпангоутами с реальной формой.

Реализации нерегулярного волнения генерировались для одного волнового режима. Расчеты проводились для случая встречного волнения.

Для каждого варианта произведен 51 расчет периодом 3600 секунд, данные сохранялись с шагом $\Delta t = 0.5$ сек. В результате были получены временные ряды кинематических параметров состояния и внутренних усилий в узлах КЭ модели судна и кинематические параметры волновой поверхности.

2. Описание нейронных моделей

В рамках данного исследования рассматривались три нейронные модели для прогнозирования кинематических откликов судна на волнении. Все они реализовывали единую концептуальную схему, соответствующую уравнению (1): кодирование состояния системы в латентное (внутреннее) пространство — динамика в латентном пространстве — декодирование в исходное пространство. При этом волновое воздействие на каждом шаге подавалось в модель как известная внешняя нагрузка. Интегрирование по времени реализовывалось явным методом Эйлера. Модели рассматривались в эволюционном порядке: каждая последующая снимает одно из ограничений предыдущей.

Обозначения. Состояние системы (кинематика шпангоутов) на шаге t представлялось матрицей $q^{(t)} \in \mathbb{R}^{N \times n_q}$, где $N = 21$ — число узлов (шпангоутов), $n_q = 4$ — число кинематических полей на узел (вертикальное перемещение z , вертикальная скорость $\dot{z}$, угол дифферента ψ , угловая скорость $\dot{\psi}$). Внешнее воздействие — кинематика волновой поверхности — представлялась матрицей $u^{(t)} \in \mathbb{R}^{N \times n_u}$, $n_u = 2$ (перемещение и скорость волновой поверхности в точках шпангоутов). Символами E_q , E_u , D обозначались соответственно энкодер кинематики, энкодер волнения и декодер с обучаемыми параметрами θ_{E_q} , θ_{E_u} , $\theta_D \in \Theta$. Вектор $z^{(t)} \in \mathbb{R}^{d_z}$ — латентное представление кинематики, $v^{(t)} \in \mathbb{R}^{d_v}$ — латентное представление волнения, d_z и d_v — размерности соответствующих латентных пространств.

В таблице 1 приведено сравнение трёх моделей по ключевым архитектурным признакам, а ниже дано их описание.

Таблица 1

Архитектуры рассматриваемых нейронных моделей

Признак	Модель 1	Модель 2	Модель 3
Тип кодировщика	Полно-связанная сеть (MLP)	Сверточная сеть (CNN 1D)	Полно-связанная сеть (MLP)
Пространственная агрегация	Единый вектор	Единый вектор	Передача сообщений по графу
Динамика в латентном пространстве	Линейная: $\dot{z} = Az + Bv$	Линейная: $\dot{z} = Az + Bv$	Нелинейная: $\dot{z}_i = f(h_i^{(L)})$
Регуляризация $R(A)$	Да	Да	Нет
Интегрирование (метод Эйлера)	Глобально	Глобально	Для каждого узла

2.1. Модель 1. Полносвязанная модель. MLP-автоэнкодер с линейной динамической системой в латентном пространстве

В данной модели пространственная структура данных (N узлов) раскрывается в плоский вектор: $\bar{q}^{(t)} = \text{flatten}(q^{(t)})$, аналогично и $\bar{u}^{(t)}$. Таким образом, все шпангоуты рассматриваются совместно как единый объект, и пространственные взаимодействия между ними неявно закодированы в весах энкодера.

Кодирование. Состояние системы и волновое воздействие независимо кодируются двумя полносвязными сетями (многослойный персептрон):

$$z^{(t)} = E_q(\bar{q}^{(t)}, \theta_{E_q}), \quad v^{(t)} = E_u(\bar{u}^{(t)}, \theta_{E_u}).$$

Динамика в латентном пространстве. Производная латентного состояния кинематики по времени определяется линейной динамической системой:

$$\dot{z}^{(t)} = Az^{(t)} + Bv^{(t)}, \quad (3)$$

где A и B — обучаемые матрицы, $A, B \in \Theta$. Тем самым уравнение (3) задаёт линейную систему дифференциальных уравнений с внешним возбуждением в пространстве латентных переменных, аналогично уравнениям движения механической системы.

Интегрирование. Латентное состояние на следующем шаге вычисляется явным методом Эйлера:

$$z^{(t+1)} = z^{(t)} + \Delta t \cdot \dot{z}^{(t)}. \quad (4)$$

Декодирование. Латентное состояние преобразуется обратно в кинематику шпангоутов:

$$\hat{q}^{(t+1)} = D(z^{(t+1)}, \theta_D).$$

Функция потерь (невязка). Обучение ведётся по минимизации взвешенной суммы среднеквадратичного отклонения предсказаний и штрафного слагаемого:

$$L_1 = \frac{1}{(T-1)N} \sum_{t=1}^{T-1} \|\hat{q}^{(t)} - q^{(t)}\|^2 + \lambda R(A), \quad (5)$$

где $R(A)$ — регуляризатор по собственным значениям матрицы A , обеспечивающий устойчивость линейной системы. Физически корректная система не должна иметь нарастающих мод, поэтому штраф налагается на собственные значения $\lambda_k \in \Lambda(A)$ с положительной вещественной частью: $R(A) = \sum_k \max(0, \operatorname{Re}(\lambda_k))$.

Полный набор обучаемых параметров модели: $\Theta = \{\Theta_{E_q}, \Theta_{E_u}, A, B, \Theta_D\}$.

2.2. Модель 2. Сверточная модель. СНС-автоэнкодер с линейной динамической системой в латентном пространстве

Модель 2 сохраняет полностью структуру модели 1 — линейную систему дифференциальных уравнений в латентном пространстве (3), интегратор Эйлера (4) и функцию потерь (5) с регуляризацией $R(A)$, а также размерности латентных пространств (d_z, d_v одинаковы с моделью 1 для корректного сравнения). Единственное отличие состоит в замене полносвязных энкодера и декодера на одномерные свёрточные нейронные сети (СНС) (1D CNN, Convolutional Neural Network).

Архитектура СНС-энкодера. Входной вектор $\bar{q}^{(t)}$ рассматривается как одномерный сигнал с n_q каналами по N позициям. Энкодер содержит $k = 5$ свёрточных слоёв с прогрессивным сжатием числа каналов: от $c_0 = n_q$ до $c_k = d_z/N$ (с последующим flatten), причём промежуточные размеры c_l распределены равномерно по логарифмической шкале. СНС-декодер строится зеркально: от d_z к $N \cdot n_q$ с прогрессивным расширением числа каналов.

Модель 2 исследует влияние типа кодировщика (локальная свёрточная операция вместо полносвязной) при фиксированном способе моделирования динамики.

2.3. Модель 3. Графовая модель. ГНС подход на основе динамики через передачу сообщений.

Модель 3 представляет качественно иной подход. Сняты два ключевых допущения предыдущих моделей: (1) агрегирование всех узлов в один глобальный вектор и (2) линейность динамической системы. Вместо них пространственное взаимодействие между шпангоутами реализуется через передачу сообщений (message passing) по графу, а производная латентного состояния определяется нелинейной функцией, представленной графовой нейронной сетью (ГНС) (GNN, Graph Neural Network). Архитектура соответствует подходу [23].

Граф. Судно представлено графом $\mathcal{G} = (\mathcal{V}, \mathcal{E})$, где $\mathcal{V} = \{0, \dots, N-1\}$ — узлы (шпангоуты), $\mathcal{E}$ — рёбра двунаправленной цепочки (итого 40 рёбер). Каждый узел относится к одному из двух типов: концевой (type = 0, шпангоуты 0 и 20) или внутренний (type = 1, шпангоуты 1--19). Для каждого ребра (i, j) вычисляются статические признаки:

$$e_{ij} = [\Delta x_{ij}, \|\Delta x_{ij}\|],$$

где $\Delta x_{ij} = x_j - x_i$ — разность x -координат узлов i и j .

Пузловое кодирование. На каждом шаге t кинематика и волнение кодируются независимо в каждом узле:

$$z_i^{(t)} = E_q(q_i^{(t)}, \Theta_{E_q}), \quad v_i^{(t)} = E_u(u_i^{(t)}, \Theta_{E_u}),$$

где $q_i^{(t)}, u_i^{(t)}$ — поля в i -м узле.

Для учета геометрических параметров шпангоутов и их типа для каждого узла вычислялись обучаемые векторные представления параметров узла и типа узла - эмбединг (embedding; статические, не меняется при авторегрессионном прогнозе): e_i^{param}, e_i^{type} .

Кодирование рёбер. Статические признаки рёбер кодируются MLP-энкодером один раз перед началом авторегрессионного прогноза (rollout):

$$\tilde{e}_{ij} = E_{edge}(e_{ij}, \Theta_{E_e}).$$

Проекция в пространство ГНС. Латентные векторы кинематики, волнения и типа узла конкатенируются и проецируются в скрытое пространство ГНС:

$$h_i^{(0)} = \text{MLP}_{pre}([z_i^{(t)}; v_i^{(t)}; e_i^{param}; e_i^{type}], \Theta_{pre}).$$

GNN-процессор. Применяется стек из L слоёв message passing. На каждом слое $l = 1, \dots, L$:

$$m_{ij}^{(l)} = \text{MLP}_{msg}([h_i^{(l-1)}; h_j^{(l-1)}; \tilde{e}_{ij}], \Theta_{msg}), \quad (6)$$

$$a_i^{(l)} = \sum_{j \in \mathcal{N}(i)} m_{ij}^{(l)}, \quad (7)$$

$$h_i^{(l)} = \text{LN}(\text{MLP}_{upd}([h_i^{(l-1)}; a_i^{(l)}], \Theta_{upd}) + h_i^{(l-1)}), \quad (8)$$

где $\mathcal{N}(i)$ — соседи узла i , LN — нормализация по слою, слагаемое $h_i^{(l-1)}$ — остаточная связь.

Производная и интегрирование. По выходу GNN-процессора $h_i^{(L)}$ вычисляется производная латентного состояния кинематики в каждом узле:

$$\dot{z}_i^{(t)} = \text{MLP}_{der}(h_i^{(L)}, \Theta_{der}),$$

и применяется шаг интегрирования по методу Эйлера для каждого узла:

$$z_i^{(t+1)} = z_i^{(t)} + \Delta t \cdot \dot{z}_i^{(t)}. \quad (9)$$

Декодирование.

$$\hat{q}_i^{(t+1)} = D(z_i^{(t+1)}, \Theta_D).$$

Функция потерь (регуляризация по собственным значениям не применяется ввиду отсутствия матриц A и B):

$$L_3 = \frac{1}{(T-1)N} \sum_{t=1}^{T-1} \sum_{i=0}^{N-1} \|\hat{q}_i^{(t)} - q_i^{(t)}\|^2. \quad (10)$$

Полный набор обучаемых параметров:
 $\Theta = \{\Theta_{E_q}, \Theta_{E_u}, \Theta_{E_e}, \Theta_{pre}, \Theta_{msg}, \Theta_{upd}, \Theta_{der}, \Theta_D, Emb\}$.

3. Процесс обучения

Авторегрессионный прогноз. Ключевой особенностью обучения всех трёх моделей является режим свободного авторегрессионного прогноза: на каждом шаге t модель использует в качестве начального состояния собственное прогнозирование предыдущего шага, а не эталонные данные. Волновое воздействие $u^{(t)}$ на каждом шаге бралось из эталонных данных, поскольку оно представляет собой известное внешнее возбуждение, которое модель не прогнозирует. Такой подход при обучении минимизирует накапливаемую ошибку, характерную для авторегрессионных моделей при использовании на длинных временных горизонтах.

Обучение велось на скользящих окнах длиной $W = 200$ временных шагов с шагом скольжения 100 шагов. Для каждого кейса из обучающей выборки таким образом формировался набор независимых обучающих примеров. Потери усреднялись по всем шагам внутри окна и по всем примерам в пакете.

Разбивка данных. Из 51 кейса (каждый длиной 3600 сек. с шагом $\Delta t = 0.5$ с) 36 использовались для обучения, 9 для валидации и 6 для тестирования (соотношение 7/2/1). Разбивка одинакова для всех трёх моделей. Описанная процедура применялась независимо для каждого из двух наборов данных (жёсткое и деформируемое судно): каждая модель обучалась дважды.

Оптимизация. Обучение проводилось с использованием оптимизатора Adam [12] со скоростью обучения $\eta = 10^{-3}$, размером пакета 4 и числом эпох 100. Гиперпараметры архитектур приведены в таблице 2.

Обучение производилось на аппаратной видеокарте RTX 3060 Ti.

4. Результаты

В таблице 3 представлены метрики обученных моделей. Среднеквадратичная ошибка (СКО) считалась на нормированных данных для тренировочных и валидационных данных. Для тестовых данных также вычислялась метрика по относительной ошибке ε_{rel} , которая рассчитывается

по средней ошибке по всему временному отрезку, так как колебательные отклики часто пересекают ноль и в данном случае частная относительная ошибка значений вблизи нуля искажала бы полную картину.

Таблица 2

Основные гиперпараметры моделей

Параметр	Модель 1	Модель 2	Модель 3
Размерность кинематики (d_x)	32	32	16
Размерность волнения (d_v)	32	32	8
Число слоёв энкодера	2	2	2
Число слоёв ГНС	—	—	3
Размерность ГНС (d_g)	—	—	64
Размерность эмбединга типа узла (d_{emb})	—	—	8
Число параметров	53,524	30,177	103,772

$$\varepsilon_{rel} = \frac{1}{n_q} \sum_{k=1}^{n_q} \frac{|\hat{Q}_k - Q_k|_F}{|Q_k|_F} \cdot 100$$

где $\hat{Q}_k, Q_k \in \mathbb{R}^{(T-1) \times N}$ — матрицы прогнозируемых и эталонных значений k -го кинематического поля по всем временным шагам и узлам, $|\cdot|_F$ — норма Фробениуса.

Ключевым показателем являлась относительная погрешность ε_{rel} (последний столбец): она показывает, насколько прогнозирование модели отклоняется от расчёта по МКЭ в процентах от его амплитуды.

В таблице 3 также представлено сравнение времени вычислений моделей с временем расчёта по МКЭ. Данные приведены для случая расчёта одного временного интервала продолжительностью 1600 секунд. Для адекватного сравнения время счета моделей замерялось при использовании того же процессора, что использовался и для расчёта по МКЭ. Время обучения приведено для процесса с использованием видеокарты.

Таблица 3

Метрики качества прогнозирования трёх моделей и сравнение времени счета

Модель	МКЭ		1. Полносвязная		2. Сверточная		3. Графовая	
Судно	жёсткое	деформ.	жёсткое	деформ.	жёсткое	деформ.	жёсткое	деформ.
СКО тренировочные данные	—	—	3.93E-04	6.23E-03	2.09E-01	2.87E-01	5.97E-03	3.76E-03
СКО валидационные данные	—	—	4.87E-04	7.76E-03	1.17E-01	1.93E-01	3.26E-03	3.99E-03
СКО тестовые данные	—	—	5.43E-04	8.14E-03	1.59E-01	2.13E-01	2.77E-03	3.89E-03
ε_{rel} , %	—	—	2.31	8.54	23.06	30.3	5.35	6.22
Общее время расчёта / обучения	1ч 07мин	9ч 05мин	2ч 47мин	2ч 40мин	4ч 40мин	4ч 40мин	6ч 37мин	6ч 54мин
Время одного расчёта, с	78.6	641	1.26	1.11	11.47	11.93	6.35	6.38
Ускорение, раз	—	—	62.4	577	6.85	53.7	12.4	100

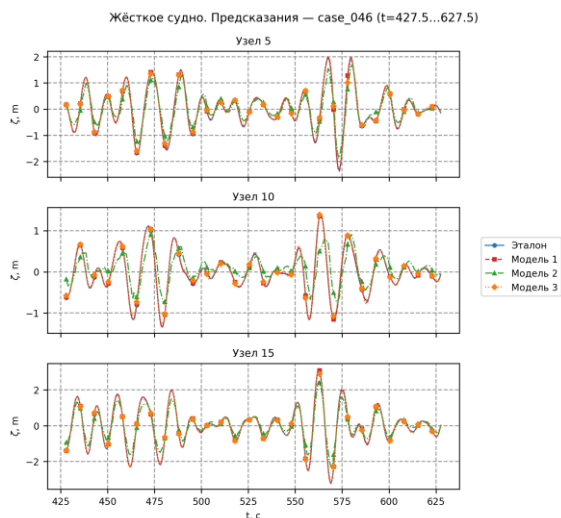


Рис.1 Сравнение откликов вертикальных колебаний шпангоутов для жесткого судна

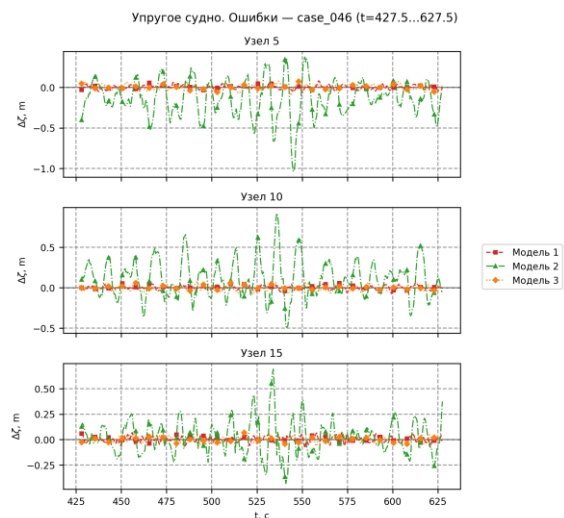


Рис.4 Сравнение абсолютной ошибки откликов вертикальных колебаний шпангоутов для упругого судна

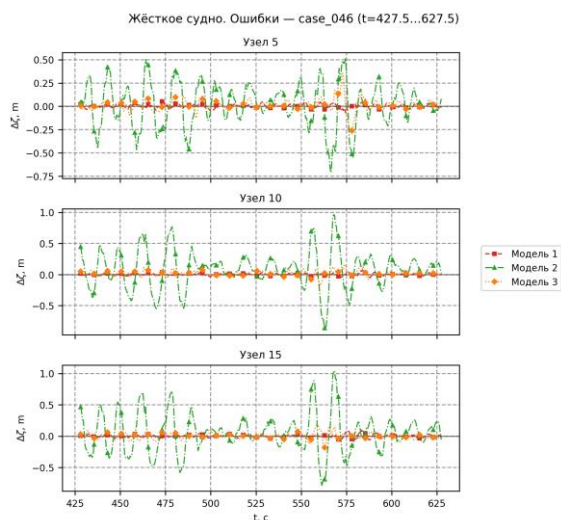


Рис.2 Сравнение абсолютной ошибки откликов вертикальных колебаний шпангоутов для жесткого судна

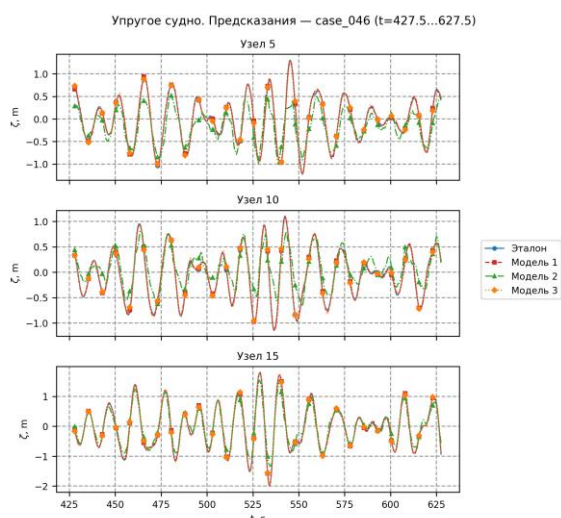


Рис.3 Сравнение откликов вертикальных колебаний шпангоутов для упругого судна

Прогнозирование

На рисунках 1-4 представлено сравнение откликов вертикальных колебаний шпангоутов и их абсолютных ошибок для всех трех обученных моделей. Модели 1 и 3 практически точно повторяют динамику системы, воспроизводят пики и провалы отклика с ошибкой, не различимой на графиках; тогда как модель 2 имеет большую ошибку, но также демонстрирует качественную схожесть с эталонными данными, сохраняет правильную частоту, но систематически занижает амплитуду.

Обсуждение

Полученные результаты демонстрируют принципиальную работоспособность схемы «энкодер — динамика в латентном пространстве — декодер» для задачи прогнозирования кинематических откликов судна на волнении в рамках трёх различных архитектур.

Модель 1 показала наилучшую точность среди рассмотренных архитектур: относительная ошибка на тестовой выборке составила 2.31% для жёсткого и 8.54% для деформируемого судна. Заметное различие в точности между двумя постановками деформируемого корпуса: введение дополнительных степеней свободы для судна существенно усложняет структуру латентного пространства и повышает требования к его размерности. Тем не менее даже для деформируемого варианта ошибка остаётся в пределах, приемлемых для инженерных приложений. Дополнительным достоинством архитектуры является возможность физически содержательной интерпретации обучаемых матриц A и B : линейная динамическая система в латентном пространстве структурно аналогична уравнениям движения механической системы, что повышает интерпретируемость модели.

Модель 2 продемонстрировала качество обобщения, существенно уступающее двум другим архитектурам: при относительно высоких ошибках на обучающей (MSE: 0.209 / 0.287) и валидационной

(0.117 / 0.193) выборках тестовые ошибки достигают 23.06% и 30.30% для жёсткого и деформируемого судна, соответственно. Такой характер ошибок указывает не на переобучение, а скорее на принципиальные ограничения применения 1D-свёрточного кодировщика к данной задаче. Пространственная структура кинематических данных шпангоутов, по всей видимости, не обладает локальными трансляционно-инвариантными признаками, которые эффективно извлекаются свёрточными операциями. Это делает CNN-энкодер менее адекватным выбором для задач балочного типа по сравнению с полносвязным, несмотря на меньшее число параметров (30 177 против 53 524). Результаты модели приведены для полноты сравнения архитектур; матрицы A и B в данной модели сохраняют ту же интерпретируемость, что и в модели 1.

Потенциальным направлением улучшения Модели 2 является введение обучаемых узловых эмбедингов — индивидуальных для каждого шпангоута параметрических векторов, кодирующих его геометрические характеристики. Поскольку теоретические шпангоуты судна различаются по форме и гидродинамическим свойствам, явный учёт этой неоднородности может позволить свёрточному кодировщику компенсировать отсутствие трансляционной инвариантности и улучшить обобщаемость модели. Аналогичный механизм уже реализован в Модели 3, где узловые эмбединги показали свою эффективность.

Модель 3 занимает особое место в данном сравнении. Формально её точность на текущей задаче уступает Модели 1 (5.35% и 6.22% против 2.31% и 8.54%), однако прямое сравнение архитектур следует рассматривать с осторожностью: графовая модель оперирует принципиально иной репрезентацией данных (поузловое кодирование и передача сообщений по графу) и не опирается на глобальное агрегирование. Именно это свойство делает её потенциально более масштабируемой для задач с нерегулярными сетками и сложной пространственной геометрией, тогда как MLP-AE при переходе к таким задачам столкнётся с ограничениями фиксированной пространственной размерности. Также следует отметить, что число параметров Модели 3 (103 772) существенно выше, а настройка гиперпараметров GNN-архитектур представляет самостоятельную нетривиальную задачу.

Среди общих ограничений проведённого исследования необходимо отметить следующие. Набор данных сформирован для одного волнового режима при встречном волнении, что не позволяет оценить обобщаемость моделей на другие углы встречи и трёхмерную геометрию волнения. Число расчётных случаев (51) является относительно небольшим, и вопрос о достаточности обучающей выборки для более сложных архитектур остаётся открытым. Применение явного метода Эйлера для интегрирования ограничивает точность при больших шагах по времени; переход к более

высокопорядковым или неявным методам может улучшить стабильность авторегрессионного прогноза на длинных горизонтах.

В рамках данной работы не проводилось систематического исследования влияния гиперпараметров на качество обучения моделей. Используемые архитектурные конфигурации (размерности латентных пространств, число слоёв, размер батча и др.) подбирались эвристически; целенаправленная оптимизация гиперпараметров, по всей видимости, позволила бы одновременно улучшить достигнутые метрики и сократить число обучаемых параметров моделей.

Заключение

Исследованы три нейросетевые архитектуры суррогатных моделей для прогнозирования кинематических откликов судна на нерегулярном волнении. Все три реализованы в единой схеме «энкодер — динамика в латентном пространстве — декодер» и обеспечивают ускорение вычислений от 12 до 577 раз по сравнению с расчётом по МКЭ.

Модель 1 - Полносвязная сеть с линейной динамической системой - показала наилучшую точность: относительная погрешность составила 2,31% для жёсткого и 8,54% для деформируемого судна. Модель 3 - Графовая сеть - обеспечила сопоставимый результат — 5,35% и 6,22% соответственно. Модель 2 - Свёрточная сеть - показала существенно более высокую погрешность — 23,06% и 30,30%, что указывает на ограниченную применимость свёрточных операций к задачам данного типа. Линейная динамическая система в моделях 1 и 2 допускает физически содержательную интерпретацию обучаемых матриц, что является дополнительным достоинством данной архитектуры.

Наиболее перспективным направлением развития представляется графовый подход (модель 3): в отличие от полносвязной модели, архитектура на основе передачи сообщений по графу не привязана к фиксированной пространственной размерности и допускает естественное обобщение на нерегулярные конечно-элементные сетки и трёхмерные модели корпуса. Именно это делает её перспективной для задач гидроупругости и прямого прогнозирования внутренних усилий с целью оценки прочности корпуса.

Направлениями дальнейших исследований являются: расширение обучающей выборки на различные волновые режимы и углы встречи волнения; переход к трёхмерной постановке задачи с нерегулярными конечно-элементными сетками; исследование методов интегрирования более высокого порядка вместо явного метода Эйлера; включение внутренних усилий (изгибающих моментов и поперечных сил) в число прогнозируемых величин; а в более отдалённой перспективе — применение графовых суррогатных моделей для явного моделирования взаимодействия судна с волнением в полной трёхмерной постановке.

Литература

1. Васильев А.Н., Тархов Д.А., Шемякина Т.А. Нейросетевой подход к задачам математической физики. СПб.: Нестор-История, 2015. — 260 с.
2. Матвеева А.И., Кравчинский С.А., Авдонушкин Д.В. и др. Методы машинного обучения для построения моделей пониженного порядка. AlfaBuild. 2025. № 34. Ст. 3405. DOI: 10.57728/ALF.34.5
3. Лобачев М.П., Новоселов В.Н., Поляков Ю.Н., Рудниченко А.А., Сайфуллин Т.И., Таранов А.Е. Валидация методики оптимизации пропульсивного комплекса транспортного судна. Труды Крыловского государственного научного центра. 2021; 4(398): 68–80.
4. Лавришева Е. Оптимизация формы гребного винта с применением алгоритмов суррогатного моделирования: дис. ... СПбГУ, 2018.
5. 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.
6. 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
7. Мудрик Р.С., Родионов А.А., Никитин Н.В. Применение численных процедур в оценке нелинейных волновых нагрузок на корпус судна. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 4 часть 1. С. 48–56. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.005
8. Benner P., Gugercin S., Willcox K. A Survey of Projection-Based Model Reduction Methods for Parametric Dynamical Systems. SIAM Review. 2015. Vol. 57, No. 4. P. 483–531. DOI: 10.1137/130932715
9. Sacks J., Welch W.J., Mitchell T.J., Wynn H.P. Design and Analysis of Computer Experiments. Statistical Science. 1989. Vol. 4, No. 4. P. 409–423. DOI: 10.1214/ss/1177012413
10. Forrester A.I.J., Keane A.J. Recent advances in surrogate-based optimization. Progress in Aerospace Sciences. 2009. Vol. 45, No. 1–3. P. 50–79. DOI: 10.1016/j.paerosci.2008.11.001
11. Padula F., Ferretti G., Rocco P. A brief review of Reduced Order Models using intrusive and non-intrusive techniques. PAMM. 2024. DOI: 10.1002/pamm.202400210
12. Kingma D.P., Ba J. Adam: A Method for Stochastic Optimization. Proceedings of the 3rd International Conference on Learning Representations (ICLR 2015). San Diego, 2015. arXiv: 1412.6980
13. LeCun Y., Bengio Y., Hinton G. Deep learning. Nature. 2015. Vol. 521. P. 436–444. DOI: 10.1038/nature14539
14. Cybenko G. Approximation by superpositions of a sigmoidal function. Mathematics of Control, Signals, and Systems. 1989. Vol. 2, No. 4. P. 303–314. DOI: 10.1007/BF02551274
15. Kolmogorov A.N. On the representation of continuous functions of many variables by superposition of continuous functions of one variable and addition. Doklady Akademii Nauk SSSR. 1957. Vol. 114. P. 953–956.
16. Lee J.-H., Kim S., Kim Y., Park S. Prediction of wave-induced ship motions based on integrated neural network system and spatiotemporal wave-field data. Physics of Fluids. 2023. Vol. 35, No. 9. Art. 097127. DOI: 10.1063/5.0163795
17. Zhang M., Guo B., Zhang Y., He Z. A deep learning method for the prediction of 6-DoF ship motions in real conditions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment. 2023. DOI: 10.1177/14750902231157852
18. Gladstone R.J., Laude T., Xie F., Kara K., Eftekhari T.R., Amstad T., Alahi A., Huang D., Torr P.H.S. Mesh-based GNN surrogates for time-independent PDEs. Scientific Reports. 2024. Vol. 14. Art. 3394. DOI: 10.1038/s41598-024-53185-y
19. Raissi M., Perdikaris P., Karniadakis G.E. Physics-informed neural networks: A deep learning framework for solving forward and inverse problems involving nonlinear PDEs. Journal of Computational Physics. 2019. Vol. 378. P. 686–707. DOI: 10.1016/j.jcp.2018.10.045
20. Hu H., Qi L., Chao X. Physics-informed neural networks (PINN) for computational solid mechanics: Numerical frameworks and applications. Thin-Walled Structures. 2024. Vol. 205. Art. 112495. DOI: 10.1016/j.tws.2024.112495
21. Karniadakis G.E., Kevrekidis I.G., Lu L., Perdikaris P., Wang S., Yang L. Physics-informed machine learning. Nature Reviews Physics. 2021. Vol. 3. P. 422–440. DOI: 10.1038/s42254-021-00314-5
22. Marlantes K.E., Maki K.J. Predicting ship responses in different seaways using a generalizable force correcting machine learning method. Ocean Engineering. 2024. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2024.118031
23. Pfaff T., Fortunato M., Sanchez-Gonzalez A., Battaglia P.W. Learning Mesh-Based Simulation with Graph Networks. Proceedings of the 9th International Conference on Learning Representations (ICLR 2021). 2021. arXiv: 2010.03409
24. Iparraguirre M.M., Narvion D., Peigney M., Peyroux R. MeshGraphNet-Transformer: Scalable Mesh-based Learned Simulation for Solid Mechanics. arXiv: 2601.23177. 2026.
25. Wu J., Chen J., Li Y., Zhang H. Fast Prediction of Stress Distribution: A GNN-based surrogate model for unstructured mesh FEA. Proceedings of the IASS Annual Symposium 2024. 2024.
26. Xiong W., Long X., Bordas S.P.A., Jiang C. The deep finite element method: A deep learning framework integrating the physics-informed neural networks with the finite element method. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 2024. DOI: 10.1016/j.cma.2024.109356
27. Zhang Q.-Y., Wang H., Liu S., Lin H., Cao L., Zhou X.-H., Chen C., Wang S., Hou Z.-G. HGATSolver: A Heterogeneous Graph Attention Solver for Fluid–Structure Interaction. arXiv: 2601.09251. 2026.
28. Lucchetti A., Cadini F., Giglio M., Lomazzi L. Graph Network-based Structural Simulator: Graph Neural Networks for Structural Dynamics. arXiv: 2510.25683. 2025.

29. Zhao Y., Chen Q., Li H., Zhou H., Attar H.R., Pfaff T., Wu T., Li N. Recurrent U-Net-Based Graph Neural Network (RUGNN) for Accurate Deformation Predictions in Sheet Material Forming. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 2025. PII: S0045782525006851. arXiv: 2507.11547

References

1. Vasil'yev A.N., Tarkhov D.A., Shemyakina T.A. Neyrosetevoy podkhod k zadacham matematicheskoy fiziki [Neural network approach to problems of mathematical physics]. St. Petersburg, Nestor-Istoriya, 2015, 260 p.
2. Matveyeva A.I., Kravchinskiy S.A., Avdoniyushkin D.V. et al. Metody mashinnogo obucheniya dlya postroyeniya modeley ponizhennogo poriyadka [Machine learning methods for reduced-order model construction]. *AlfaBuild*, 2025, no. 34, art. 3405. DOI: 10.57728/ALF.34.5
3. Lobachev M., Novoselov V., Polyakov Yu., Rudnichenko A., Saifullin T., Taranov A. Validating propulsion system optimization procedure for a carrier vessel. *Transactions of the Krylov State Research Centre*. 2021; 4(398): 68–80
4. Lavrisheva E. Optimizatsiya formy grebnogo vinta s primeneniym algoritmov surrogatnogo modelirovaniya [Propeller shape optimization using surrogate modelling algorithms]. Dis. St. Petersburg State University, 2018.
5. 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.
6. 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
7. Roman S. Mudrik, Alexander A. Rodionov, Nikolay V. Nikitin Application of numerical procedures in assessing nonlinear wave loads on a ship's hull. *Marine intellectual technologies*. 2024. № 4 part 1, P. 48—56. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.005
8. Benner P., Gugercin S., Willcox K. A Survey of Projection-Based Model Reduction Methods for Parametric Dynamical Systems. *SIAM Review*. 2015. Vol. 57, No. 4. P. 483–531. DOI: 10.1137/130932715
9. Sacks J., Welch W.J., Mitchell T.J., Wynn H.P. Design and Analysis of Computer Experiments. *Statistical Science*. 1989. Vol. 4, No. 4. P. 409–423. DOI: 10.1214/ss/1177012413
10. Forrester A.I.J., Keane A.J. Recent advances in surrogate-based optimization. *Progress in Aerospace Sciences*. 2009. Vol. 45, No. 1–3. P. 50–79. DOI: 10.1016/j.paerosci.2008.11.001
11. Padula F., Ferretti G., Rocco P. A brief review of Reduced Order Models using intrusive and non-intrusive techniques. *PAMM*. 2024. DOI: 10.1002/pamm.202400210
12. Kingma D.P., Ba J. Adam: A Method for Stochastic Optimization. *Proceedings of the 3rd International Conference on Learning Representations (ICLR 2015)*. San Diego, 2015. arXiv: 1412.6980
13. LeCun Y., Bengio Y., Hinton G. Deep learning. *Nature*. 2015. Vol. 521. P. 436–444. DOI: 10.1038/nature14539
14. Cybenko G. Approximation by superpositions of a sigmoidal function. *Mathematics of Control, Signals, and Systems*. 1989. Vol. 2, No. 4. P. 303–314. DOI: 10.1007/BF02551274
15. Kolmogorov A.N. On the representation of continuous functions of many variables by superposition of continuous functions of one variable and addition. *Doklady Akademii Nauk SSSR*. 1957. Vol. 114. P. 953–956.
16. Lee J.-H., Kim S., Kim Y., Park S. Prediction of wave-induced ship motions based on integrated neural network system and spatiotemporal wave-field data. *Physics of Fluids*. 2023. Vol. 35, No. 9. Art. 097127. DOI: 10.1063/5.0163795
17. Zhang M., Guo B., Zhang Y., He Z. A deep learning method for the prediction of 6-DoF ship motions in real conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*. 2023. DOI: 10.1177/14750902231157852
18. Gladstone R.J., Laude T., Xie F., Kara K., Eftekhari T.R., Amstad T., Alahi A., Huang D., Torr P.H.S. Mesh-based GNN surrogates for time-independent PDEs. *Scientific Reports*. 2024. Vol. 14. Art. 3394. DOI: 10.1038/s41598-024-53185-y
19. Raissi M., Perdikaris P., Karniadakis G.E. Physics-informed neural networks: A deep learning framework for solving forward and inverse problems involving nonlinear PDEs. *Journal of Computational Physics*. 2019. Vol. 378. P. 686–707. DOI: 10.1016/j.jcp.2018.10.045
20. Hu H., Qi L., Chao X. Physics-informed neural networks (PINN) for computational solid mechanics: Numerical frameworks and applications. *Thin-Walled Structures*. 2024. Vol. 205. Art. 112495. DOI: 10.1016/j.tws.2024.112495
21. Karniadakis G.E., Kevrekidis I.G., Lu L., Perdikaris P., Wang S., Yang L. Physics-informed machine learning. *Nature Reviews Physics*. 2021. Vol. 3. P. 422–440. DOI: 10.1038/s42254-021-00314-5
22. Marlantes K.E., Maki K.J. Predicting ship responses in different seaways using a generalizable force correcting machine learning method. *Ocean Engineering*. 2024. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2024.118031
23. Pfaff T., Fortunato M., Sanchez-Gonzalez A., Battaglia P.W. Learning Mesh-Based Simulation with Graph Networks. *Proceedings of the 9th International Conference on Learning Representations (ICLR 2021)*. 2021. arXiv: 2010.03409
24. Iparraguirre M.M., Narvion D., Peigney M., Peyroux R. MeshGraphNet-Transformer: Scalable Mesh-based Learned Simulation for Solid Mechanics. arXiv: 2601.23177. 2026.
25. Wu J., Chen J., Li Y., Zhang H. Fast Prediction of Stress Distribution: A GNN-based surrogate model for unstructured mesh FEA. *Proceedings of the IASS Annual Symposium 2024*. 2024.
26. Xiong W., Long X., Bordas S.P.A., Jiang C. The deep finite element method: A deep learning framework integrating the physics-informed neural networks with the finite element method. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 2024. DOI: 10.1016/j.cma.2024.109356

27. Zhang Q.-Y., Wang H., Liu S., Lin H., Cao L., Zhou X.-H., Chen C., Wang S., Hou Z.-G. HGATSolver: A Heterogeneous Graph Attention Solver for Fluid–Structure Interaction. arXiv: 2601.09251. 2026.
28. Lucchetti A., Cadini F., Giglio M., Lomazzi L. Graph Network-based Structural Simulator: Graph Neural Networks for Structural Dynamics. arXiv: 2510.25683. 2025.
29. Zhao Y., Chen Q., Li H., Zhou H., Attar H.R., Pfaff T., Wu T., Li N. Recurrent U-Net-Based Graph Neural Network (RUGNN) for Accurate Deformation Predictions in Sheet Material Forming. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 2025. PII: S0045782525006851. arXiv: 2507.11547

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

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

Roman S. Mudrik, Department of Ship Structural Mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: roman.morning@gmail.com

Родионов Александр Александрович, 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

Alexander A. Rodionov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of 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 10.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.05.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 10.06.2026.

Научная статья

УДК 531.391.1:532.5.011

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.016>

Применение бессеточных численных процедур к актуальным задачам строительной механики корабля

Мудрик П.С.¹ pollym.rf@gmail.com, Родионов А.А.¹ rodionovsmk@yandex.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Метод конечных элементов (МКЭ) приводит к чрезмерным вычислительным затратам при анализе процессов, с большими деформациями, нарушением сплошности и взаимодействием разнородных сред. Актуальным становится использование бессеточных методов математической физики, позволяющих получить решение без разбиения области на сетку конечных элементов. В работе формулируются математические модели проблем строительной механики корабля в бессеточной постановке. Для расчёта гидродинамических нагрузок использован метод сглаженных частиц (SPH), дискретизирующий жидкость на подвижные частицы. Анализ напряжённо-деформированного состояния твёрдого тела выполнен бессеточным методом Галеркина (EFG) с радиальной точечной интерполяцией и вариационным принципом возможных перемещений. Моделирование разрушения реализовано через скалярную модель поврежденности. Полученные результаты подтверждают, что бессеточные процедуры обеспечивают повышенную гибкость, точность и вычислительную эффективность при решении междисциплинарных задач корабельной механики.

Ключевые слова: Численное моделирование, бессеточный метод, метод сглаженных частиц, метод нагруженных частиц Галеркина, метод радиальной точечной интерполяции, МКЭ, гидродинамический удар, деформации, разрушение материала.

Для цитирования: Мудрик П.С., Родионов А.А. Применение бессеточных численных процедур к актуальным задачам строительной механики корабля, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 137—144. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.016

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.016>

Application of meshless numerical procedures to current problems in ship structural mechanics

Polina S. Mudrik¹ pollym.rf@gmail.com, Aleksandr A. Rodionov¹ rodionovsmk@yandex.ru¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The finite element method (FEM) leads to excessive computational costs in the analysis of processes with large deformations, disruption of continuity and interaction of heterogeneous media. It is becoming relevant to use meshfree methods of mathematical physics, which make it possible to obtain a solution without dividing the domain into a mesh of finite elements. The paper formulates mathematical models of the problems of ship structural mechanics in a meshfree formulation. To calculate the hydrodynamic loads, the smoothed particle method (SPH) was used, which discretizes the liquid into mobile particles. The analysis of the stress-strain state of a solid is performed by the Galerkin meshfree method (EFG) with radial point interpolation and the variational principle of possible displacements. Destruction modeling is implemented through a scalar damage model. The results obtained confirm that meshfree procedures provide increased flexibility, accuracy and computational efficiency in solving interdisciplinary problems of ship mechanics.

Keywords: numerical modeling, meshfree method, smoothed particle method, Galerkin meshfree method, finite element method, hydrodynamic shock, stress-strain state, destruction.

For citation: Polina S. Mudrik, Aleksandr A. Rodionov. Application of meshless numerical procedures to current problems in ship structural mechanics, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 137—144. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.016

Введение

Фундаментальные основы строительной механики корабля, постоянно совершенствуясь, сохранили в себе главные положения, сформулированные еще И.Г. Бубновым и в настоящее время составляют универсальную платформу для моделирования полного жизненного цикла конструкции: от приложения внешних нагрузок (воздействие) и возникновения внутренних усилий (отклик) до накопления повреждений и полной потери несущей способности (разрушение). Здесь

используются различные математические модели и вычислительные технологии.

В последнее время наибольшую популярность приобрел численный метод конечных элементов (МКЭ), который появился еще в середине XX века и эволюционировал от инструмента для «виртуальных испытаний» упругих конструкций к сложной системе, способной описывать весь спектр механического поведения конструкций. Современные возможности позволяют не только прогнозировать отклик на внешние воздействия, но и глубоко изучать процессы разрушения, включая учет случайных свойств материалов и сложную кинематику трещин, что

непосредственно связано с безопасностью и надежностью создаваемых инженерных сооружений и судов.

МКЭ активно используется для решения задач всех трех проблем строительной механики корабля [1]. Потребность в повышении точности требует от МКЭ построения детализированных сеток с большим количеством конечных элементов, что приводит к значительным вычислительным затратам. При итерационном решении нелинейных задач объемы вычислений резко увеличиваются. Сложности в использовании МКЭ возникают и при моделировании отказов, связанных с нарушением сплошности (трещины, разрывы, расслоения).

В последние годы появились численные методы математической физики, которые обеспечивают аппроксимацию решения дифференциальных уравнений без разбиения области задачи на непересекающиеся подобласти конечных элементов – это так называемые бессеточные методы. По-видимому, впервые бессеточный метод в форме метода сглаженных частиц был применен для моделирования астрофизических процессов, таких как динамика несферических звезд и проверка гипотезы деления быстро вращающихся тел (1977г.) [2], [3]. Использование этого метода для задач динамики жидкости со свободной поверхностью (1994г.) [4] стимулировало расширение его использования в гидромеханике. В это же время появляются первые публикации по применению бессеточных методов и в механике деформируемого твердого тела в форме бессеточного метода Галеркина [5], [6].

Различные модификации бессеточных методов применяются для широкого спектра задачи математической физики [7].

Бессеточные методы для строительной механики корабля открывают возможность решения междисциплинарных и связанных задач, взаимодействие возмущенных жидких и воздушных сред с деформируемой и разрушаемой конструкцией.

Имеются работы [8], где метод SPH применён для моделирования ударов носовой оконечности контейнеровоза о взволнованную морскую поверхность. Корпус судна при этом моделировался абсолютно жёстким (недеформируемым) материалом. Такая постановка и валидированный пример могут быть напрямую использованы для решения первой задачи строительной механики корабля — определения расчётных внешних нагрузок и оценки экстремальных гидродинамических сил для судов различных типов. В решении второй проблемы строительной механики корабля – определения параметров напряженно-деформированного состояния конструкций имеются попытки использования бессеточных процедур в варианте метода Галеркина (Element Free Galerkin, (EFG)) [9]. Очевидная эффективность бессеточных методов демонстрируется при решении задач третьей проблемы строительной механики — анализа опасных предельных состояний, связанных с большими искажениями формы, большими деформациями и разрушением путём разделения на части [10], [11].

Целью данной работы является формирование математической постановки трех фундаментальных

задач строительной механики корабля в бессеточной формулировке и демонстрация результатов численного моделирования на характерных примерах.

1. Математические модели бессеточных процедур

1.1 Математическая модель бессеточного метода для определения внешних гидродинамических нагрузок

Метод сглаженных частиц дискретизирует среду на подвижные элементы (частицы) и для каждой частицы вычисляет значения полей, суммируя вклад соседних частиц с помощью весовой функции (ядра).

Метод базируется на аппроксимации ядра и базируется на тождестве, использующем дельта-функцию Дирака δ , так для любой функции $f(r)$ в объеме Ω :

$$f(r) = \int_{\Omega} f(r') \delta(r - r') dr' \quad (1)$$

Дельта-функция заменяется гладкой весовой функцией W , называемой функцией ядра:

$$f(r) \approx \int_{\Omega} f(r') W(r - r', h) dr' \quad (2)$$

Здесь h – это сглаживающий диапазон, определяющий радиус влияния ядра.

Функция должна удовлетворять требованиям: нормировки, компактности носителя в пределах радиуса kh , симметричности и четности, свойством дельта функции. Эти требования призваны обеспечить сохранение массы и минимизировать вычисления. Чаще всего используется кубический сплайн.

Аппроксимация частиц предполагает замену интеграла суммой по соседним частицам j в области носителя.

Каждая частица имеет массу m_j и плотность ρ_j , занимая объем $V_j = \frac{m_j}{\rho_j}$:

$$f(r_i) \approx \sum_j \frac{m_j}{\rho_j} f(r_j) W(r_i - r_j, h) \quad (3)$$

При аппроксимации производных оператор набла ∇ переносится с самой функции на известное аналитическое ядро, что позволяет обойтись без сетки:

$$\nabla f(r_i) \approx \sum_j \frac{m_j}{\rho_j} f(r_j) \nabla W(r_i - r_j, h) \quad (4)$$

Для моделирования жидкости или газа математическая модель включает дискретные аналоги законов сохранения, записанные для каждой частицы i . Плотность определяется непосредственно суммированием:

$$\rho_i = \sum_j m_j W_{ij}, \quad (5)$$

где $W_{ij} = (r_i - r_j, h)$.

Ускорение частицы a_i находится из дискретного аналога уравнения движения Эйлера. Симметричная форма обеспечивает сохранение импульса:

$$\frac{d(v_i)}{dt} = - \sum_j m_j \left(\frac{p_i}{\rho_i^2} + \frac{p_j}{\rho_j^2} + \Pi_{ij} \right) \nabla_i W_{ij} + g \quad (6)$$

где p – давление, Π_{ij} – искусственная вязкость для учета диссипаций и корректного моделирования ударных волн (использована модель Моргана), $\mathbf{g}$ – внешние силы.

Изменение внутренней энергии e частицы определяется:

$$\frac{d(e_i)}{dt} = \frac{1}{2} \sum_j m_j \left(\frac{p_i}{\rho_i^2} + \frac{p_j}{\rho_j^2} + \Pi_{ij} \right) (\mathbf{v}_i - \mathbf{v}_j) \cdot \nabla_i W_{ij} \quad (7)$$

Систему замыкает уравнение состояния, связывающее давление с плотностью. В данном случае для жидкости использовано уравнение состояния Тейта:

$$p = B \left[\left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^\gamma - 1 \right], \quad (8)$$

где ρ_0 – начальная плотность, γ – параметр материала ($\gamma=7$ для воды),

$B = \frac{\rho_0 c_0^2}{\gamma}$ – параметр, ограничивающий сжимаемость, c_0 – скорость звука для соблюдения условий Куранта (устойчивости численного алгоритма).

1.2 Математическая модель бессеточного метода для определения внутренних реакций деформируемых тел

Бессеточный метода Галеркина по идеологии ближе к методу конечных элементов. Здесь с помощью частиц выстраиваются аппроксимации, а решение ищется из условия минимизации невязки в интегральной (слабой) форме по всей области.

В отличие от МКЭ поле перемещений $u^h(x)$ аппроксимируется не по узлам, а по набору узлов в влияющей области.

Аппроксимация задается в виде полинома:

$$u^h(x) = \sum_j p_j(x) a_j(x) = \mathbf{p}^T(x) \mathbf{a}(x) \quad (9)$$

где:

$\mathbf{p}(x)$ – вектор базисных функций;

$\mathbf{a}(x)$ – вектор коэффициентов, зависящих от точки x ;

Вектор коэффициентов $\mathbf{a}(x)$ находится путем минимизации взвешенного среднеквадратичного функционала невязки:

$$J = \sum_I w(x - x_I) [\mathbf{p}^T(x_I) \mathbf{a}(x) - u_I]^2 \quad (10)$$

где:

u_I – значение искомой функции в узле x_I .

$w(x - x_I)$ – весовая функция (сплайн или экспонента) с компактным носителем, отлична от нуля только в области влияния узла x_I .

Суммирование выполняется по количеству узлов в окрестности области влияния.

Минимизация функционала J приводит к выражению для коэффициентов $\mathbf{a}(x)$, подстановка которого обратно в формулу аппроксимации дает:

$$u^h(x) = \sum_I \Phi_I(x) u_I = \Phi^T(x) \mathbf{u} \quad (11)$$

где:

$$\Phi_I(x) = \mathbf{p}^T(x) [\mathbf{A}(x)]^{-1} \mathbf{B}_I(x)$$

$\Phi_I(x)$ – функция формы узла I ,

$\mathbf{A}(x)$ и $\mathbf{B}(x)$ – матрицы, построенные на основе базисных и весовых функций.

В работе функции формы построены методом радиальной точно интерполяции (RPIM):

$$[\Phi(x)] = [R(x)]^T \{a\} + \{p(x)\}^T \{b\} \quad (12)$$

$$R_i(x, y) = (r_i^2 + (\alpha_c d_c)^2)^q \quad (13)$$

r – переменная функции $R_i(x, y)$, которая определяется для 2D задачи следующим образом:

$$r = \sqrt{(x - x_i)^2 + (y - y_i)^2},$$

α_c, d_c, q – безразмерные параметры формы. На данный момент нет точных значений коэффициентов, поэтому следует проводить их анализ для получения хорошего результата для различного типа задач в отдельности.

Построением разрешающей системы уравнений рассматривается для задачи механики деформируемого тела: рассматривается область тела Ω с границей $\Gamma = \Gamma_u \cup \Gamma_t$. В области тела заданы объемные силы $\mathbf{b}$. На части границы Γ_u заданы кинематические граничные условия – перемещения $\bar{\mathbf{u}}$. На части границы Γ_t

Заданы силовые граничные условия в форме $\bar{\mathbf{t}}_j$ – заданной проекции интенсивности сил на оси.

Слабая форма уравнений строится на основе вариационного уравнения принципа возможных перемещений, который в данном случае принимает вид:

$$\int_{\Omega} \delta \varepsilon^T \cdot \sigma \, d\Omega - \int_{\Omega} \delta \mathbf{u}^T \cdot \mathbf{b} \, d\Omega - \int_{\Gamma_t} \delta \mathbf{u}^T \cdot \bar{\mathbf{t}} \, d\Gamma + \delta \mathbf{W}_\lambda = 0 \quad (14)$$

где:

σ и ε – тензоры напряжений и деформаций,

$\delta \mathbf{W}_\lambda$ – вариационная добавка для учета граничных условий.

Силовые граничные условия непосредственно формулируются в дискретизированной системе уравнении с применением слабой формы Галеркина. Граничные условия по перемещениям добавляются после составления уравнения, в данной работе используется метод штрафов.

В вариационное уравнение добавляется штрафной член:

$$\delta \mathbf{W}_\lambda = \alpha \int_{\Gamma_u} \delta \mathbf{u}^T \cdot (\mathbf{u} - \bar{\mathbf{u}}) \, d\Gamma \quad (15)$$

где:

α – коэффициент штрафа.

После дискретизации задача принимает вид:

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{U} = \mathbf{F} \quad (16)$$

где:

$\mathbf{K}$ – матрица жесткости всей модели,

$\mathbf{U}$ – вектор узловых перемещений,

$\mathbf{F}$ – вектор внешних сил.

Матрица жёсткости собирается из узловых вкладов с использованием фоновых ячеек для численного интегрирования:

$$\mathbf{K}_{IJ} = \int_{\Omega} \mathbf{B}_I^T \cdot \mathbf{D}_0 \cdot \mathbf{B}_J \, d\Omega \quad (17)$$

Здесь:

$\mathbf{B}_J$ – матрица градиентов функции формы,

$\mathbf{D}_0$ – матрица физических характеристик материала.

Бессеточный метод Галеркина естественным образом адаптируется к моделированию процессов зарождения и накопления повреждений, а также к анализу разрушений. Для описания деградации начальных свойств материала используются модели механики разрушения. Наиболее популярна скалярная модель накопления повреждений:

$$\mathbf{D}_d = (1 - d) \cdot \mathbf{D}_0 \quad (18)$$

$d \in [0,1]$ – параметр поврежденности (0 – неповрежденный материал, 1 – полностью разрушенный). Эволюция d оценивается значениями эквивалентных напряжений или деформаций.

Система уравнений для всей модели в этом случае нелинейна и принимает вид:

$$\mathbf{K}(\mathbf{d}) \cdot \mathbf{U} = \mathbf{F} \quad (19)$$

Нелинейными становятся и матрицы жесткости узловых вкладов (17):

$$\mathbf{K}_{IJ} = \int_{\Omega} \mathbf{B}_I^T \cdot \mathbf{D}_d \cdot \mathbf{B}_J d\Omega \quad (20)$$

2. Численная реализация бессеточных процедур для задач строительной механики корабля

В данном разделе представлены результаты численного моделирования трёх задач, иллюстрирующих применение бессеточных методов к решению основных проблем строительной механики корабля: по определению внешних воздействий возмущенной жидкости на оболочку корпуса судна; по детальному определению параметров напряженно деформированного состояния в плоскостных элементах корпуса; по определению предельных значений откликов, вызывающих разрушение. Расчеты выполнены с помощью программных модулей, составленных авторами, также использовалась многоцелевая программа LS-DYNA, примененная в конечно-элементных пакетах ANSYS, MD NASTRAN, MEDINA.

2.1 Задача о гидродинамическом ударе по деформируемой сферической оболочке

Рассмотрена задача динамического взаимодействия слабо сжимаемой жидкости с плавающей тонкостенной стальной сферической оболочкой. В исходном состоянии сфера неподвижна и находится на плаву в условиях тихой воды. Гидродинамический удар создается обрушением (под действием силы тяжести) столба воды, находящегося на некотором расстоянии от оболочки. Разработанная расчетная модель включает в себя расчетный бассейн в форме ограниченного параллелепипеда (контейнер), в котором размещены: жидкость на дне контейнера, столб жидкости у поперечной стенки контейнера и плавающая сферическая оболочка. Схема поперечного сечения расчетной модели приведена на рис. 1.

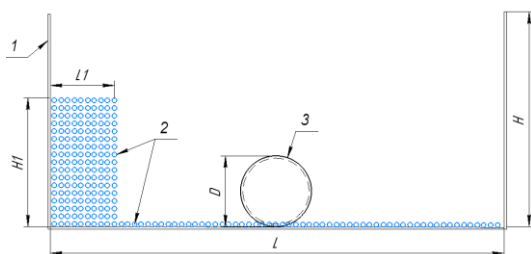


Рис. 1. Схема поперечного сечения расчетной модели задачи о гидродинамическом ударе:

1 – границы расчетной области; 2 – жидкость; 3 – сфера

Приняты следующие размеры контейнера и его заполненной части: $L = 0.8$ м; $B = 0.2$ м; $H = 0.8$ м; $t = 0.1$ м; $L_1 = 0.15$ м; $B_1 = 0.2$ м; $H_1 = 0.3$ м.

Жидкость моделировалась набором частиц (SPH) со следующими параметрами: $\rho_{water} = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$,

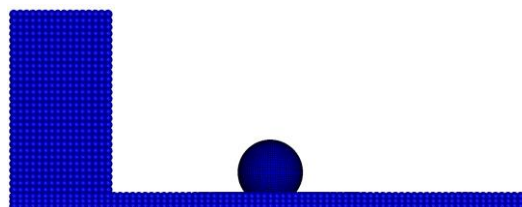
$$\nu_{water} = 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Сферическая оболочка с размерами $D = 0.075$ м, $t = 0.02$ м не имела подкрепляющего набора и моделировалась конечными элементами оболочечного типа. Характеристики материала оболочки $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ Па; $\mu = 0.3$; $\rho = 7850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

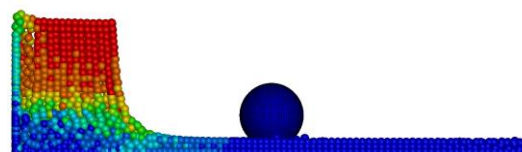
В начальный момент времени под действием силы тяжести ($g = 9.81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$) столб воды приходил в движение. В результате обрушения образовывались волны на поверхности жидкости и инициировался гидродинамический удар по сфере.

Расчеты выполнены пошаговой процедурой по времени. В результате получены поля скоростей и давлений в жидкости и поля параметров напряженно-деформированного состояния в сфере.

а)



б)



в)

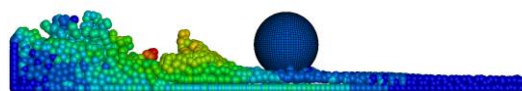


Рис. 2. Поля скоростей жидкости в различные моменты времени: а) $t=0.000$; б) $t=0.145$; в) $t=0.290$

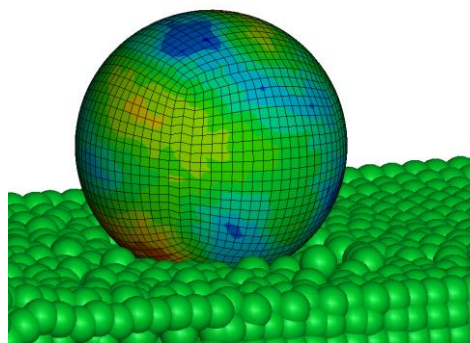


Рис. 3. Поля эквивалентных напряжений на поверхности сферической оболочки в момент времени $t=0.186$

На рис. 3 представлено поле давлений в жидкости в момент времени $t = 0.186$ с, соответствующий стадии столкновения потока и сферы. Полученные данные по распределению давления могут быть непосредственно использованы для решения первой проблемы строительной механики корабля по определению внешних гидродинамических нагрузок.

2.2 Задача о напряженно-деформированном состоянии плоскостной конструкции

В качестве плоскостной конструкции рассмотрена вытянутая стальная прямоугольная пластина единичной толщины с соотношением сторон $1/4$. Граничные условия задачи соответствовали имитации поведения стенки короткой консольной балки, нагруженной на свободной конце сосредоточенной силой P (рис. 4). Напряженно-деформированное состояние подобной конструкции характеризуется не только нормальными напряжениями, но и значительным влиянием касательных напряжений.

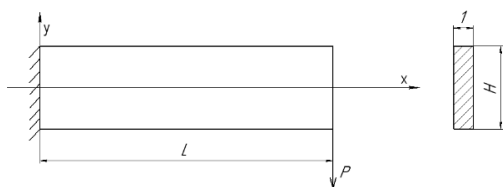


Рис. 4. Стенка короткой консольной балки

Основные параметры и характеристики модели:

Длина балки: $L = 48$ м;

Высота балки: $H = 12$ м;

Модуль Юнга: $E = 3 \cdot 10^7$ Па;

Коэффициент Пуассона: $\mu = 0.3$;

Нагрузка $P = -1000$ Н.

Для пластины задавались кинематические граничные условия на кромке $x = 0$: $u = 0$, $v = 0$. Силовые граничные условия на кромке $x = L$: $\sigma_x(L, y) = 0$, $\sigma_y(L, y) = 0$,

$$\tau_{xy}(L, y) = \frac{P}{2I} \left(\frac{H^2}{4} - y^2 \right) \quad [12].$$

Распределение касательных напряжений по концевому сечению показана на рис. 5.

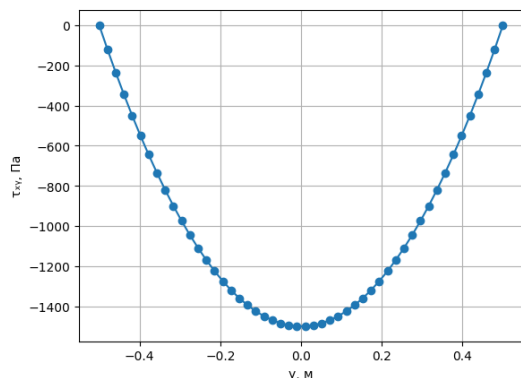


Рис. 5. Распределение касательных напряжений на концевом сечении пластины

Решение задачи проводилось с помощью бессеточного метода Галеркина. В области задачи вводился набор узлов поля для аппроксимации искомых перемещений $u(x, y)$ и $v(x, y)$. Для численного вычисления интегралов (17) область

задачи разбивалась на неперекрывающиеся фоновые ячейки.

Решение задачи выполнялось на основе разработанного программного кода для решения бессеточным методом радиальной точечной интерполяции [13] – [15]. Полученные результаты расчета в форме положения узлов в деформированном состоянии представлены на рисунке 6. (Для наглядности перемещения увеличены в 50 раз). Здесь же наложены результаты аналитического решения, которые практически не отличаются от полученных.

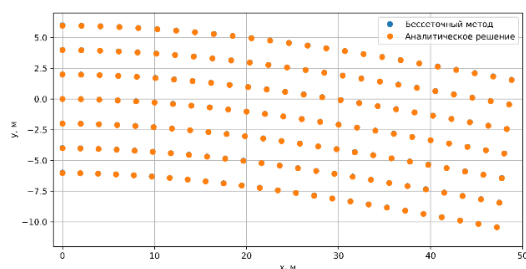


Рис. 6. Деформированное состояние узловой модели пластины стенки по результатам бессеточного метода и аналитического решения

Помимо аналитического решения получены решения рассматриваемой задачи с помощью классического метода конечных элементов при сопоставимой дискретизации. На рисунке 7 представлено распределения касательных напряжений в среднем сечении пластины стенки, полученные методом конечных элементов, бессеточным методом и аналитическим решением. Все при равномерном распределении узлов.

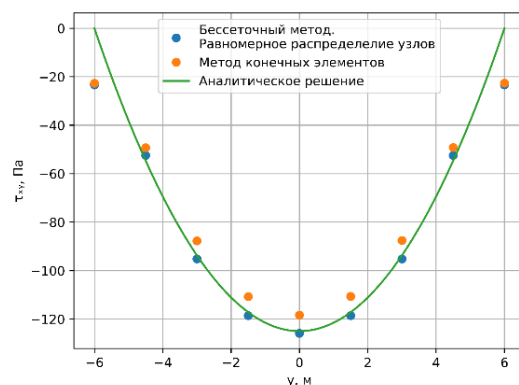


Рис. 7. Распределение касательных напряжений по сечению пластины $x = \frac{L}{2}$ при равномерном распределении узлов

Видно, что результаты, полученные бессеточным методом, лучше согласуются с аналитическим решением в сравнении с МКЭ.

Была предпринята попытка исследовать чувствительность результатов решения к неравномерному распределению узлов в расчётной модели бессеточного метода и МКЭ. С этой целью сгущение расположения узлов было выполнено в районах задания граничных условий. Результаты расчетов показали, что решение на границах приближается к аналитическому, но, в целом, неравномерность узлов не влияет на точность результатов. Для МКЭ с неравномерным

распределением узлов касательные напряжения имеют большую разницу по сравнению с аналитическим решением, что свидетельствует о преимуществе бессеточного метода в использовании нерегулярно расположенных узлов (рис.8).

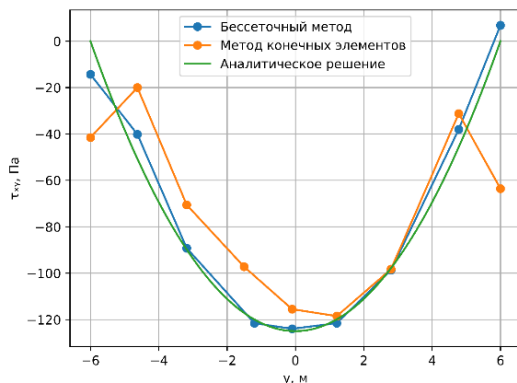


Рис. 8. Распределение касательных напряжений по сечению пластины $x = \frac{L}{2}$ при неравномерном распределении узлов

2.3 Задача о несущей способности плоскостной детали

Возможности бессеточной процедуры моделирования разрушения рассмотрены на примере стального плоскостного образца, подверженного одноосному растяжению (рис. 9).

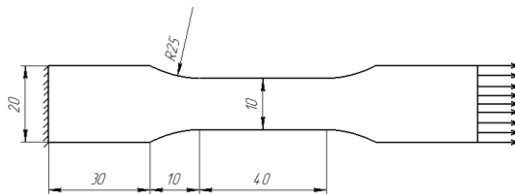


Рис. 9. Схема плоскостного образца с указанием размеров (в мм)

Нелинейные характеристики материала задавались диаграммой зависимости эффективных напряжений от эффективных пластических деформаций (рис.10). Задавалось и значение эффективной пластической деформации разрушения, при достижении которой связь между узлами разрывается.

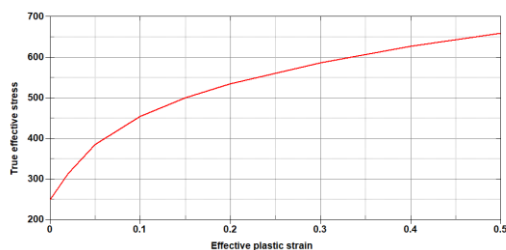


Рис. 10. Заданная зависимость эффективных напряжений от эффективных пластических деформаций

Задача решалась бессеточным методом Галеркина (EFG) при равномерном распределении узлов с шагом 1 мм.

Результатом пошагового нагружения с использованием процедуры Ньютона-Рафсона

явилась возможность отследить локализацию зон пластических деформаций и получить развитие повреждений без необходимости перестроения сетки конечных элементов (рис.11). По результатам расчета получена кривая нагружения, представляющая собой зависимость нагрузки от деформации образца (рис. 13). Она отражает поведение модели исследуемого образца и позволяет определить изменение общей жесткости в связи с образованием пластических деформаций, а также величину предельной нагрузки и максимальных деформаций отрыва.

а)



б)

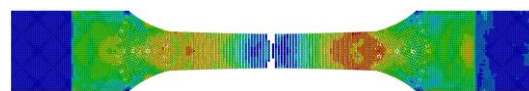


Рис. 11. Поля эквивалентных напряжений: в процессе нагружения: а) начальный шаг нагружения; б) шаг, предшествующий разрушению

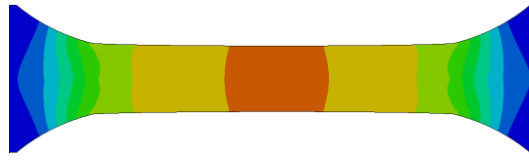
а)



б)



в)



г)



д)



Рис. 12. Поля эквивалентных напряжений: в процессе нагружения: а) $t=0.21$; б) $t=0.35$; в) $t=0.70$; г) $t=0.93$; д) $t=0.99$

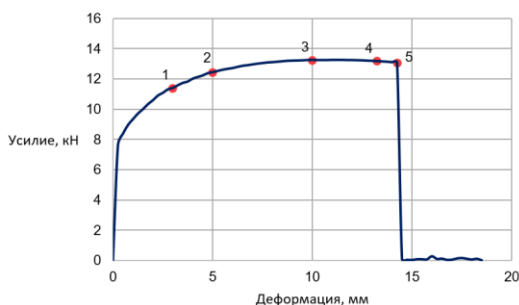


Рис. 13. Диаграмма нагружения: зависимость нагрузки от деформаций: 1 – $t=0.21$; 2 – $t=0.35$; 3 – $t=0.70$; 4 – $t=0.93$; 5 – $t=0.99$

Заключение

Традиционный МКЭ остаётся надёжным инструментом для многих задач, но при усложнении процессов — больших деформациях, разрушении, взаимодействии сред — он приводит к чрезвычайно большим вычислительным затратам. Для получения более полной и детальной картины поведения деформируемых и повреждаемых конструкций необходимо решение комплекса задач, решение которых может быть реализовано с помощью бессеточных методов математической физики.

В работе получено решение трех фундаментальных задач строительной механики корабля: внешних сил, внутренних реакций и опасных состояний — на базе бессеточных процедур.

Сформулирована математическая модель бессеточных процедур, адаптированная для решения задач строительной механики корабля. Для

определения внешних гидродинамических нагрузок модель использует один из вариантов метода сглаженных частиц. Решение механики деформируемого твердого тела с учетом накопления повреждений и разрушения выполнено по математической модели бессеточного метода Галеркина.

Математические модели реализованы с помощью программных модулей, составленных авторами, также многоцелевой программы LS-DYNA, примененной в конечно-элементных пакетах ANSYS, MD NASTRAN, MEDINA.

Получено решение задачи о гидродинамическом ударе по деформируемой сферической оболочке. Определены поля давлений в жидкости и деформируемой плавающей оболочке.

Решена задача о напряженно-деформированном состоянии плоскостной конструкции. Результаты расчетов сопоставлены с точным аналитическим решением и решения по МКЭ. Продемонстрировано преимущество в точности реализованного авторами алгоритма по сравнению с МКЭ.

Бессеточный метод применен к исследованию решения нелинейной задачи об исследовании несущей способности плоскостной детали при ее нагружении вплоть до разрушения.

Полученные результаты подтверждают заявленные преимущества бессеточных методов применительно к решению актуальных задач строительной механики корабля. По мере совершенствования бессеточные процедуры окажутся точнее, гибче и вычислительно эффективнее для широкого класса задач.

Литература

- Бубнов И.Г. Избранные труды. Л.: Судпромгиз, 1956.
- Lucy L.B. A numerical approach to the testing of fusion process, The Astronomical Journal 82/12, 1013-1024 (1977).
- Gingold R.A. Smoothed particle hydrodynamics: theory and application to non-spherical stars / Gingold R.A. and Monaghan J.J. // Monthly Notices of the Royal Astronomical Society 181, 375-389 (1977).
- Monaghan J.J. Simulation free surface flows with SPH, Journal of computational physics, 110, 399-406 (1994).
- Belytschko, T., Lu, Y. Y. and Gu, L. [1994a] "Element free Galerkin methods," Int. J. Numer. Methods Eng. 37, 229-256. · Zbl 0796.73077
- Belytschko, T., Gu, L. and Lu, Y. Y. [1994b] "Fracture and crack growth by element-free Galerkin methods," Model. Simul. Mater. Sci. Eng. 2, 519-534
- Liu G.R. Mesh Free Methods: Moving Beyond the Finite Element Method. — Boca Raton, USA: CRC Press, 2000.
- Omidvar P., Fiorini M., Tarbiat S. et al. Slamming impact simulations of a container ship using SPH with rigid body motion // Applied Ocean Research. — 2021. — Vol. 112. — Art. 102694.
- Belytschko T., Lu Y.Y., Gu L. Element-free Galerkin methods // International Journal for Numerical Methods in Engineering. — 1994. — Vol. 37. — P. 229–256.
- Belinha J., Azevedo J.M.C., Dinis L.M.J.S. et al. Simulating fracture propagation in brittle materials using a meshless approach // Engineering with Computers. — 2018. — Vol. 34. — P. 503–522.
- Belytschko T., Lu Y.Y., Gu L. Element Free Galerkin methods for static and dynamic fracture // International Journal of Solids and Structures. — 1995. — Vol. 32. — P. 2547–2570.
- Тимошенко С.П., Дж. Гудьер. Теория упругости: Пер. с англ. — Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1975. — 576 с.
- Gu Y.T., Liu G.R. Using radial function basis in a boundary-type meshless method, boundary point interpolation method (BPIM) // Inter. Conf. On Sci. & Engr. Comput. — Beijing, 2001. — P. 68.
- Gu Y.T., Liu G.R. A boundary point interpolation method for stress analysis of solids // Computational Mechanics. — 2002. — Vol. 28. — P. 47–54.
- Liu G.R., Gu Y. An Introduction to Meshfree Methods and Their Programming. — 2005.

References

- Bubnov I.G. *Selected Works*. Leningrad: Sudpromgiz, 1956.
- Lucy L.B. A numerical approach to the testing of fusion process, The Astronomical Journal 82/12, 1013-1024 (1977).
- Gingold R.A. Smoothed particle hydrodynamics: theory and application to non-spherical stars / Gingold R.A. and Monaghan J.J. // Monthly Notices of the Royal Astronomical Society 181, 375-389 (1977).

4. Monaghan J.J. Simulation free surface flows with SPH, Journal of computational physics, 110, 399-406 (1994).
5. Belytschko, T., Lu, Y. Y. and Gu, L. [1994a] "Element free Galerkin methods," Int. J. Numer. Methods Eng.37, 229-256. · Zbl 0796.73077
6. Belytschko, T., Gu, L. and Lu, Y. Y. [1994b] "Fracture and crack growth by element-free Galerkin methods," Model. Simul. Mater. Sci. Eng.2, 519-534
7. Liu G.R. Mesh Free Methods: Moving Beyond the Finite Element Method. — Boca Raton, USA: CRC Press, 2000.
8. Omidvar P., Fiorini M., Tarbiat S. et al. Slamming impact simulations of a container ship using SPH with rigid body motion // Applied Ocean Research. — 2021. — Vol. 112. — Art. 102694.
9. Belytschko T., Lu Y.Y., Gu L. Element-free Galerkin methods // International Journal for Numerical Methods in Engineering. — 1994. — Vol. 37. — P. 229–256.
10. Belinha J., Azevedo J.M.C., Dinis L.M.J.S. et al. Simulating fracture propagation in brittle materials using a meshless approach // Engineering with Computers. — 2018. — Vol. 34. — P. 503–522.
11. Belytschko T., Lu Y.Y., Gu L. Element Free Galerkin methods for static and dynamic fracture // International Journal of Solids and Structures. — 1995. — Vol. 32. — P. 2547–2570.
12. Timoshenko S.P., Goodier J.N. *Theory of Elasticity*: Transl. from English. — Main Editorial Board of Physical and Mathematical Literature, "Nauka" Publishing House, 1975. — 576 p.
13. Gu Y.T., Liu G.R. Using radial function basis in a boundary-type meshless method, boundary point interpolation method (BPIM) // Inter. Conf. On Sci. & Engr. Comput. — Beijing, 2001. — P. 68.
14. Gu Y.T., Liu G.R. A boundary point interpolation method for stress analysis of solids // Computational Mechanics. — 2002. — Vol. 28. — P. 47–54.
15. Liu G.R., Gu Y. An Introduction to Meshfree Methods and Their Programming. — 2005.

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

Мудрик Полина Сергеевна, аспирант кафедры строительной механики корабля СПбГМТУ, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: pollym.rf@gmail.com

Polina S. Mudrik, graduate student, Department of Ship Mechanics, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: pollym.rf@gmail.com

Родионов Александр Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры Строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 10, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Aleksandr A. Rodionov, Dr. Sci. (Eng), Professor, Head of the Department of Ship Mechanics, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 08.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 10.06.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 20.06.2026.

Научная статья

УДК 539.422.224:004.942:624.042.43:629.5.035.5

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.017>**Применение бессеточных процедур для совершенствования подходов к назначению ледовых нагрузок и расчетов прочности лопастей ледокольных гребных винтов с повышенной пропульсивной эффективностью****Родионов А.А.**¹ rodionovsmk@yandex.ru, **Рябушкин С.В.**¹ serg.ryabuschkin@yandex.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В работе рассмотрена задача обеспечения несущей способности лопасти, включая кромки, современных ледокольных гребных винтов с установленной “острой” профилировкой, которая значительно повышает пропульсивную эффективность гребного винта и в то же время увеличивает риск его ледовых повреждений. В качестве расчетного принят режим фрезерования льда лопастью. Проанализированы современные подходы к назначению ледовых нагрузок на лопасть и расчету ее прочности, использующие квазистатическое описание процесса взаимодействия лопасти со льдом. Показана необходимость дополнительных исследований поведения ледовой среды при высоких скоростях нагружения (до ~30–40 м/с), а также особенностей нестационарного отклика лопасти в процессе фрезерования. Для решения указанных задач использована численная модель, основанная на бессеточном подходе к дискретизации и описанию поведения ледовой среды при взаимодействии. По результатам численных исследований, предложена процедура уточненного (проверочного) расчета напряженно-деформированного состояния лопасти гребного винта в нестационарной постановке, с учетом скорости его взаимодействия со льдом. Проведение уточненных расчетов позволяет более детально оценить несущую способность лопасти, включая “острые” кромки, обеспечить требуемые ледовые подкрепления и оптимизацию профилировки для повышения эксплуатационных характеристик гребного винта и пропульсивной линии судна.

Ключевые слова: численное моделирование, бессеточные методы, ледокольный гребной винт, лопасть гребного винта, фрезерование льда лопастью, гидродинамическая модель (ГДМ), “острый” профиль, несущая способность лопасти, ледовая прочность.

Для цитирования: Родионов А.А., Рябушкин С.В. Применение бессеточных процедур для совершенствования подходов к назначению ледовых нагрузок и расчетов прочности лопастей ледокольных гребных винтов с повышенной пропульсивной эффективностью. Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 145—156. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.017

*Original article*DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.017>**Application of meshless procedures to improve the approaches to the assignment of ice loads and the strength analysis of icebreaker propeller blades with increased propulsive efficiency****Aleksandr A. Rodionov**¹ rodionovsmk@yandex.ru, **Sergey V. Ryabushkin**¹ serg.ryabuschkin@yandex.ru¹St. Petersburg State Marine Technical University, Russian Federation

Abstract. The paper considers the problem of ensuring the load-carrying capacity of blades, including the edges, of modern icebreaker propellers with an implemented “sharp” blade profiling, which significantly increases its propulsive efficiency but also leads to a higher risk of ice-induced damage of the propeller blade. The ice milling mode by the propeller blade is considered as the main operating regime. The modern approaches to assigning ice loads on the propeller blade and to assessing its strength, based on a quasi-static approach to modeling the propeller blade/ice interaction, are analyzed. The need for the additional studies of ice behavior under high loading rates (up to ~30–40 m/s), as well as of the features of the blade’s transient response during the milling process, is highlighted. To solve these problems, a numerical model, based on a meshfree approach to discretization and to describing the mechanical behavior of the ice medium during interaction, has been developed. Based on the results of the numerical studies, a procedure for an enhanced (verification) calculation of the stress–strain state of a propeller blade in a transient formulation, considering the propeller/ice interaction velocity, is proposed. The transient analysis allows to assess the load-carrying capacity of the propeller blade, including the “sharp” edges, to ensure the required blade scantlings, and to optimize the blade profiling to significantly improve the operational performance of the propeller and the ship’s propulsion line in ice conditions.

Keywords: numerical simulation, meshless methods, icebreaking propeller, propeller blade, ice milling by the propeller blade, hydrodynamic model (HDM), “sharp” blade profile, blade load-carrying capacity, ice strength.

For citation: Aleksandr A. Rodionov, Sergey V. Ryabushkin Application of meshless procedures to improve the approaches to the assignment of ice loads and the strength analysis of icebreaker propeller blades with increased propulsive efficiency. Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 145—156. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.017

Введение. Требования к ледокольным гребным винтам (ЛГВ). “Острая” профилировка лопасти

В настоящее время наблюдается интенсивное освоение арктических регионов РФ, высокоширотных районов мирового океана, характеризующихся тяжелыми условиями для судоходства. В данных условиях, требуется повышение пропульсивной эффективности судов, увеличение скоростей их движения во льдах.

Гребной винт (ГВ) является главным элементом пропульсивного комплекса (ПК) судна. Современные ледокольные гребные винты (ЛГВ), для обеспечения безопасной и эффективной эксплуатации судна, должны удовлетворять комплексу требований, а именно:

- **Требования к прочности и надежности.** ЛГВ должны обладать требуемым уровнем статической и усталостной прочности при работе в условиях интенсивного, переменного ледового воздействия. Режим фрезерования льда является основным рабочим (эксплуатационным) режимом; ледовые нагрузки от фрезерования являются определяющими при назначении прочных размеров лопасти. Также возможна реализация аварийных режимов, при которых ледовое нагружение на лопасть может быть настолько высоким, что обеспечить ее прочность в рамках традиционно-принятых подходов не представляется возможным. В данном случае должен выполняться принцип пирамидальной прочности.

- **Требования к пропульсивным характеристикам.** ЛГВ должны обладать высокими гидродинамическими (тяга, КПД) и кавитационными характеристиками при работе в ледовых условиях (на малых скоростях движения судна, в т.ч. на швартовном режиме) и на чистой воде. Кроме этого, предпочтительным является снижение ледовых нагрузок на гребном винте, возникающих при фрезеровании льда лопастями (ледовые силы, ледовый момент сопротивления).

Одним из предпочтительных способов повышения пропульсивной эффективности ЛГВ является установка специальной “острой” профилировки (т.е. заострение кромок лопасти), рис. 1, [1], которая впервые была предложена В.А. Беляшовым [2].

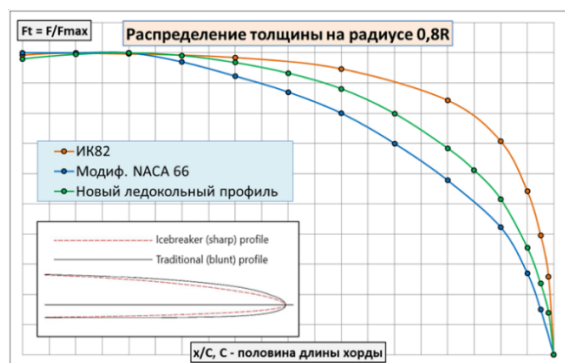


Рис. 1. Традиционный (“тупой”) и модифицированный (“острый”) профили ЛГВ. Пример распределения толщин входящей кромок на радиусе $\sim 0,8R$, по материалам [1]

Использование “острого” профиля значительно снижает уровень ледовых нагрузок на лопасть (в среднем, на 25-30 %), повышает гидродинамическую эффективность (КПД) ЛГВ на $\sim 3-4\%$ на ходовых режимах и на $\sim 1\%$ на швартовном режиме, а также дает возможность уменьшить дисковое отношение на $\sim 5-6\%$ [1]. Последнее позволяет также уменьшить силу поломки лопасти для обеспечения пирамидальной прочности пропульсивной линии судна [1].

Одновременно с этим, снижение толщин (заострение) кромок актуализирует задачу обеспечения их несущей способности от ледового воздействия.

Характерная картина повреждения кромок лопастей вследствие их недостаточной жесткости и прочности представлена на рис. 2.

Решение указанной задачи, при сохранении высокой пропульсивной эффективности ЛГВ, требует использования уточненных методов определения ледовых нагрузок на лопасть в зонах контакта со льдом, а также детализированного расчета ее отклика (включая кромки) в процессе взаимодействия. Перспективным инструментом для исследования особенностей высокоскоростного контакта лопасти со льдом является численное моделирование [20,22].

В статье представлены основные аспекты применения современных методов вычислительной механики для решения указанной проблемы.



Рис. 2. Повреждение кромок лопасти ЛГВ при ледовом воздействии, по материалам [3]

1. Рабочие (эксплуатационные) и аварийные режимы работы лопасти ЛГВ

Механизм взаимодействия лопасти со льдом определяется углом ее атаки α , являющимся основным кинематическим параметром рассматриваемого процесса [1], см. рис.3.

Расчетный угол атаки $\alpha(\bar{r})$ на относительном радиусе $\bar{r}$ определяется как:

$$\alpha(\bar{r}) = \varphi(\bar{r}) - \arctg\left(\frac{V_{ship}}{2\pi\bar{r}Rn}\right), \quad (1)$$

где $\bar{r} = r/R$, r – радиус, на котором расположено цилиндрическое сечение лопасти, м; R – радиус ГВ, м; $\varphi(\bar{r})$ – шаговый угол на относительном радиусе $\bar{r}$, град; V_{ship} – скорость судна, м/с; n – частота вращения ГВ, об/с.

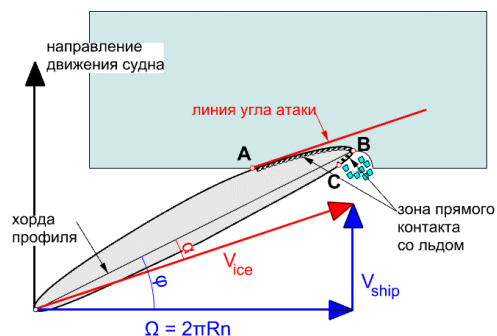


Рис. 3. Кинематическая схема взаимодействия профиля лопасти ГВ со льдом на радиусе $\bar{r}$ (без соблюдения масштаба)

В зависимости от значений угла атаки α , выделяют рабочие (эксплуатационные) и аварийные режимы взаимодействия лопасти гребного винта со льдом [1].

Рабочие режимы реализуются при положительных углах атаки $\alpha(\bar{r}) \geq 0$. В данном случае, кромка лопасти “врезается” в лед (прорезает, фрезерует лед). Различают 2 типа фрезерования [1]:

- фрезерование льда входящей (выходящей для реверсируемых ГВ) кромкой лопасти (**первый тип фрезерования**), рис.4(а);
- фрезерование льда периферийными (концевыми) сечениями лопасти (**второй тип фрезерования**), рис.4(б).

а) **Первый тип фрезерования льда** входящей кромкой лопасти



б) **Второй тип фрезерования льда** концевыми сечениями лопасти



Рис. 4. Рабочий (эксплуатационный) режим взаимодействия лопасти ЛГВ со льдом при положительных углах атаки $\alpha(\bar{r}) \geq 0$: (а) - **первый тип** фрезерования; (б) - **второй тип** фрезерования [1,3]

Аварийные режимы реализуются при $\alpha(\bar{r}) < 0$. К ним относятся: “навал” на лед, прямой удар (“плашмя”) обломка льда о поверхность лопасти [1,3]. Уровень ледовой нагрузки на аварийных режимах может быть настолько высоким, что обеспечить прочность лопасти в рамках традиционно-принятых подходов не представляется возможным. В данном случае должен выполняться принцип пирамидальной прочности [3-5].

Ледовые нагрузки от фрезерования являются определяющими при назначении прочных размеров лопасти; указанный режим принят далее в качестве основного расчетного.

2. Современные подходы в части назначения ледовых нагрузок на лопасть и расчета ее прочности (режим фрезерования)

В данном пункте представлены основные подходы, применяемые в инженерной практике для назначения ледовых нагрузок на лопасть ЛГВ на режиме фрезерования, а также регламентированные расчеты ее прочности.

2.1. Правила Классификационных Обществ (IACS): PC [6], TRAFI [7], DNV-GL [8]

В требованиях современных Правил IACS [6-8], для оценки прочности лопасти регламентирован **статический** расчет ее напряженно-деформированного состояния (НДС) под действием

равномерного ледового давления в зонах контакта кромок со льдом, см. рис.5.

В настоящее время установлено [1,3], что распределение ледовых давлений на лопасть от фрезерования **не является равномерным**. Пиковые (максимальные) давления реализуются на ее кромках, что является более “жестким”, опасным сценарием нагружения в сравнении с принятым в требованиях IACS [6-8].

Обеспечение прочности кромок при установке “острых” профилей, для снижения ледовых нагрузок на ЛГВ и повышения его пропульсивной эффективности, требует использования более подробных, детализированных моделей взаимодействия, а также проведения уточненных расчетов отклика лопасти в процессе фрезерования (нестационарный расчет).

2.2. Уточненные математические модели взаимодействия для “прямого” назначения ледовых нагрузок на лопасть ЛГВ (первый и второй типы фрезерования)

Систематическими исследованиями особенностей процесса фрезерования льда лопастями гребных винтов занимались М.А. Игнатьев [9], В.Я. Ягодкин, Ф.М. Кацман и С.В. Яконовский [10], В.А. Беляшов и В.С. Шпаков [2,11], А.В. Андрушин [1,3]; за рубежом В. Veitch [12], Н. Soininen [13], Р. Koskinen и М. Jussila [14-17] и др.

На основе указанных исследований, при участии авторов разработаны подходы к проектированию специализированного “острого” профиля для повышения пропульсивной эффективности современных ледокольных гребных винтов [1].

В качестве расчетных при назначении прочных размеров лопасти принимаются ледовые нагрузки от

фрезерования, рис.5. Рассматриваются режимы фрезерования льда входящей кромкой лопасти – **первый тип фрезерования**, рис.5(а) – и концевой кромкой (периферийными сечениями лопасти) – **второй тип фрезерования**, рис.5(б).

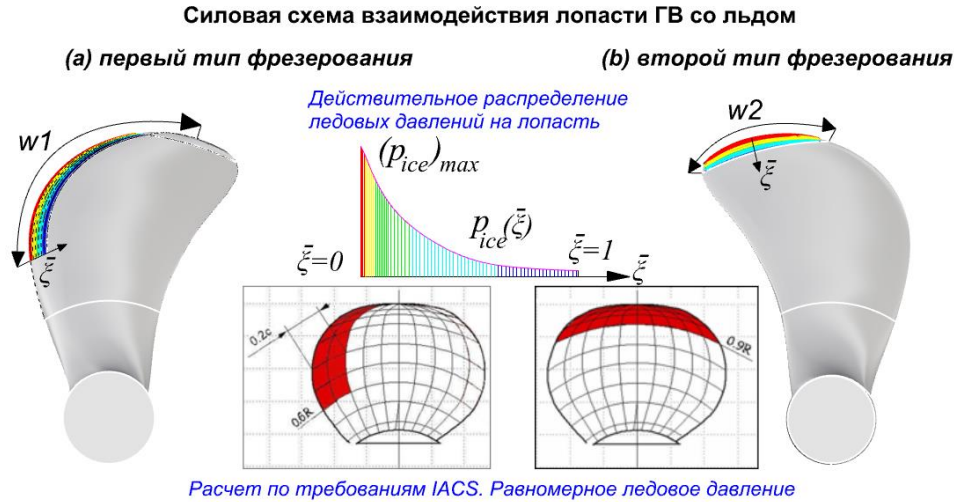


Рис. 5. Силовая схема взаимодействия лопасти ГВ со льдом: (а) – первый тип фрезерования; (б) – второй тип фрезерования

Ледовые давления на кромки лопасти (величина $(p_{ice})_{max}$, закон распределения $p_{ice}(\bar{\xi})$) рассчитываются по “гидродинамической” модели (ГДМ), развитой в работах В.А. Курдюмова и Д.Е. Хейси́на [18], Н. Soininen [13], Е.М. Апполонова [19], А.В. Андрия́шина [1,3] и др. В рамках ГДМ, неравномерный характер давлений обусловлен особенностями процесса вытеснения ледового порошка в тонком слое между лопастью и неразрушенным льдом.

С учетом модельных и натурных исследований, ледовые давления принимаются независимыми от скорости и задаются в форме экспоненциальной аппроксимации с постоянными коэффициентами $\bar{p}_{ice}(\bar{\xi}) = p_{ice}(\bar{\xi}) / (p_{ice})_{max}$:

$$\bar{p}_{ice}(\bar{\xi}) = 0.67 \cdot \exp\left(-\frac{\bar{\xi}}{\alpha}\right) + 0.33 \cdot \exp\left(-\frac{\bar{\xi}}{\beta}\right), \quad (2)$$

где $\bar{\xi} = [0, 1]$ – безразмерная зона контакта, где $\bar{\xi} = 0, 1$ – начало и конец зоны контакта соответственно; $\alpha, \beta = const$ – коэффициенты.

Пиковое давление в зоне смятия (в “носике” профиля) $(p_{ice})_{max}$ определяется по эмпирической формуле, предложенной Н. Soininen [13]:

$$(p_{ice})_{max} = A \cdot (\sigma_{UCS})^B, \quad (3)$$

где σ_{UCS} – предел прочности льда на одноосное сжатие, МПа; A, B – эмпирические коэффициенты [13].

Интегральные усилия (ледовые силы, моменты на гребном винте) определяются “прямым” методом путем интегрирования давлений по высоте лопасти в зонах ее контакта со льдом, рис.5-6. Аксиальная ледовая сила F_{ice} (изгибающая лопасть в поперечной плоскости):

$$F_{ice} = \int_S p_{ice} dS \cdot k_{scale}(w), \quad (4)$$

где S – зона контакта; $k_{scale}(w)$ – масштабный фактор, учитывающий статистическую неодновременность разрушения льда вдоль отдельных сечений лопасти ГВ w [1], рис.6.

Расчетная схема согласована с эмпирическими зависимостями, разработанными на основе модельных и натурных данных по ледовым нагрузкам на гребных винтах ледоколов и судов ледового плавания, включая ледоколы типа “Арктика”, крупнотоннажный танкер “Динков” и др. [1].

В рамках указанной методики [1], для оценки несущей способности лопасти используется расчет ее НДС под действием **неравномерного** ледового давления, с пиковым давлением на кромках, в **статический постановке**.

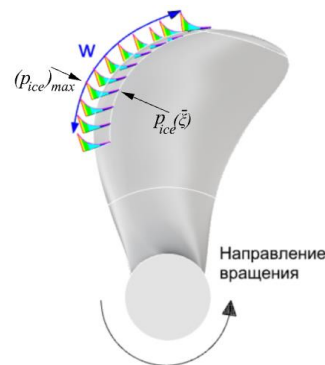


Рис. 6. Неодновременное разрушения льда вдоль кромки лопасти w (на примере первого типа фрезерования)

3. Применение инструментов численного моделирования для решения задачи силового взаимодействия лопасти ГВ со льдом

Как показано в п.2, в современных моделях для расчета ледовых нагрузок на лопасть реализован

квазистатический подход, согласно которому параметры ледовых нагрузок (ледовые давления) не зависят от скорости взаимодействия и являются величинами постоянными, выражения (2)-(3). Для оценки прочности лопасти используются результаты статического расчета ее НДС под действием равномерного (Правила IACS), либо неравномерного (ГДМ) нагружения.

В действительности, ледовые давления на лопасть могут зависеть от скорости [13], что не соответствует принятым допущениям. В то же время, процесс фрезерования льда лопастью является нестационарным, что также необходимо учитывать в расчетах ее прочности, в особенности при установке специализированной профилировки. Указанные явления подробно экспериментально не изучены. Указанные решения возможно получить численно, с применением разработанной авторами модели взаимодействия со льдом [20,21].

3.1. Исследование механического поведения ледовой среды при скоростях контакта (нагружения) до ~30-40 м/с

Поведение льда при скоростях фрезерования ~ (5-40) м/с подробно исследовано в работе авторов [22] на базе численного решения задачи прорезания льда профилем лопасти гребного винта. Рассматривалась плоская постановка задачи, которая соответствовала указанным выше экспериментам Н. Soininen [13].

В рамках численных расчетов исследовалось влияние скорости на картину взаимодействия. Получены оценки параметров контакта профиля со льдом (характерный размер зоны смятия, уровень пиковых ледовых давлений на кромке лопасти), которые необходимы для “замыкания” разрешающих уравнений ГДМ [1].

Основные результаты моделирования

По результатам расчетов [22-24] установлено, что ледовые давления на лопасть **не являются постоянными**, как это принято в современных расчетных схемах, и зависят от скорости контакта. На данном основании произведена модернизация ГДМ для уточненного расчета ледовых давлений на кромки лопасти гребного винта [25,26], рис.7.

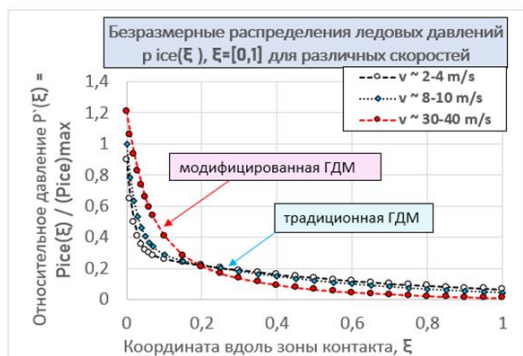


Рис. 7. Ледовые давления на лопасть ГВ: **синяя кривая** – расчет по оригинальной ГДМ [1] (2)-(3); **красная кривая** – расчет по модернизированной ГДМ [25,26] (5)-(7)

Для оценки ледовых давлений в высокоскоростном режиме (> 8.3 м/с) могут быть рекомендованы следующие зависимости:

– безразмерное распределение $\overline{p_{ice}}(\bar{\xi})$:

$$\overline{p_{ice}}(\bar{\xi}) = 0.67 \cdot \exp\left(-\frac{\bar{\xi}}{\alpha^*}\right) + 0.33 \cdot \exp\left(-\frac{\bar{\xi}}{\beta^*}\right), \quad (5)$$

где $\alpha^*, \beta^* \neq const$ – коэффициенты аппроксимации в функции от скорости взаимодействия;

– пиковое давление в зоне смятия (в “носики” профиля, $\bar{\xi} = 0$):

$$(p_{ice})_{max} = A^* \cdot \ln(v) + B^*, \quad (6)$$

где v – скорость взаимодействия (“врезания” кромки в лед), м/с; A^*, B^* – коэффициенты в функции от прочности льда на одноосное сжатие σ_{UCS} (стандартный образец), МПа:

$$A^* = \gamma_1 \cdot (\sigma_{UCS})^{\mu_1}, B^* = \gamma_2 \cdot (\sigma_{UCS})^{\mu_2}, \quad (7)$$

где $\gamma_1, \gamma_2, \mu_1, \mu_2$ – коэффициенты, см. [23,25,26].

Согласно (5)-(7), рис.7, рост скорости (по отношению к 8.3 м/с у Н. Soininen) приводит к возрастанию ледовых давлений на кромках, а также к изменению закона их распределения вдоль лопасти, делая ее нагружение более “жестким”, опасным, по сравнению с принятым в требованиях IACS, а также в современной ГДМ.

Указанное приобретает особую актуальность при установке “острой” профилировки, актуализируя задачу обеспечения несущей способности лопасти, включая ее кромки.

3.2. Исследование нестационарного отклика лопасти ГВ в процессе фрезерования льда

Процесс фрезерования льда лопастью является быстротекущим (нестационарным). Период фрезерования составляет десятки доли секунды.

Эффективное и детализированное решение указанной задачи во временной области может быть получено численно, с использованием разработанной модели [20,21]. Рассматривается пространственная постановка задачи.

Подготовка расчетной модели

Численная модель для расчета взаимодействия ГВ со льдом представлена на рис.8(a), (b) для **первого** и **второго** типов фрезерования льда соответственно.

Ледовый блок моделируется методом частиц, гребной винт – МКЭ. Силовое воздействие льда на лопасть передается через слой контактных элементов на ее поверхности (связанный расчет).

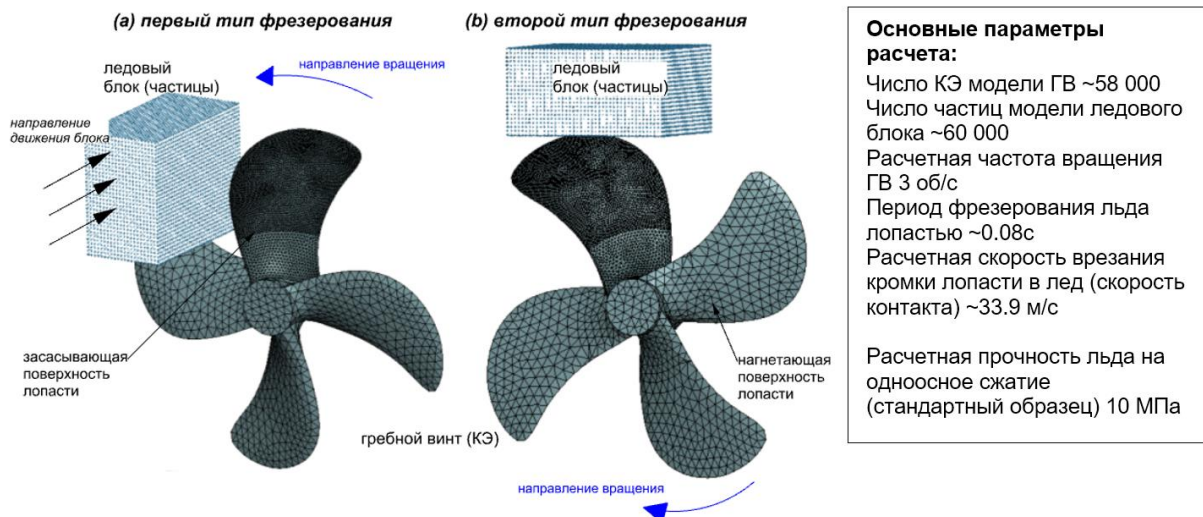


Рис. 8. Расчетная модель взаимодействия лопасти ГВ со льдом: (а) – первый тип фрезерования; (б) – второй тип фрезерования

Первый тип фрезерования.
 Картины распространения напряжений в лопасти в процессе фрезерования

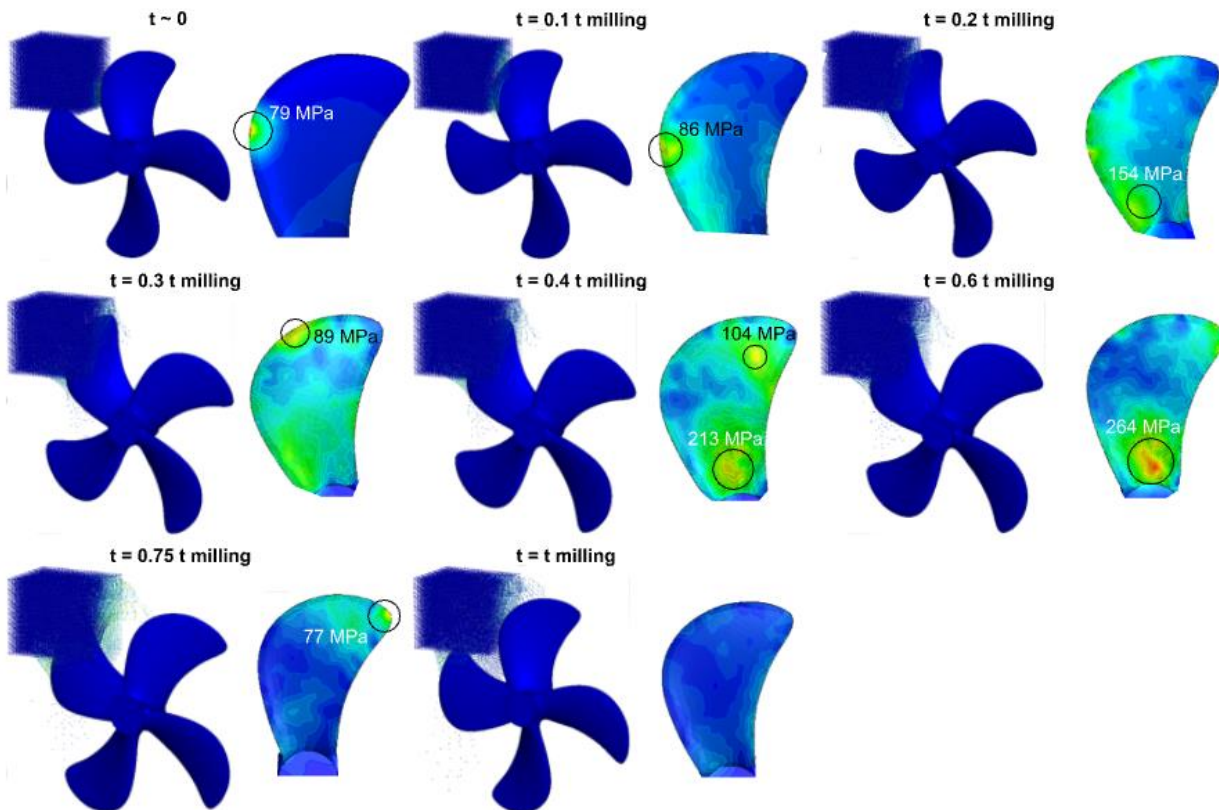


Рис. 9(а). Результаты численного моделирования фрезерования льда лопастью гребного винта: первый тип фрезерования; $t_{milling} = 0.08с$

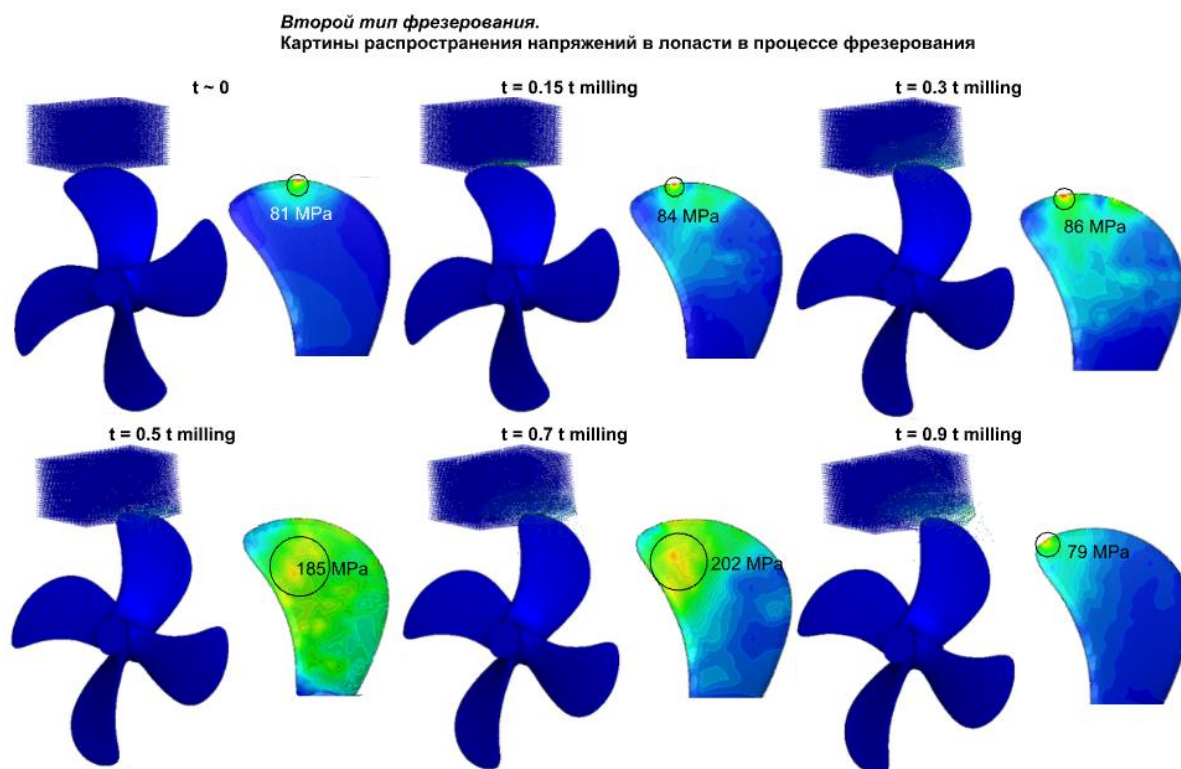


Рис. 9(b). Результаты численного моделирования фрезерования льда лопастью гребного винта: **второй тип** фрезерования; $t_{\text{milling}} = 0.08\text{c}$

Рассматривается один цикл фрезерования льда лопастью ($n^* = 1$). Гребной винт моделируется полностью (число лопастей принято равным $z = 4$, рис.8), что позволяет учесть его массово-инерционные характеристики.

В общем случае, гребной винт движется поступательно с судном со скоростью V_{ship} (м/с), а также задается его вращение относительно продольной оси с угловой скоростью ω (об/с), рис.8.

Коэффициенты демпфирования лопасти α_{damping} , β_{damping} (по Рэлею) принимаются на основании рекомендаций, представленных в [27].

Результаты моделирования

Результаты моделирования одного цикла взаимодействия ($n^* = 1$) для **первого** и **второго** типов фрезерования представлены на рис.9(a), (b) соответственно, которые включают картины процесса фрезерования льда лопастью в разные моменты времени и соответствующие им картины распространения напряжений в теле лопасти.

На рис. 9(a), (b) красным и желтым обозначены зоны реализации повышенных напряжений в теле лопасти гребного винта (включая кромки), которые могут быть исследованы (учтены) в расчетах ее несущей способности от ледового воздействия.

4. Процедура уточненного расчета НДС лопасти ЛГВ на режиме фрезерования (динамический расчет МКЭ с пошаговым ледовым нагружением)

Нестационарный расчет (рис.9) позволяет более детально оценить НДС лопасти при фрезеровании льда, чем регламентированный расчет в статической постановке.

На основе результатов численного моделирования (рис.9), разработана методика динамического расчета НДС лопасти под действием пошагового ледового нагружения, которое имитирует процесс фрезерования льда, рис. 10. Указанный расчет, в дополнение к требованиям IACS, может быть использован для уточненной оценки (проверки) несущей способности кромок лопасти (входящей, выходящей, концевой) от ледового нагружения.

Определение параметров расчета

КЭ-модель лопасти представлена на рис.8.

Для выполнения нестационарного расчета НДС МКЭ требуется задание параметров, характеризующих “динамику” процесса фрезерования льда лопастью (см. рис. 5). Далее индекс “1” относится к первому типу фрезерования, индекс “2” – ко второму типу фрезерования.

1. Определяется зона контакта со льдом (относительные радиусы $\bar{r}$, глубина “врезания” кромок в лед c).

Первый тип фрезерования реализуется на относительных радиусах $\bar{r}_1 = [0.6 - 1]$ (расчетное срединное сечение зоны контакта расположено на $(r_{\text{design}})_1 = 0.8R$); второй тип – на радиусах $\bar{r}_2 = [0.9 - 1]$ (расчетное срединное сечение зоны контакта расположено на $(r_{\text{design}})_1 = 0.95R$).

2. Задается расчетная скорость (частота) вращения ГВ на режиме фрезерования n_1, n_2 (об/с).

3. Рассчитывается средняя линейная скорость “врезания” кромок лопасти в лед V_{milling} (м/с) на расчетном радиусе r_{design} .

Для первого типа фрезерования:

$$(V_{\text{milling}})_1 = 2\pi n_1 \cdot [(r_{\text{design}})_1 = 0.8R]. \quad (8)$$

Для второго типа фрезерования:

$$(V_{milling})_2 = 2\pi n_2 \cdot [(r_{design})_2 = 0.95R]. \quad (9)$$

4. Определяется длина кромки лопасти (входящей w_1 , концевой w_2), фрезерующей лед, как показано на рис.5.

5. Рассчитывается характерное время фрезерования льда одной лопастью (время контакта):

$$t_{milling} \cong w/V_{milling}. \quad (10)$$

Указанное время $(t_{milling})_1, (t_{milling})_2$ принимается в качестве расчетного времени нагружения лопасти ледовым давлением в нестационарном расчете НДС МКЭ.

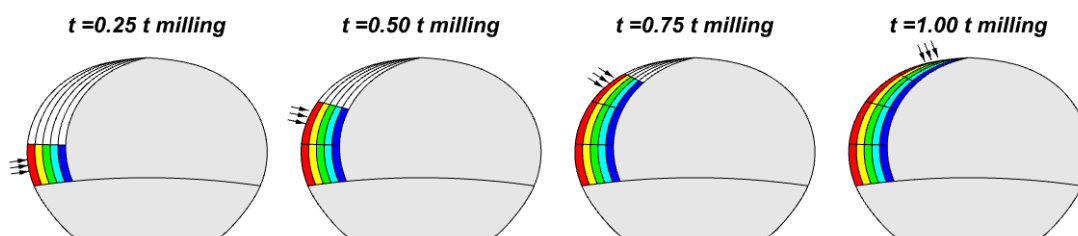
6. Параметры ледовых давлений $(p_{ice})_{max}, \overline{p_{ice}}(\xi)$ определяются по модернизированной ГДМ, с учетом действительных скоростей контакта лопасти со льдом $V_{milling}$, выражения (5)-(7), рис.7.

Ледовые давления прикладываются к поверхности лопасти с запаздыванием (так, как показано на рис.10), с учетом действительной зоны контакта кромки со льдом в процессе фрезерования. Контактные давления осредняются с учетом неодновременности разрушения льда вдоль w (масштабного фактора $k_{scale}(w)$), см. [1].

Дополнительно, к поверхности лопасти прикладываются локальные “выбросы” пиковых давлений (максимально-возможные, не осредненные значения) для различных вариантов контакта кромки со льдом (рис.10), что имитирует процесс фрезерования в различные моменты времени $t_{milling}$.

Процедура задания нагружения учитывает результаты численного решения нестационарной задачи (картины динамических НДС, рис.9), а также обеспечивает равенство интегральной ледовой силы на гребном винте величине, определенной по аналитическим зависимостям, см. выражение (4).

Первый тип фрезерования. Приложение ледовых давлений к лопасти



Второй тип фрезерования. Приложение ледовых давлений к лопасти

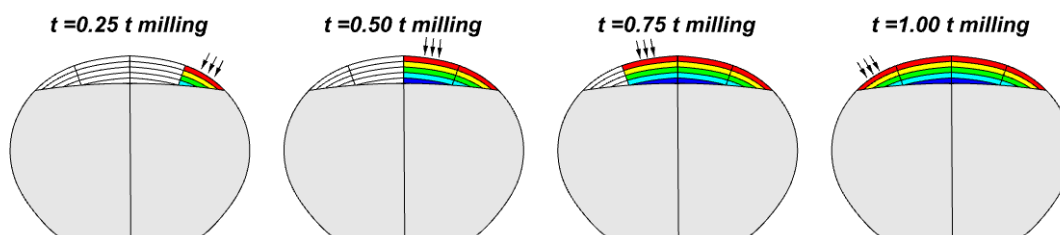


Рис. 10. Приложение ледовых давлений к поверхности лопасти для расчета НДС МКЭ (черными стрелками обозначены локальные “выбросы” пиковых ледовых давлений на кромках)

Основные результаты расчетов

Результаты нестационарного расчета НДС МКЭ представлены на рис. 11 (а), (б) для **первого** и **второго** типов фрезерования льда соответственно, которые включают картину распространения динамических напряжений в лопасти гребного винта в процессе взаимодействия. На рис. 11 (а), (б) также представлены результаты расчета НДС лопасти, регламентированного современными требованиями IACS, под действием равномерного давления, в статической постановке.

Зоны реализации повышенных напряжений в теле лопасти по результатам уточненного расчета на рис. 11 обозначены черными окружностями; белым обозначены расчетные сечения с максимальными напряжениями по результатам статического расчета МКЭ.

По результатам тестового расчета, максимальное превышение динамических напряжений в теле лопасти, по сравнению с регламентированным расчетом IACS (статический расчет), в опасных сечениях составляет порядка ~10-15%, рис.11, что требует дополнительного учета.

В целом показано, что уточненный (нестационарный) расчет позволяет более детально оценивать особенности НДС лопасти (зоны реализации повышенных напряжений) в процессе фрезерования льда и может быть рекомендован в дополнение к регламентированным расчетам для дополнительной оценки (проверки) несущей способности лопасти, включая ее кромки. Последнее особенно актуально при установке специализированной “острой” профилировки, для повышения пропульсивной эффективности современных ледокольных гребных винтов (ЛГВ).

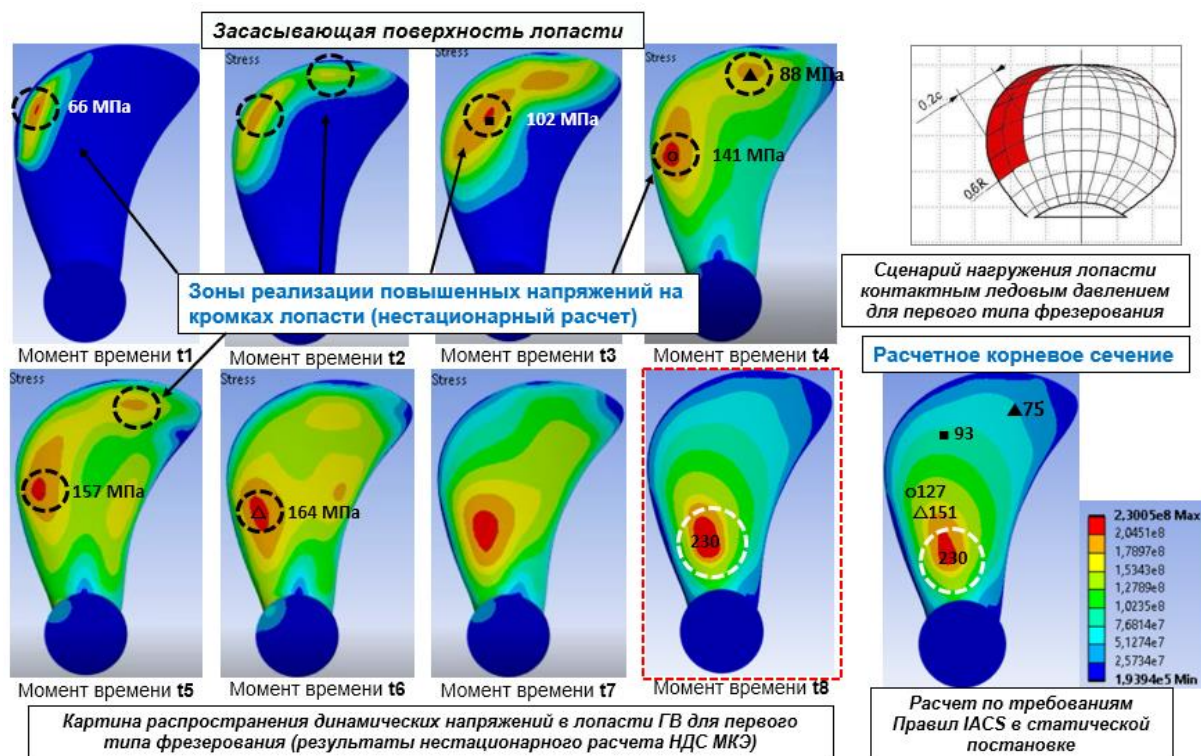


Рис. 11(а). Результаты нестационарного расчета НДС лопасти МКЭ: **первый тип** фрезерования; $t_{\text{milling}} = 0.08\text{c}$; $\Delta t = 0.01\text{ c}$

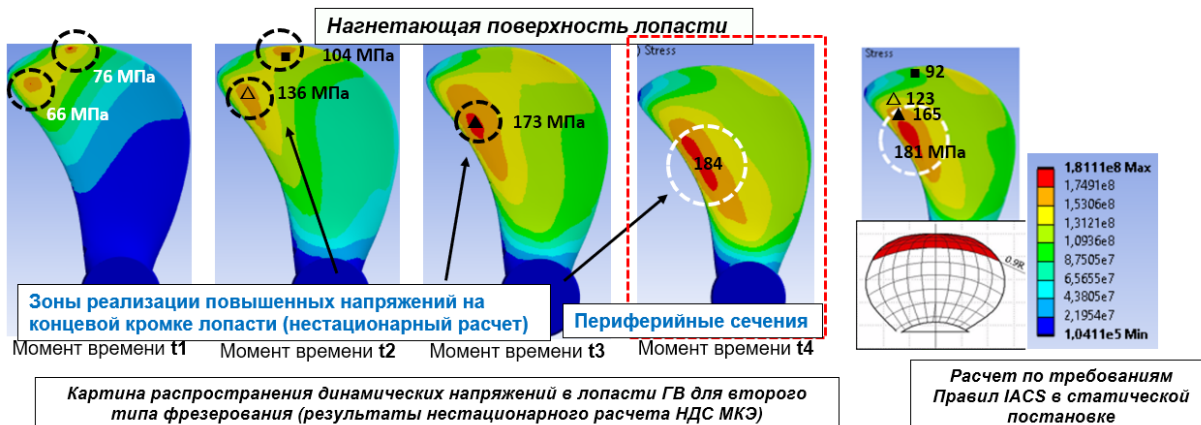


Рис. 11(б). Результаты нестационарного расчета НДС лопасти МКЭ: **второй тип** фрезерования; $t_{\text{milling}} = 0.08\text{c}$; $\Delta t = 0.02\text{ c}$

Заключение

В работе рассмотрена задача обеспечения несущей способности лопасти, включая кромки, современных ЛГВ, на которых для повышения их пропульсивной эффективности установлена специализированная «острая» профилировка.

В качестве расчетного для назначения ледовых нагрузок и прочных размеров принят режим фрезерования льда лопастью. Рассмотрены два типа фрезерования льда: входящей и концевой кромками лопасти.

Проанализированы современные подходы (требования Правил IACS, математические модели взаимодействия) к назначению ледовых нагрузок на лопасть и расчету ее прочности, в которых

реализован квазистатический подход к моделированию взаимодействия.

Показана необходимость дополнительных исследований поведения ледовой среды при высоких скоростях контакта (до ~30-40 м/с), а также особенностей нестационарного отклика лопасти гребного винта, включая ее кромки, в процессе фрезерования.

Для решения указанных задач использована разработанная авторами численная модель (метод частиц-МКЭ), позволяющая совместно решать проблему внешних сил и внутренних усилий.

Проведено численное моделирование процесса фрезерования льда лопастью гребного винта (1 и 2 типы фрезерования), получены картины распространения напряжений в лопасти (нестационарный расчет), рис.8-9.

Установлено, что максимальные динамические напряжения в лопасти, в т.ч. на ее кромках, на режиме фрезерования могут превосходить расчетные напряжения (по результатам регламентированных расчетов под действием равномерного, статического ледового нагружения), что является ошибкой в опасную сторону. Установленные зоны реализации повышенных напряжений требуют дополнительной оценки (проверки) в расчетах прочности.

Для этой цели, с учетом результатов решения связанной задачи, разработана методика динамического расчета НДС лопасти под действием пошагового ледового нагружения, которое имитирует процесс фрезерования льда лопастью, с учетом

установленной зависимости ледовых давлений от скорости фрезерования.

Предложенная методика может быть использована для уточненных (проверочных) расчетов НДС лопасти и оптимизации профилировки из условия совместного обеспечения ледовой прочности и высоких пропульсивных характеристик ЛГВ.

Полученные результаты не противоречат существующим подходам к назначению ледовых нагрузок на гребных винтах ($n \cdot D = 10 - 12$) и могут быть использованы в дополнение к действующим требованиям IACS, I3.

Литература

1. 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, 10, 742.
2. Belyashov V.A. Investigation of the Ice/Propeller Interaction Physical Processes and the Development of a Method for Predicting the Ice Loads Acting on Them. The Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia, 2000.
3. Andryushin A.V. Theory of Interaction Propeller with Ice. Ensuring the Operational Durability of the Elements of the Propulsion Complex of Icebreaking Vessels and Icebreakers. St. Petersburg, Russia, 2007.
4. Сборник нормативно-методических материалов. Книга двадцатая. НД № 2-139902025, Российский морской регистр судоходства, Санкт-Петербург, 2010.
5. Rules for Classification, DNV-GL, Pt. 6 Additional Class notations, Ch. 6 Cold climate, 12. Design machinery, 12.1 Design principles. 2021.
6. Правила классификации и постройки морских судов. Часть XVII "Дополнительные знаки символа класса и словесные характеристики, определяющие конструктивные или эксплуатационные особенности судна" Российский морской регистр судоходства, 2026.
7. Ice Class Regulations and the Application Thereof – TRAFICOM/68863/03.04.01.00/2021.
8. DNV-GL, Rules for Classification. Part 6 Additional class notations, Chapter 6 Cold climate. 2021.
9. Игнатьев М.А. Гребные винты судов ледового плавания. — Л.: Судостроение, 1966. — 114 с.
10. Кацман Ф.М., Яконовский С.В. Ледовые нагрузки, действующие на лопасти судовых гребных винтов // Морской флот, №11, 1967.
11. Беляшов В.А., Шпаков В.С. О механике разрушения льда лопастями гребных винтов // Механика и физика льда. — Москва, Наука, 1983, с. 21-29.
12. Veitch B. Prediction of ice contact forces on a marine screw propeller during the propeller-ice cutting process. Helsinki. *Acta Polytechnica Scandinavia. Mechanical engineering Series.* № 118, 1995.
13. Soininen H. A propeller-ice contact model. VTT Technical Research Centre of Finland. Espoo, 1998.
14. Koskinen P., Jussila M. Long-term measurements of ice loads on propeller blade of M/S Gudingen. Espoo, VTT, Research notes 1260, 1991.
15. Koskinen P., Jussila M., Soininen H. Propeller ice loads models. VTT Technical research center of Finland. Espoo. VTT Research Notes № 1739, 1996.
16. Koskinen P., Jussila M. et al. Marine propeller-ice interaction simulation and blade flexibility effect on contact load. Proceedings of the 23rd International POAC'15 Conference, Trondheim, Norway, 2015.
17. Jussila M. Ice cutting tests. Espoo: Technical Research Center of Finland. VTT Tutkimuksia, Research Reports 745, 1991.
18. Kurdumov V.A., Kheisin D.E. Hydrodynamic Model of the Impact of a Solid on Ice, *Prikladnaya Mehanika*, Vol. 12, No 10, (1976), pp. 103-109.
19. 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.
20. Родионов А.А., Рябушкин С.В. Использование бессеточных процедур для численного моделирования механического поведения льда в широком диапазоне внешних воздействий. *Морские интеллектуальные технологии.* 2024. № 3, часть 2., с. 83—94. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.011.
21. Родионов А.А., Рябушкин С.В. Применение бессеточных процедур для численного моделирования взаимодействия конструкций с ледовой средой при различных размерах зоны контакта. *Морские интеллектуальные технологии.* 2025. № 3 часть 2, С. 101—112. DOI: 10.37220/MIT.2025.69.3.013.
22. Родионов А.А., Рябушкин С.В. Применение бессеточных процедур для моделирования взаимодействия профиля лопасти гребного винта со льдом на режиме фрезерования. *Морские интеллектуальные технологии.* 2025. № 2 часть 1, С. 52—64. DOI: 10.37220/MIT.2025.68.2.005.
23. Родионов А.А., Рябушкин С.В. Силовой подход в численном моделировании маломасштабного контактного взаимодействия ледовой среды с внедряющимся индентором. *Морские интеллектуальные технологии.* 2024. № 4 часть 1, С. 57—68. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.006.

24. Родионов А.А., Рябушкин С.В. Энергетический подход в численном моделировании маломасштабного контактного взаимодействия ледовой среды с внедряющимся индентором. Морские интеллектуальные технологии. 2025. № 1 часть 1, С. 41—52. DOI: 10.37220/MIT.2025.67.1.004.
25. Родионов А.А., Рябушкин С.В. Расширение возможностей гидродинамической модели вытеснения ледового порошка для описания скоростного взаимодействия профиля лопасти гребного винта со льдом. Морские интеллектуальные технологии. 2025. № 3 часть 2, С. 73—81. DOI: 10.37220/MIT.2025.69.3.009.
26. Рябушкин С.В., Родионов А.А., Андрияшин А.В. Уточнение подходов по определению ледовых нагрузок на лопастях ледокольных гребных винтов // Транспортные системы (Transport Systems). 2025. № 4(38).
27. Carlton J. Marine Propellers and Propulsion. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007. 516 p.

References

1. 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, 10, 742.
2. Belyashov V.A. Investigation of the Ice/Propeller Interaction Physical Processes and the Development of a Method for Predicting the Ice Loads Acting on Them. The Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia, 2000.
3. Andryushin A.V. Theory of Interaction Propeller with Ice. Ensuring the Operational Durability of the Elements of the Propulsion Complex of Icebreaking Vessels and Icebreakers. St. Petersburg, Russia, 2007.
4. Collection of Regulating Documents. Book 20, ND No 2-139902-025; The Russian Maritime Register of Shipping, St. Petersburg, Russia, 2010.
5. Rules for Classification, DNV-GL, Pt. 6 Additional Class notations, Ch. 6 Cold climate, 12. Design machinery, 12.1 Design principles. 2021.
6. Rules for the Classification and Construction of sea-going ships. Part XVII "Distinguishing marks and descriptive notations in the Class notation specifying structural and operation particulars of ships". The Russian Maritime Register of Shipping, St. Petersburg, Russia, 2026.
7. Ice Class Regulations and the Application Thereof – TRAFICOM/68863/03.04.01.00/2021.
8. DNV-GL, Rules for Classification. Part 6 Additional class notations, Chapter 6 Cold climate. 2021.
9. Ignat'ev M.A. Grebnye vinty sudov ledovogo plavaniya [Propellers of Ice-Going Ships]. — L.: Sudostroenie, 1966. — 114 s.
10. Kacman F.M., YAkonoVskij S.V. Ledovye nagruzki, dejstvuyushchie na lopasti sudovyh grebnyh vintov [Ice Loads Acting on Ship Propeller Blades] // Morskoj flot, №11, 1967.
11. Belyashov V.A., SHpakov V.S. O mekhanike razrusheniya l'da lopastyami grebnyh vintov [On the Mechanics of Ice Failure by Propeller Blades] // Mekhanika i fizika l'da. — Moskva, Nauka, 1983, s. 21-29.
12. Veitch B. Prediction of ice contact forces on a marine screw propeller during the propeller-ice cutting process. Helsinki. Acta Polytechnica Scandinavia. Mechanical engineering Series. № 118, 1995.
13. Soininen H. A propeller-ice contact model. VTT Technical Research Centre of Finland. Espoo, 1998.
14. Koskinen P., Jussila M. Long-term measurements of ice loads on propeller blade of M/S Gudingen. Espoo, VTT, Research notes 1260, 1991.
15. Koskinen P., Jussila M., Soininen H. Propeller ice loads models. VTT Technical research center of Finland. Espoo. VTT Research Notes № 1739, 1996.
16. Koskinen P., Jussila M. et al. Marine propeller-ice interaction simulation and blade flexibility effect on contact load. Proceedings of the 23rd International POAC'15 Conference, Trondheim, Norway, 2015.
17. Jussila M. Ice cutting tests. Espoo: Technical Research Center of Finland. VTT Tutkimuksia, Research Reports 745, 1991.
18. Kurdumov V.A., Kheisin D.E. Hydrodynamic Model of the Impact of a Solid on Ice, Prikladnaya Mekhanika, Vol. 12, No 10, (1976), pp. 103-109.
19. 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.
20. Rodionov A.A., Ryabushkin S.V. Ispol'zovanie bessetochnyh procedur dlya chislennogo modelirovaniya mekhanicheskogo povedeniya l'da v shirokom diapazone vneshnih vozdeystvij [Usage of meshless procedures to numerical simulate the mechanical behavior of ice in a wide range of external influences]. Morskie intellektual'nye tekhnologii. 2024. № 3, chast' 2., s. 83—94. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.011.
21. Rodionov A.A., Ryabushkin S.V. Primenenie bessetochnyh procedur dlya chislennogo modelirovaniya vzaimodeystviya konstrukcij s ledovoj sredoy pri razlichnyh razmerah zony kontakta [Application of meshless procedures for numerical modeling of ice-structure interaction with varying contact area size]. Morskie intellektual'nye tekhnologii. 2025. № 3 chast' 2, S. 101—112. DOI: 10.37220/MIT.2025.69.3.013.
22. Rodionov A.A., Ryabushkin S.V. Primenenie bessetochnyh procedur dlya modelirovaniya vzaimodeystviya profilya lopasti grebnogo vinta so l'dom na rezhime frezerovaniya [Application of meshless procedures to numerical simulate the propeller blade profile interaction with ice in the milling mode]. Morskie intellektual'nye tekhnologii. 2025. № 2 chast' 1, S. 52—64. DOI: 10.37220/MIT.2025.68.2.005.
23. Rodionov A.A., Ryabushkin S.V. Silovoj podhod v chislennom modelirovanii malomasshtabnogo kontaktnogo vzaimodeystviya ledovoj sredy s vnedryayushchimsya indenterom [Force-based approach in numerical simulation of the small-scale contact interaction of ice medium with a penetrating indenter]. Morskie intellektual'nye tekhnologii. 2024. № 4 chast' 1, S. 57—68. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.006.
24. Rodionov A.A., Ryabushkin S.V. Energeticheskij podhod v chislennom modelirovanii malomasshtabnogo kontaktnogo vzaimodeystviya ledovoj sredy s vnedryayushchimsya indenterom [Energy-based approach in

- numerical simulation of the small-scale contact interaction of ice medium with a penetrating indenter]. Morskie intelektual'nye tekhnologii. 2025. № 1 chast' 1, S. 41—52. DOI: 10.37220/MIT.2025.67.1.004.
25. Rodionov A.A., Ryabushkin S.V. Rasshirenije vozmozhnostej gidrodinamicheskoy modeli vytesneniya ledovogo poroshka dlya opisaniya skorostnogo vzaimodejstviya profilya lopasti grebnogo vinta so l'dom [Expansion of the capabilities of the hydrodynamic model of ice powder extrusion to describe the high-speed interaction of propeller blade profile with ice]. Morskie intelektual'nye tekhnologii. 2025. № 3 chast' 2, S. 73—81. DOI: 10.37220/MIT.2025.69.3.009.
26. Ryabushkin S.V., Rodionov A.A., Andryushin A.V. Utochnenie podhodov po opredeleniyu ledovyh nagruzok na lopastyah ledokol'nyh grebnyh vintov [Improvement of Methods for Assessing Ice Loads on Icebreaker Propeller Blades] // Transportnye sistemy (Transport Systems). 2025. № 4(38).
27. Carlton J. Marine Propellers and Propulsion. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007. 516 p.

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

Родионов Александр Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры Строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 10, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Aleksandr A. Rodionov, Dr. Sci. (Eng), Professor, Head of the Department of Ship Mechanics, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Рябушкин Сергей Владимирович, аспирант кафедры Строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 10, e-mail: serg.ryabuschkin@yandex.ru

Sergey V. Ryabushkin, graduate student, Department of Ship Mechanics, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: serg.ryabuschkin@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 08.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.05.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 24.06.2026.

Научная статья

УДК 629.5.015.22

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.018>

Учет гидродинамических сил в трехмерных численных моделях задачи о столкновении судов

Родионов А.А.¹ rodionovsmk@yandex.ru, Карпенко Е.А.¹ evgeniakappenko@gmail.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В работе представлена физико-математическая модель взаимодействия судна с внешней водной средой в процессе ударной нагрузки при столкновении судов. Оцениваются параметры внешней нагрузки от сопротивления жидкости как сплошной среды при локальном низкоскоростном ударном воздействии на судно. Расчеты проводились на примере многоцелевого судна «Ямал Кречет». Корпус судна моделировался деформируемой конструкцией, при инерционных и жесткостных характеристиках реального судна. Движение судна определялось действием внешней ударной силы и тормозящей нагрузки, создаваемой на смоченной поверхности судна внешней жидкостью, рассматриваемой как сплошная среда. Давление на бортах судна при ударном воздействии определялось в процессе решения связанной задачи гидроупругости с помощью явных численных методов механики сплошной среды и теории упругости. Задача решалась в трёхмерной постановке. Результаты расчётов динамики корабельных конструкций по представленной модели сравнивались с результатами расчётов по моделированию таранимого судна твердым телом. На основании анализа ряда численных решений предложена аналитическая зависимость для расчета гидродинамической силы сопротивления воды при ударном нагружении корпуса судна.

Ключевые слова: математическое моделирование; численный метод; сила сопротивления воды; динамическая модель судна; метод крупных частиц; столкновение судов

Для цитирования: Родионов А.А., Карпенко Е.А. Учет гидродинамических сил в трехмерных численных моделях задачи о столкновении судов, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 157—165. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.018

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.018>

Consideration of hydrodynamic forces in three-dimensional numerical models of the ship collision problem

Alexander A. Rodionov¹ rodionovsmk@yandex.ru, Evgeniya A. Karpenko¹ evgeniakappenko@gmail.ru¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The paper presents a physico-mathematical model of the interaction of a vessel with the external aquatic environment during the impact load during a ship collision. The parameters of the external load from the resistance of a liquid as a continuous medium under local low-velocity impact on the vessel are estimated. The calculations were carried out using the example of the Yamal Gyrfalcon multipurpose vessel. The hull of the vessel was modeled by a deformable structure, with the inertial and rigidity characteristics of a real vessel. The movement of the vessel was determined by the action of an external impact force and a braking load created on the moistened surface of the vessel by an external liquid, considered as a continuous medium. The pressure on the sides of the vessel during impact was determined in the process of solving the related problem of hydroelasticity using explicit numerical methods of continuum mechanics and elasticity theory. The problem was solved in a three-dimensional formulation. The results of calculations of the dynamics of ship structures based on the presented model were compared with the results of calculations for modeling a rammed vessel with a solid body. Based on the analysis of a number of numerical solutions, an analytical dependence is proposed for calculating the hydrodynamic force of water resistance under shock loading of the hull.

Keywords: mathematical modeling; numerical method; water resistance force; dynamic ship model; large particle method; ship collision

For citation: Alexander A. Rodionov, Evgeniya A. Karpenko, Consideration of hydrodynamic forces in three-dimensional numerical models of the ship collision problem, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 157—165. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.018

Введение

Навигационные аварии в виде столкновений судов несут в себе угрозу человеческой жизни, экологический ущерб и экономические потери [1, 2].

Величина ущерба в значительной степени определяется объемами повреждений корпусов судов. Чтобы обеспечить безопасность и минимизировать последствия катастрофы, если она

произошла, на этапе проектирования необходимо выполнять расчеты на столкновения или, как их называют, расчеты на аварийную прочность.

Целью таких расчетов является: выполнение требований Международной конвенции по охране человеческой жизни на море (SOLAS), которая требует, чтобы суда оставались на плаву и были устойчивы после получения определенных повреждений; защита критически важных систем

(предотвращение разрыва корпуса, защита топливных танков, целостность цистерн с опасными грузами); оценка энергоемкости конструкций (обеспечение пассивной безопасности); обеспечение безопасности особо важных объектов (например, защита реактора атомной энергетической установки); расчет нагрузки на спасательные средства. Расчетное прогнозирование решает задачи определения критических параметров столкновения, оценку энергоемкости и живучести конструкций, моделирования физических процессов соударения. Для расчета аварийной прочности корпусов судов (то есть их способности противостоять разрушению при столкновениях, посадках на мель или ударах льда) инженеры используют комплекс методов: численные, аналитические и экспериментальные. На практике для достижения наибольшей точности и надежности они часто применяются в комбинации.

Наиболее полную информацию позволяют получить численные процедуры вариационно-разностного метода в форме метода конечных элементов. МКЭ реализуется с помощью мощных коммерческих программных комплексов. Их использование трудозатратно в плане подготовки детальной исходной информации и требует значительного времени для проведения расчетных исследований. Аналитические методы реализуются в инженерных процедурах. Они основываются на упрощенных физических моделях и позволяют быстро получать результаты оценки. Их использование наиболее эффективно на ранних стадиях проектирования и при создании бортовых интеллектуальных систем. Верификация численных и аналитических методов выполняется с помощью экспериментальных исследований натурных или полунатурных объектов. В настоящее время такие исследования уникальны и весьма трудозатратны. Аварийная прочность тесно связана с понятием риска, поэтому, детерминированные методы (аналитические и численные) дополняются вероятностными оценками. Здесь рассматриваются сценарии аварийных ситуаций с точки зрения самых опасных и наиболее вероятных для конкретного типа судна. А также оценивается целесообразность усиления отдельных конструкций не только с точки зрения прочности, но и с учетом стоимости ликвидации последствий аварии (например, разлива нефти).

Таким образом, современный расчет аварийной прочности — это многоэтапный процесс, где сложное компьютерное моделирование дополняется аналитическими моделями, которые в свою очередь совершенствуются по мере накопления опыта.

Оценка напряженно-деформируемого состояния корпусных конструкций судов при столкновениях приведена в опубликованных отечественных и зарубежных работах [3, 4, 5].

Для определения максимальных значений кинематических параметров судна необходимо построение динамических моделей судов и моделирование процессов соударения и взаимодействия с внешней водной средой, оказывающей существенную роль.

Наиболее опасный с точки зрения гибели судна сценарий столкновения: удар в борт под углом 90 градусов (рис.1). Известные аналитические модели

бортового тарана весьма консервативны и не учитывают влияние водной среды для таранимого судна. В работе предпринята попытка учета сил сопротивления воды на кинематические и силовые параметры таранимого судна, применяемая для аналитических оценок.



Рис. 1. Столкновение пассажирского парома с контейнеровозом

Одним из вариантов моделирования силы сопротивления водной среды является увеличение массы движимого в воде тела на величину присоединенной массы, зависящей от формы и его размеров тела [6, 7, 8]. Такой способ учета жидкости дает приемлемые результаты только при низкоскоростном воздействии на таранимое судно.

В работе силы сопротивления жидкости оцениваются с помощью трехмерной модели движения судна в бассейне жидкости. При этом корпус судна рассмотрен в двух вариантах: недеформируемый и деформируемый.

1. Модель задачи бортового тарана

Рассматривается свободно плавающее в жидкости судно с нулевой начальной скоростью.

Воздействие таранящего судна представляется результирующей силой F_0 , приложенной по вертикальной линии к борту на некотором расстоянии от миделевого сечения.

Под действием таранящей силы судно приходит в движение и может совершать поступательные перемещения вдоль координатных осей X , Y , Z и вращательные движения, характеризуемые углами бортовой качки (θ), килевой качки (ψ) и рыскания (χ) (рис.2).

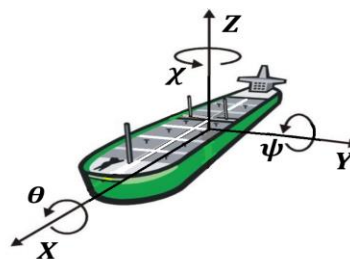


Рис.2. Степени свободы таранимого судна.

Таранящая сила уравнивается тормозящей нагрузкой — силой сопротивления жидкости, которая распределена по всей смоченной поверхности судна.

В общем случае поведение таранимого судна описывается шестью уравнениями, соответствующими шестью степеням свободы жесткого тела.

Сила тяжести и сила Архимеда (сила плавучести) на процесс сопротивления движению таранимого судна заметного влияния не оказывают, поэтому принимаются постоянными. Рассматривается линейная задача, и сумма решений, полученных для отдельных воздействий на судно, равна решению для их совокупного воздействия, то исследовать процесс вертикального воздействия со стороны гидродинамических сил на судно можно как отдельную задачу. Кроме того, пренебрежение оценкой вертикальных воздействий, приложенных в центре тяжести судна (сила тяжести и выталкивающая сила), в данной задаче связано с одновременностью процессов: для процесса качки [9] необходима периодическая резонансная сила, по сравнению с которой длительность воздействия ударной силы (десятичные доли секунд) считается импульсной.

Предварительные расчеты показали, что силы сопротивления воды при бортовом таране формируются, главным образом, в результате поступательного движения таранимого судна вдоль оси Y и вращения относительно оси Z (рыскания), обозначаемого углом χ .

Основная составляющая интенсивности тормозящей нагрузки $q(x, t)$ создается на бортах и вычисляется как интеграл и избыточного давления воды ($\Delta p(x, y, z, t)$) по высоте смоченной поверхности борта. Схема сил при бортовом таране представлена на рисунке 3.

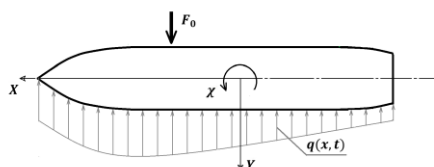


Рис. 3. Силы, рассматриваемые при бортовом таране.

Величина ударной силы F_0 задавалась на основе опубликованных ранее материалов [10] по моделированию столкновения судов. В рассматриваемой модели таранимая сила быстро возрастает до максимального значения F_0 и остается постоянной до окончания процесса удара. Избыточное давление Δp определялось в процессе решения связанной задачи гидроупругости, в которой динамика жидкости описывалась уравнениями газогидродинамики (1 - 5).

Движение сжимаемой жидкости описывается законами гидродинамики: сохранения массы (1) и импульса (2) – (4):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + w \frac{\partial \rho}{\partial z} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial y} + \rho \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0. \quad (4)$$

Здесь $u(x, y, z, t)$, $v(x, y, z, t)$, $w(x, y, z, t)$ – компоненты вектора скорости движения жидкости (воды) по осям x, y, z ; $\rho(x, y, z, t)$ – плотность; $p(x, y, z, t)$ – давление в воде.

Замыкающее систему (1)-(4) уравнение состояния воды принято в акустическом приближении [6]:

$$p = p_0 + c_0^2 (\rho - \rho_0), \quad (5)$$

где p_0 , ρ_0 , c_0 – атмосферное давление, плотность воды и скорость звука в воде в нормальных условиях.

2. Расчетная модель недеформируемого корпуса таранимого судна

Таранимое судно помещалось в расчетный бассейн (область жидкости), размеры которого значительно больше главных размерений судна. Корпус судна на всех этапах расчета принимался абсолютно жестким.

При численном решении задачи корпус судна по длине L разделяется на N малых призматических элементов. В пределах каждого i -го элемента ($i = 1, \dots, N$) его характеристики принимаются постоянными.

Уравнения движения дискретизированной модели судна имели вид

$$M \cdot a_{ц.м.}(t) = \sum_{i=1}^N f_i(t) + F_0, \quad (6)$$

$$J \cdot \varepsilon_{ц.м.}(t) = \sum_{i=1}^N f_i(t) \cdot x_i + F_0 \cdot x_0, \quad (7)$$

Здесь обозначено:

$a_{ц.м.}(t)$ – линейное ускорение центра масс судна;

$\varepsilon_{ц.м.}(t)$ – угловое ускорение центра масс судна;

x_0 – отстояние тараниющей силы от центра масс судна;

x_i – отстояние i -го элемента корпуса от центра масс судна;

$M \cdot a_{ц.м.}(t) = \sum_{i=1}^N m_i$ – масса корпуса судна;

$J = \sum_{i=1}^N m_i x_i^2$ – момент инерции масс судна;

m_i – масса i -го элемента корпуса;

$f_i(t)$ – сила сопротивления воды, действующая на i -й элемент корпуса судна.

Ускорения ($a_i(t)$) и скорости ($v_i(t)$) элементов корпуса судна вычислялись по зависимостям:

$$a_i(t) = a_{ц.м.}(t) + \varepsilon_{ц.м.}(t) \cdot x_i, \quad (8)$$

$$v_i(t) = v_{ц.м.}(t) + \omega_{ц.м.}(t) \cdot x_i, \quad (9)$$

где

$$\omega_{ц.м.}(t) = \varepsilon_{ц.м.}(t) \cdot t. \quad (10)$$

Система уравнений для водного бассейна (1)-(5) и уравнения движения судна в водной среде (6)-(7) дополнялись необходимыми граничными условиями на свободной поверхности и на смоченной поверхности судна. Численное решение задачи выполнялось с помощью метода крупных частиц [11, 12].

Сам процесс вычислений состоит из многократного повторения шагов по времени. Расчет каждого такого шага разбивается на три этапа.

1. На эйлеровом этапе расчета изменяются лишь величины, относящиеся к ячейке в целом, а жидкость предполагается моментально заторможенной. Вычисляются промежуточные значения для скорости жидкости, полученные в момент времени $t^{n+1} = t^n + \Delta t$ в предположении постоянного значения плотности в ячейках:

$$\tilde{u}_{i,j,k}^n = u_{i,j,k}^n - \frac{\rho_{i+1/2,j,k}^n - \rho_{i-1/2,j,k}^n}{\Delta x} \frac{\Delta t}{\rho_{i,j,k}^n}, \quad (11)$$

где n – номер временного шага. Конечно-разностные уравнения для промежуточных значений v и w записываются аналогично по направлениям y и z .

2. На лагранжевом этапе рассчитываются эффекты переноса среды, учитывающие массовый обмен между ячейками:

$$\Delta M_{i+1/2,j,k}^n = \begin{cases} \rho_{i,j,k}^n \frac{\tilde{u}_{i,j,k}^n + \tilde{u}_{i+1,j,k}^n}{2} \Delta y \Delta z \Delta t, & \text{при } \tilde{u}_{i,j,k}^n + \tilde{u}_{i+1,j,k}^n \geq 0, \\ \rho_{i+1,j,k}^n \frac{\tilde{u}_{i,j,k}^n + \tilde{u}_{i+1,j,k}^n}{2} \Delta y \Delta z \Delta t, & \text{при } \tilde{u}_{i,j,k}^n + \tilde{u}_{i+1,j,k}^n < 0. \end{cases} \quad (12)$$

Для всех видов записи ΔM^n характерен учет направления жидкости на данной границе.

3. На заключительном этапе осуществляется перераспределение массы и импульса по пространству, и определяются их новые значения в момент времени $t^{n+1} = t^n + \Delta t$. Так, уравнение неразрывности в конечно-разностной форме имеет следующий вид:

$$M_{i,j,k}^{n+1} = M_{i,j,k}^n + \Delta M_{i-1/2,j,k}^n - \Delta M_{i+1/2,j,k}^n + \Delta M_{i,j-1/2,k}^n - \Delta M_{i,j+1/2,k}^n + \Delta M_{i,j,k-1/2}^n - \Delta M_{i,j,k+1/2}^n. \quad (13)$$

Аналогичные соотношения выполняются для закона сохранения импульса. Новые значения плотности, компонент вектора скорости жидкости и давления:

$$\rho_{i,j,k}^{n+1} = \rho_{i,j,k}^n + \frac{\Delta M_{i-1/2,j,k}^n - \Delta M_{i+1/2,j,k}^n + \Delta M_{i,j-1/2,k}^n - \Delta M_{i,j+1/2,k}^n}{\Delta x \Delta y \Delta z} + \frac{\Delta M_{i,j,k-1/2}^n - \Delta M_{i,j,k+1/2}^n}{\Delta x \Delta y \Delta z}, \quad (14)$$

$$u_{i,j,k}^{n+1} = \frac{\rho_{i,j,k}^n}{\rho_{i,j,k}^{n+1}} \tilde{u}_{i,j,k}^n + \frac{\tilde{u}_{i-1,j,k}^n \Delta M_{i-1/2,j,k}^n - \tilde{u}_{i,j,k}^n \Delta M_{i+1/2,j,k}^n}{\rho_{i,j,k}^{n+1} \Delta x \Delta y \Delta z} + \frac{\tilde{u}_{i,j-1,k}^n \Delta M_{i,j-1/2,k}^n - \tilde{u}_{i,j,k}^n \Delta M_{i,j+1/2,k}^n}{\rho_{i,j,k}^{n+1} \Delta x \Delta y \Delta z} + \frac{\tilde{u}_{i,j,k-1}^n \Delta M_{i,j,k-1/2}^n - \tilde{u}_{i,j,k}^n \Delta M_{i,j,k+1/2}^n}{\rho_{i,j,k}^{n+1} \Delta x \Delta y \Delta z}, \quad (15)$$

$$p_{i,j,k}^{n+1} = c_0^2 (\rho_{i,j,k}^{n+1} - \rho_0). \quad (16)$$

На границах расчетной области для жидкости ставится условие «жесткой стенки» или «не протекания» перетоки масс и импульса равны нулю. Для этого в конце первого этапа метода крупных

частиц вводятся фиктивные приграничные ячейки и выполняется условие:

$$\begin{aligned} \tilde{u}_{N+1,j,k}^n &= -\tilde{u}_{N,j,k}^n, \\ \tilde{v}_{i,M+1,k}^n &= -\tilde{v}_{i,M+1,k}^n, \quad \tilde{w}_{i,j,P}^n = -\tilde{w}_{i,j,P+1}^n \end{aligned} \quad (17)$$

где N, M, P – число элементов расчетной области моделирования жидкости по длине, ширине и глубине соответственно. В конце третьего этапа метода крупных частиц необходимо выполнение условий:

$$\rho_{N+1,j,k}^{n+1} = \rho_{N,j,k}^n; \quad \rho_{N+1,j,k}^{n+1} = \rho_{N,j,k}^n; \quad u_{N+1,j,k}^{n+1} = -u_{N,j,k}^n \quad (18)$$

$$\rho_{i,M+1,k}^{n+1} = \rho_{i,M,k}^n; \quad \rho_{i,M+1,k}^{n+1} = \rho_{i,M,k}^n; \quad v_{i,M+1,k}^{n+1} = -v_{i,M,k}^n \quad (19)$$

$$\rho_{i,j,P+1}^{n+1} = \rho_{i,j,P}^n; \quad \rho_{i,j,P+1}^{n+1} = \rho_{i,j,P}^n; \quad w_{i,j,P+1}^{n+1} = -w_{i,j,P}^n \quad (20)$$

Аналогично выполняется равенство нулю для перетоков масс и импульса в области границ твердого тела.

Давление в ячейках на разделе жидкости и воздуха рассчитывается по методу концентраций для двухкомпонентной среды [12]. Граничные с твердым телом (контур сечения судна) ячейки жидкости изменяют свой объем в соответствии с движением погруженного твердого тела, что учитывается в процессе определения параметров в заключительном этапе метода крупных частиц [13, 14].

3. Расчетная модель деформируемого корпуса таранимого судна

Предполагается, что под действием таранящей силы $F_0(t)$ корпус судна может деформироваться (изгибаться) в горизонтальной плоскости. При этом жесткостные и инерционные характеристики корпуса моделировались поведением эквивалентной пластины, топологические размеры которой соответствовали размерам верхней палубы.

Использовались уравнения динамического поведения пластин в горизонтальной плоскости (x, y):

$$\frac{\partial T_x}{\partial x} + \frac{\partial S}{\partial y} = \rho \cdot \delta \cdot \frac{\partial^2 u_x}{\partial t^2}, \quad (21)$$

$$\frac{\partial T_y}{\partial y} + \frac{\partial S}{\partial x} = \rho \cdot \delta \cdot \frac{\partial^2 u_y}{\partial t^2}, \quad (22)$$

где u_x, u_y – компоненты вектора перемещений элементов пластины, δ – приведенная толщина деформируемого корпуса, $\rho(x)$ – приведенная плотность, T_x, T_y, S – нормальные и касательное усилия, вид которых в случае упругой работы материала:

$$\begin{aligned} T_x &= \frac{E \delta}{1-\nu^2} \cdot (\varepsilon_x + \nu \varepsilon_y), \quad T_y = \frac{E \delta}{1-\nu^2} \cdot (\varepsilon_y + \nu \varepsilon_x), \\ S &= \frac{E \delta}{2(1+\nu)} \cdot \varepsilon_{xy}, \end{aligned} \quad (23)$$

где E – модуль Юнга материала пластины, ν – коэффициент Пуассона. Выражения для компонентов тензора деформации пластины:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x}, \varepsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial y}, \varepsilon_{xy} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \right). \quad (24)$$

При достижении в корпусе напряжений текучести использовалась теория пластического течения [15].

Внешняя нагрузка задавалась на кромках пластины задавалась по схеме, указанной на рисунке 3.

Решение систем уравнений осуществляется с помощью явных численных методов: метода крупных частиц для движения жидкости и метода крест для движения деформированного корпуса. Разностная схема метода крест подробно изложена в материалах [15, 16].

4. Пример численных расчетов реакции жидкости для недеформируемого и деформируемого корпуса

В качестве таранимого судна принят арктический контейнеровоз «Ямал-Кречет» (рис.4), поскольку по имеющейся информации именно с этим судном ночью 26 января в Карском море в суровых условиях Арктики столкнулся атомный ледокол проекта №10521 «50 лет Победы» [17].

Главные технические характеристики контейнеровоза: длина — 153,22 м; ширина — 23,6 м; высота борта — 13,5 м; максимальная осадка — 9,75 м; валовая вместимость — 13 066 ед.; дедвейт — 20144 т; скорость — 17 узл.; мощность главного двигателя — 8250 кВт.

Общее схема судна и одним из вариантов распределения весовой нагрузки корпуса представлены на рисунке 5.



Рис. 4. Арктический контейнеровоз «Ямал Кречет»

В работе использованы жесткостные и инерционные характеристики корпуса.

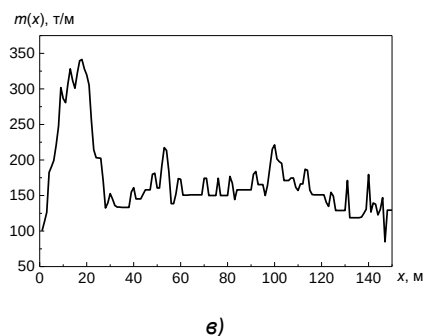
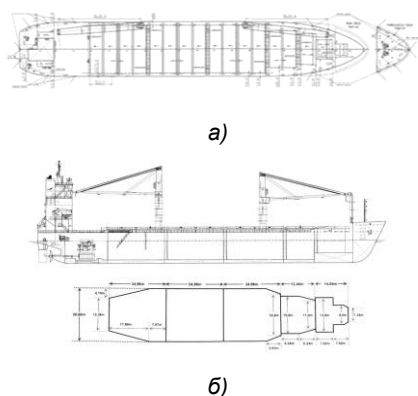


Рис. 5. Схемы общего расположения корпуса судна: а) вид сверху; б) продольный разрез и грузовые помещения; в) распределение весовой нагрузки по длине корпуса (т/м).

Расчетные исследования бортового тарана под действием таранящей силы F_0 , приложенной ближе к носу с левого борта, проводились в предположении недеформируемого корпуса и с учетом его деформации изгиба в горизонтальной плоскости. Рассматривались особенности распределения избыточного давления по смоченной поверхности корпуса и его зависимость от времени, что обеспечивает формирования силы сопротивления жидкости в процессе тарана. Характерные фрагменты проведенных исследований представлены ниже.

На рисунке 6 приведены результаты по изменению избыточного давления в воде по левому и правому бортам на различных заглублениях относительно осадки.

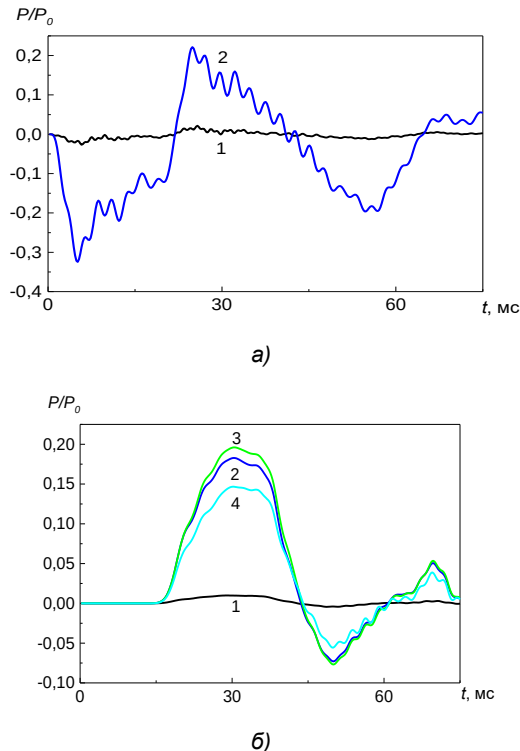


Рис. 6. Избыточные давления в процессе тарана: а) по левому борту; б) по правому борту; 1 - заглубление 1 м; 2 - заглубление 4 м; 3 - заглубление 6 м; 4 - заглубление 7 м.

Малые значения избыточного давления на глубине одного метра на левом и правом бортах обусловлены влиянием свободной поверхности.

В исследованиях варьировались районы приложения таранящей силы и определялась величина полной силы сопротивления как интеграл избыточного давления по всей смоченной поверхности корпуса. Изменение полной силы сопротивления для недеформируемой и деформируемой моделей представлены на рисунках 7 и 8, соответственно.

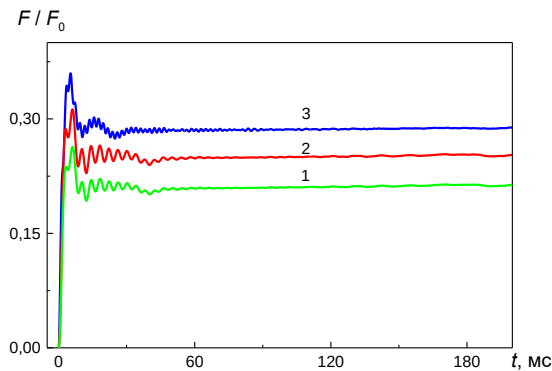


Рис. 7. Изменение полной силы сопротивления жидкости для модели таранимого судна как твёрдого тела для различных районов приложения таранящей силы: 1 – кормовой район; 2 – центр масс; 3 – носовой район.

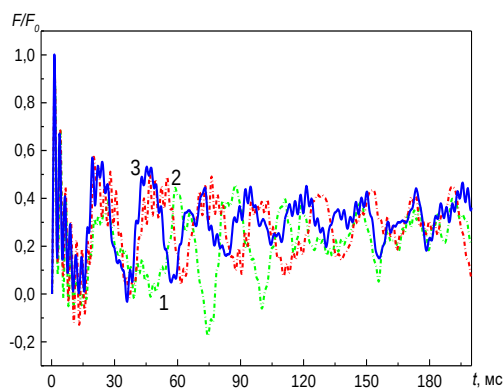
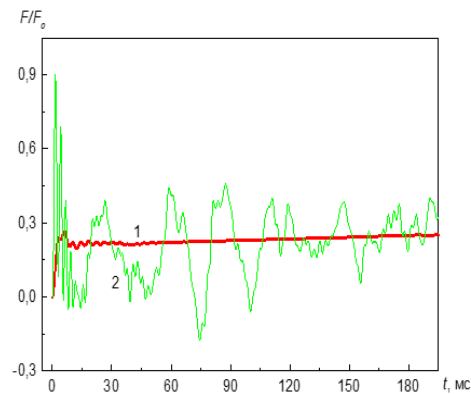


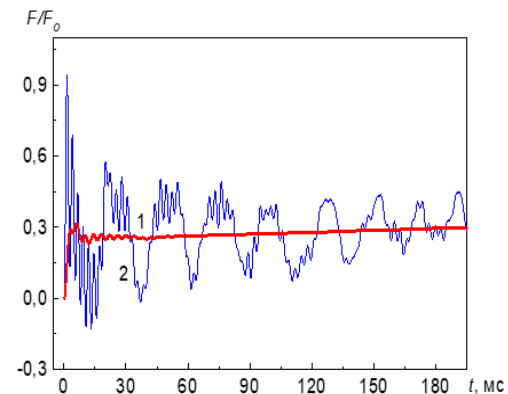
Рис. 8. Изменение полной силы сопротивления жидкости для деформируемой модели таранимого судна для различных районов приложения таранящей силы: 1 – кормовой район; 2 – центр масс; 3 – носовой район.

Сопоставление вычисленных значений полной силы сопротивления для различных моделей корпуса таранимого судна выполнено на рисунке 9. Здесь представлены два варианта приложения таранящей силы: в кормовом районе и в районе центра масс.

Результаты расчетов показали, как согласованность значений сил сопротивления воды при таране судна, рассчитанных по обеим моделям при изменении района тарана, так и отличия в них, связанные с влиянием колебаний деформируемого корпуса.



а)



б)

Рис. 9. Изменение полной силы сопротивления жидкости для твердотельной и деформируемой моделей судна для различных районов приложения таранящей силы: а) в кормовой район; б) в район центра масс; 1 – жесткий корпус; 2 – деформируемый корпус.

Значения силы сопротивления жидкости, полученные с учетом деформируемости корпуса, осциллируют относительно значений модели жесткого корпуса. Локальные пики в 2-3 раза отличались от средних значений.

На основе результатов выполненных расчетов получена аппроксимация сопротивления жидкости, которая использована в дальнейших исследованиях.

5. Уточнение аналитической формулы для определения гидродинамической силы сопротивления в задаче движения таранимого судна

На основе анализа ряда результатов численных решений предложена аналитическая зависимость для определения гидродинамической силы сопротивления при таране судна, по структуре аналогичная приближенному решению для оценки силы реакции жидкости при воздействии подводной ударной волны на бесконечно длинный круговой цилиндр [6, 18]:

$$q_w(x, t) = T \cdot \rho_0 \cdot c_0 \cdot \int_0^t \ddot{W}(x, \tau) \cdot \psi(t - \tau) d\tau. \quad (25)$$

Здесь обозначено:

$$\psi(t) = e^{-\left(A \cdot \frac{t}{\tau_0}\right)} \cos\left(A \cdot \frac{t}{\tau_0}\right), \quad (26)$$

$$\tau_0 = T / c_0.$$

где T – осадка судна;

c_0 – скорость звука в воде;

t – подынтегральное время;

$\ddot{W}(x, \tau)$ – ускорения точек кромок пластины в горизонтальном направлении;

A – эмпирический коэффициент.

Для рассматриваемого примера таранимого судна значение коэффициента $A=0,78$ определено на основании серии численных расчетов.

Сопоставление полученной по зависимости (25) относительной силы сопротивления с результатами численных решений представлено на рисунке 10. Здесь гидродинамическая сила сопротивления отнесена к внешней силе таранимого судна.

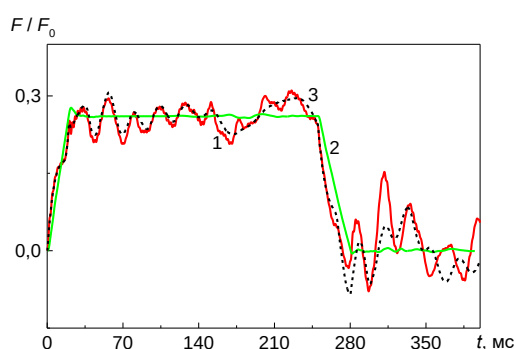


Рис. 10. Зависимость относительной силы сопротивления жидкости от времени: 1 – численный расчет по модели деформируемого корпуса; 2 – численный расчет по модели недеформируемого корпуса 3 – по аналитической зависимости (25) по модели деформируемого корпуса.

Аналитическая зависимость позволяет получать достаточно надежную оценку силы сопротивления без громоздких численных расчетов.

Заключение

В работе представлена физико-математическая модель взаимодействия судна с внешней водной средой в процессе ударного нагружения, возникающего при столкновении судов. Проведена оценка параметров внешней нагрузки от сопротивления жидкости как сплошной среды при локальном низкоскоростном ударном воздействии на судно.

Расчеты проводились на примере многоцелевого судна «Ямал Кречет». Корпус судна моделировался деформируемой конструкцией в соответствии с геометрией типового сухогрузного судна, использованы геометрические и массовые параметры данного судна.

Движение таранимого судна связано с действием внешней ударной силы и тормозящей нагрузки, создаваемой на бортах водной средой.

Давление на бортах судна определялось в процессе решения связанной задачи с помощью явных численных методов механики сплошной среды, включающей механику жидкости и механику деформируемого твердого тела.

Задача определения реакции воды как сплошной среды при ударном деформировании и движении корпуса судна решена в трёхмерной постановке. Сравнение результатов расчётов динамики корабельных конструкций по представленной модели показало их хорошую согласованность.

Достоверность результатов расчётов по представленной модели судна подтверждается согласованностью с расчетами движения таранимого судна, моделируемого твердым телом с геометрическими и массовыми параметрами сухогрузного судна «Ямал Кречет».

На основании анализа ряда численных решений предложено представление в аналитическом виде гидродинамической нагрузки при столкновении судов, что позволяет сократить объемы численных вычислений.

Литература

1. Норвежский фрегат после столкновения с танкером ушел под воду, 08.11.2018. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.interfax.ru/world/637685>
2. Two Royal Navy warships collide off coast of Bahrain, 20.01.24 [Электронный ресурс]. URL: <https://russian.rt.com/world/news/1260723-bahrain-vms-stolknovenie>
3. Minorsky V. U. An analysis of ship collisions with reference to protection of nuclear power plants. Journal of ship research. 1959, № 8.
4. Апполонов Е.М., Нестеров А.Б. Проблемы обеспечения безопасности судов при навигационных авариях за счет регламентации размеров конструктивных элементов корпуса. // Судостроение. - №4, 2004 г.
5. Лепп Ю.Ф.. Учет энергопоглощающей способности борта крупнотоннажных танкеров при столкновении. «Вопросы судостроения», серия «Проектирование судов», 1978г., вып. 17, стр. 115 – 120.
6. Замышляев Б. В., Яковлев Ю. С. Динамические нагрузки при подводном взрыве. Л., «Судостроение», 1967. – 388 с.
7. Риман И.С., Крепс Р.Л. Присоединенные массы тел различной формы. Тр. ЦАГИ, №635, 1947.
8. Короткин А.И. Присоединенные массы судостроительных конструкций: Справочник. – СПб.: Мор Вест, 2007 – 448 с.
9. Ремез Ю.В. Качка корабля. Л.: Судостроение, 1983 – 328 с.
10. Карпенко Е.А., Родионов А.А. Использование одномерных моделей при динамическом анализе процесса столкновения судов. Труды Крыловского государственного научного центра. Специальный выпуск 1(2), 2022, с.13-19.
11. Белоцерковский О.М.: Численное моделирование в механике сплошных сред: 2-е изд., перераб.и доп. – М.: Физматлит., 1994 – 448 с.

12. Бабкин А. В., Колпаков В. И., Охитин В. Н., Селиванов В. В. Прикладная механика сплошных сред: Численные методы в задачах физики быстротекающих процессов: Том 3. М. МГТУ 2005. – 518 с.
13. Кормилицын Ю.Н., Мельников С.Ю. Томашевский В.Т. Подводный взрыв и его взаимодействие со средами и преградами. СПб.: Наука, 2006– 243 с.
14. Перцев А. К., Кадыров С. Г. Воздействие подводного взрыва на элементы корабля. - СПб.: СПбГМТУ, 2009. - 320 с. Кормилицын Ю.Н., Мельников С.Ю. Томашевский В.Т. Подводный взрыв и его взаимодействие со средами и преградами. СПб.: Наука, 2006– 243 с.
15. Качанов Л.М. Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. – 420 с.
16. Родионов А.А., Карпенко Е.А. (2020) Исследование динамического процесса удара круговых цилиндров об абсолютно жесткую преграду. Морские интеллектуальные технологии, № 4(50), Т.3, С.11 – 17.
17. Атомный ледокол врезался в сухогруз из Архангельска: видео происшествия в Карском море – 29.01.2025. [Электронный ресурс]. URL: <https://29.ru/text/incidents/2025/01/29/75041126/>
18. Григолюк Э. И., Горшков А. Г. Нестационарная гидроупругость оболочек. Л., «Судостроение», 1974. – 207с

References

1. Norvezhskij fregat posle stolknoveniya s tankerom ushel pod vodu [Norwegian frigate sank after collision with tanker], 08.11.2018. [Elektronnyj resurs]. URL: <https://www.interfax.ru/world/637685>
2. Two Royal Navy warships collide off coast of Bahrain, 20.01.24 [Elektronnyj resurs]. URL: <https://russian.rt.com/world/news/1260723-bahrein-vms-stolknovenie>
3. Minorsky V. U. An analysis of ship collisions with reference to protection of nuclear power plants. Journal of ship research. 1959, № 8.
4. Appolonov E.M., Nesterov A.B. Problemy obespecheniya bezopasnosti sudov pri navigacionnyh avariyah za schet reglamentacii razmerov konstruktivnyh elementov korpusa [Problems of ensuring the safety of ships in navigation accidents due to the regulation of the sizes of structural elements of the hull] Sudostroenie. -№4, 2004 g.
5. Lepp YU.F. Uchet energopogloshchayushchej sposobnosti borta krupnotonnazhnyh tankerov pri stolknovenii. [Accounting for the energy-absorbing capacity of large-tonnage tankers in a collision.] «Voprosy sudostroeniya», seriya «Proektirovanie sudov», 1978g., vyp. 17, pp. 115 – 120.
6. Zamyshlyayev B. V., Yakovlev Yu. S. Dinamicheskie nagruzki pri podvodnom vzryve. [Dynamic loads during underwater explosion] L., «Sudostroenie», 1967. – 388 p.
7. Riman I.S., Kreps R.L. Prisoedinennye massy tel razlichnoj formy. [Added masses of bodies of various shapes] Tr. CAGI, №635, 1947.
8. Korotkin A.I. Prisoedinennye massy sudostroitel'nyh konstrukcij [Added Masses of Ship Structures]: Spravochnik. SPb.: Mor Vest, 2007 – 448 p.
9. Remez YU.V. Kachka korablya [Ship Rocking]. L.: Sudostroenie, 1983 – 328 p.
10. Karpenko E.A., Rodionov A.A. Ispolzovanie odnomernykh modelej pri dinamicheskom analize processa stolknoveniya sudov.[Using of one-dimensional models in the dynamic analysis of the ship collision process] Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra. Special'nyj vypusk 1(2), 2022, pp.13-19.
11. Belocerkovskij O.M.: Chislennoe modelirovanie v mekhanike sploshnyh sred: 2-e izd., pererab.i dop. [Numerical modeling in continuum mechanics] – M.: Fizmatlit., 1994 – 448 p.
12. Babkin A. V., Kolpakov V. I., Ohitin V. N., Selivanov V. V. Prikladnaya mekhanika sploshnyh sred: Chislennye metody v zadachah fiziki bystroprotekayushchih processov: [Applied Continuum Mechanics: Numerical Methods in Problems in the Physics of Fast Processes: Vol. 3. M. BMSTU] Tom 3. M. MGTU 2005. – 518 p.
13. Kormilicyn Yu.N., Mel'nikov S.Yu. Tomashevskij V.T. Podvodnyj vzryv i ego vzaimodejstvie so sredami i pregradami.[Underwater explosion and its interaction with environments and barriers] SPb.: Nauka, 2006– 243 p.
14. Pertsev A. K., Kadyrov S. G. Vozdejstvie podvodnogo vzryva na elementy korablya [The impact of an underwater explosion on the ship's elements]. - SPb.: SPbGMTU, 2009. - 320 p.
15. Качанов Л.М. Основы теории пластичности [Fundamentals of the Theory of Plasticity]. М.: Наука, 1969. – 420 p.
16. Rodionov A.A., Karpenko E.A. (2020) Issledovanie dinamicheskogo processa udara krugovyh cilindrov ob absolutno zhestkuyu pregradu [Research on the dynamics of impact of elastic-plastic cylindrical rod against an absolutely rigid barrier]. Morskie intelektual'nye tekhnologii, № 4(50), Т.3, pp.11 – 17.
17. Atomnyj ledokol vrezalsya v suhogruz iz Arhangel'ska: video proisshestviya v Karskom more [The nuclear-powered icebreaker crashed into a bulk carrier from Arkhangelsk: video of the incident in the Kara Sea.] – 29.01.2025. [Elektronnyj resurs]. URL: <https://29.ru/text/incidents/2025/01/29/75041126/>
18. Grigolyuk E. I., Gorshkov A. G. Nestacionarnaya gidrouprugost' obolochek. [Nonstationary Hydroelasticity of Shells.] L., «Sudostroenie» 1974. – 207 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

Родионов Александр Александрович, 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

Alexander A. Rodionov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Ship Mechanics, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Карпенко Евгения Алексеевна, аспирант кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: evgeniakappenko@gmail.com

Evgeniya A. Karpenko, Graduate student of Department of Ship Mechanics, St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: evgeniakappenko@gmail.com

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 10.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after review in 20.04.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 20.05.2026.

Научная статья

УДК 531.391.1:532.5.011

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.019>

Особенности расчета параметров вибрации пакета трубопроводов

Мелконян А.Л.¹ mel1950@mail.ru, Николаев Д.А.¹ d.nikolaev@d-nik.de, Яремчук С.А.¹ remeyak@yandex.ru¹Санкт-Петербургский Государственный Морской Технический Университет

Аннотация. Представляемая работа отражает дальнейшее развитие подходов, использованных авторами в предыдущих статьях, посвященных разработке математической модели, алгоритма и программы расчета параметров вибрации трубопровода при движении по нему идеальной жидкости. Суть этих подходов состоит в конструировании для трубопровода конечно-элементной модели из базовых элементов, каждый из которых, в свою очередь, состоит из подэлементов, индуцирующих в процессе вибрации, соответствующие дополнительные усилия. Учет влияния дополнительных факторов потребовал введения в модель дополнительных подэлементов в предыдущих работах. Построение соответствующего алгоритма расчета, учитывающего наличие дополнительных элементов, опирается, как и прежде, на применение метода парциальных откликов, что позволяет выполнить принцип соответствия устойчивости рассматриваемого процесса и алгоритма расчета. Для разработанного алгоритма была составлена программа расчета, позволяющая получить параметры вибрации для пакета трубопроводов. В качестве демонстрации работоспособности программы были выполнены расчеты параметров вибрации пакета трубопроводов. Результаты достаточно хорошо согласуются с представлениями о физике рассматриваемого процесса, что подтверждает работоспособность разработанных алгоритма и программы.

Ключевые слова: квазиодномерная конечно-элементная модель, квазистатическая аналогия, метод комплексного параметра, парциальные отклики и параметры.

Для цитирования: Мелконян А.Л., Николаев Д.А., Яремчук С.А. Особенности расчёта параметров вибрации пакета трубопроводов, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 166—174. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.019

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.019>

Features of calculation of vibration parameters of the pipeline package

Armen L. Melkonian¹ mel1950@mail.ru, Dmitry A. Nikolaev¹ d.nikolaev@d-nik.de,Sergei A. Yaremchuk¹ remeyak@yandex.ru¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The presented work reflects the further development of the approaches used by the authors in previous articles on the development of a mathematical model, algorithm, and program for calculating the vibration parameters of a pipeline when an ideal fluid flows through it. The essence of these approaches is to construct a finite-element model for the pipeline from basic elements, each of which, in turn, consists of sub-elements that induce corresponding additional forces during vibration. In previous works, the influence of additional factors required the introduction of additional sub-elements into the model. The construction of an appropriate calculation algorithm that takes into account the presence of additional elements is based, as before, on the use of the partial response method, which allows for the implementation of the principle of consistency between the stability of the process under consideration and the calculation algorithm. A calculation program was developed for the algorithm, which allows to obtain vibration parameters for a package of pipelines. As a demonstration of the program's functionality, calculations of vibration parameters of a package of pipelines were performed. The results are quite well consistent with the ideas about the physics of the process under consideration, which confirms the functionality of the developed algorithm and program.

Key words: quasi-one-dimensional finite element model, quasi-static analogy, complex parameter method, partial responses and parameters.

For citation: Armen L. Melkonian, Dmitry A. Nikolaev, Sergei A. Yaremchuk Features of calculation of vibration parameters of the pipeline package, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 166—174. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.019

Введение

Трубопроводы активно применяются в современном мире для различного рода целей. В частности, особенно полезны пакеты трубопроводов (комплекс трубопроводов, соединенных между собой параллельно). Они применяются в конденсаторах, обогревательных элементах и так далее. Очень важно оценивать вибрацию таких конструкций, так как она негативно сказывается на их эксплуатации [1-

5]. Помимо собственных частот необходимо также исследовать параметры вибрации (амплитуды смещений, внутренние усилия, опорные реакции [6-13]).

В предыдущих работах авторами настоящей статьи были созданы: математическая модель [6-8], алгоритм [9] и программа расчёта параметров вибрации [10] для моделирования и расчета многоопорных, непризматических и криволинейных трубопроводов [12].

Благодаря этому, созданная ранее программа

Rahmen [13] для расчета балок и ферм была оснащена дополнениями, описанными выше (возможность задания непрямоугольности, криволинейности и многоопорности трубопровода).

Кроме того, появилась возможность задания движения идеальной жидкости, учета композитности материала трубопровода, разветвления и пакетности.

1. Математическая модель

Как уже говорилось ранее в [3,5,6,7] для расчета параметров вибрации конструкций, обладающих существенно большей протяженностью вдоль некоторой оси, удобно воспользоваться квазиодномерной моделью в виде последовательно соединенных однотипных базовых конечных элементов. Построение математической модели выполнено методом кинестатики (рассматривается равновесие квазиодномерной модели под действием задаваемых усилий, опорных реакций и сил инерции). Особенно удобно такое представление при анализе установившихся колебаний, так как оно позволяет перейти к ее квазистатическому варианту. В этом случае вместо задачи динамики можно решать задачу статики, в рамках которой определять амплитудные значения параметров вибрации; при этом модель представляет 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). У такой модели характеристики жесткости могут быть комплексными величинами. В частном случае, когда частота колебаний равна нулю, имеет место статический расчет параметров деформирования квазиодномерной модели.

2. Цель и задачи работы

Цель работы – исследование особенности расчета параметров вибрации пакета трубопроводов.

Для этого необходимо решить следующие задачи:

- построить модель пакета трубопроводов в модифицированной программе Rahmen;
- вычислить параметры вибрации (амплитуды смещений, внутренние усилия, опорные реакции, а также, в качестве примера, две первые резонансные частоты пакета трубопроводов);
- выявить зависимость учета влияния кинематического возбуждения горизонтальных участков трубопровода друг на друга;
- провести анализ получившихся результатов.

Для исследования используется пакет трубопроводов, состоящий из трёх горизонтальных трубопроводов, расположенных параллельно с движущейся по ним идеальной жидкостью со скоростью 10 м/с на каждом, а также вертикальных связей, служащие для их соединения. К верхнему горизонтальному участку трубопровода приложена монотонически изменяющаяся во времени вертикальная сила, амплитуда которой 3 Н. К срединному горизонтальному участку приложена вертикальная сила с амплитудой 5 Н, к нижнему участку – изгибающий момент относительно бинормали с амплитудой 4 Нм. Длина горизонтальных участков 4 м, на их концах присутствуют абсолютно жесткие заделки. Диаметр всех участков равен 20 мм, толщина стенки 1 мм. Длины вертикальных связей, соединяющих горизонтальные трубопроводы, равны 0,5 м и представляют собой балки круглого сечения диаметром 20 мм и толщиной стенки 1 мм. По ним не течет жидкость.

Все участки трубопроводов изготовлены из стали плотностью 7800 кг/м^3 с модулем упругости $2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ и модулем сдвига $0,8 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, плотность протекающей жидкости 1000 кг/м^3 для каждого участка.

На рисунке 1 представлена расчетная схема пакета трубопроводов.

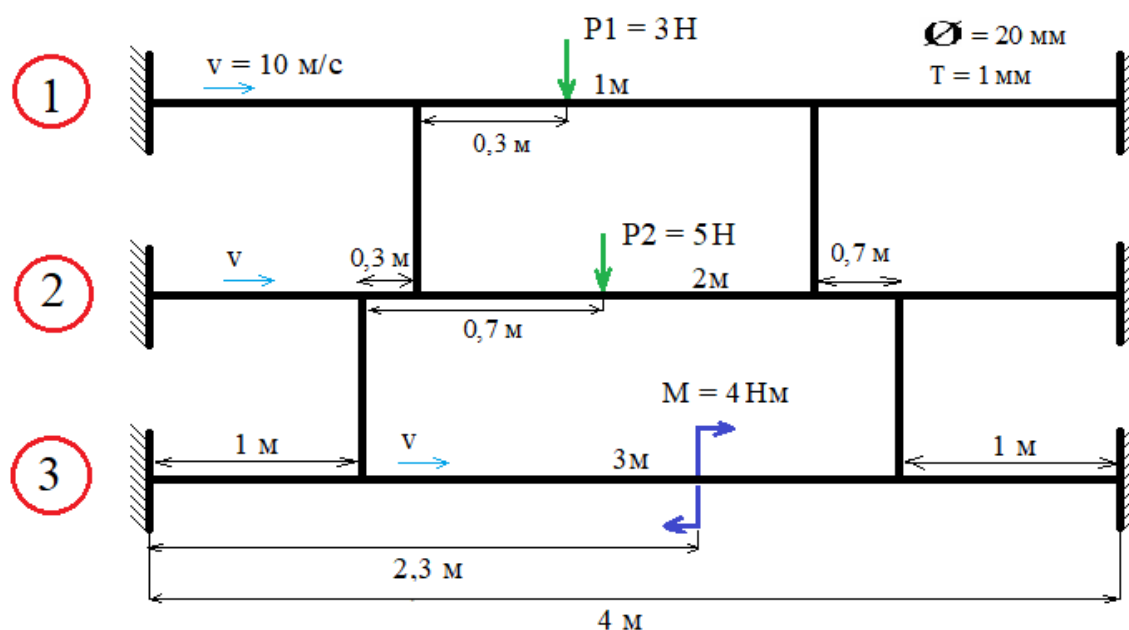


Рис. 1. Расчетная схема пакета трубопроводов

3. Решение в модифицированной программе Rahmen

Пакет трубопроводов, представленный на рисунке 1, был моделирован в модифицированной программе Rahmen, с описанными выше исходными данными (рис. 2).

Моделирование конструкции трубопровода происходило путем создания отдельных балок с их последующей связкой в единую стержневую систему.

Справа в окне программы (рис. 2) возможен вывод графиков вертикальных и угловых смещений, внутренних усилий, центрострейных и кориолисовых сил по всем осям. Слева осуществляется создание и корректирование балок. Балка №1 – срединный участок трубопровода, балка №2 – нижний участок, балка №5 – верхний участок. Балки №0, 3, 4, 6,

вертикальные связи, которые служат для соединения горизонтальных участков трубопроводов.

Все балки соединяются G-L шарнирами в местах их сопряжения (стыковки).

G-L шарнир – балка, состоящая из 4 элементов: два крайних нужны, чтобы обеспечить геометрическую связь, два срединных элемента нужны для ввода соответствующих податливостей [13].

Снизу по центру возможно изменение масштаба и изменение координат для удобства просмотра расчетной модели. В правом нижнем углу есть модуль для создания профиля балок и модуль для расчёта амплитуда-частотной характеристики (АЧХ), там же задается частота вынуждающей силы. Есть возможность сохранить расчет и открыть существующий файл.

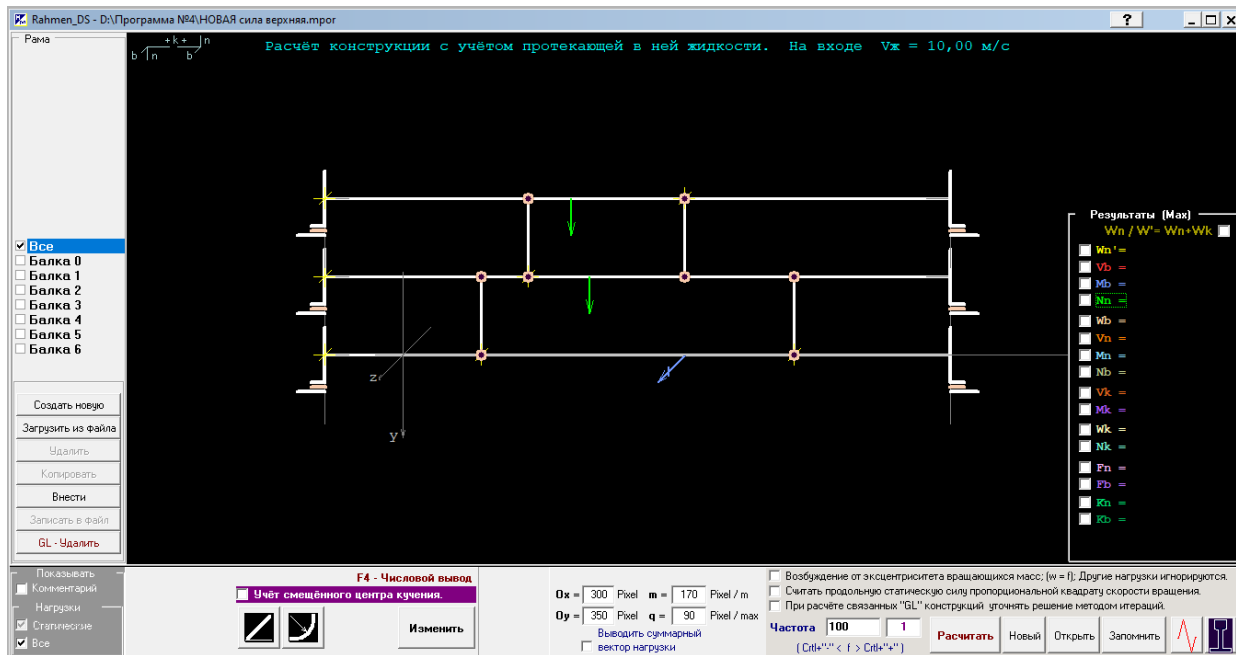


Рис. 2. Модель пакета трубопроводов в программе Rahmen

4. Редактирование трубопровода в программе Rahmen

На рисунке 3 представлено окно редактирования балки №2 – нижнего горизонтального участка трубопровода, в нем есть возможность задания и редактирования типа участка балки (криволинейного или прямолинейного) и их количество,

длины/радиуса кривизны, плотности материала, модуля упругости, модуля сдвига, количества элементов, расположение и количество опор, их жёсткости, а также вида и интенсивность нагрузки.

Помимо этого, в окне редактирования можно менять параметры поперечного сечения (диаметр, высота и толщина стенки), задавать сосредоточенные массы, демпфирование и параметры движущейся жидкости.

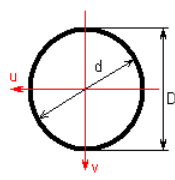
Редактирование

Участок

Nr.	L / R	Поворот	Дуга	n	d	E	D	b_E	b_D	T st.	Ω
0	4	0	0	66	7800	2,1e11	0,8e11	0	0	0	0

Жидкость в трубе
Сосредоточенные массы
Демпфирование

Поперечное сечение



D	d	mm
20	19	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0

$k_{Jk} = 1$

Переменный

D	d	mm
20	19	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0

Рисунок/Результат

Редактор профиля

$k_{Jk} = 1$
 $I_k = k_{Jk} \cdot I_p$

Опоры

Nr.	L / W	Ck	Cn	Cb	Uk	Un	Ub
8	0	1e9	1e9	1e9	1e9	1e9	1e9
8	4	1e9	1e9	1e9	1e9	1e9	1e9

Нагрузка

Nr.	L / W	k	n	b	(F2)
m	2,3	0	0	40	A

L/R - m; W - Grad; Ω - Rad/sec; T - N; C - N/m; U - N*m/rad; Q - N; M - N*m; w - m; v - rad;

Отменить OK

Рис. 3. Редактирование участка трубопровода в программе Rahmen

5. Задание параметров движущейся жидкости

На рисунке 4 проиллюстрирован пример редактирования параметров жидкости для балки №2 – нижнего горизонтального участка трубопровода.

Здесь есть возможность задания скорости, плотности жидкости и занимаемой жидкостью площади сечения для всех участков балки.

Koriolis

Nr.	m (kg/m ³)	V (m/c)	So (м ²)	Sk (м ²)	n (м)	b (м)	k_F
0	1000	10	2e-2	2e-2	0	0	0

Для удаления записи используйте "Меню".

Контроль за соответствием вводимых данных не предусмотрен.
В пределах участка масса и скорость жидкости для каждого элемента рассчитываются по правилу трапеций, исходя из отношения текущей площади поперечного сечения к начальной.

***Влияние массы жидкости на инерцию поворотов поперечных сечений учитывается посредством коэффициента ($0 \leq k_F \leq 1$).

Новый ☐ Цб. Силы ☐ Силы Кориолиса

Рис. 4. Редактирование параметров жидкости в программе Rahmen

6. Исследование учета влияния кинематического возбуждения

Для исследования учета влияния кинематического возбуждения горизонтальных балок друг относительно друга вышеуказанные нагрузки прикладывались поочередно.

6.1 Первый случай нагружения

В первом случае прикладывалась только вертикальная сила 3 Н к первому участку (верхнему)

на расстоянии 1,6 м от крайней левой точки участка. Вычислялись параметры вибрации (вертикальные смещения, изгибающий момент и вертикальная сила) на каждом участке при этом варианте нагружения. Аналогично для других случаев.

Найдем первую и вторую собственную частоту для пакета трубопроводов.

Первая собственная частота: $\lambda_1 = 5,4$ рад/с (рис. 5).

Вторая собственная частота: $\lambda_2 = 6,1$ рад/с (рис. 6).

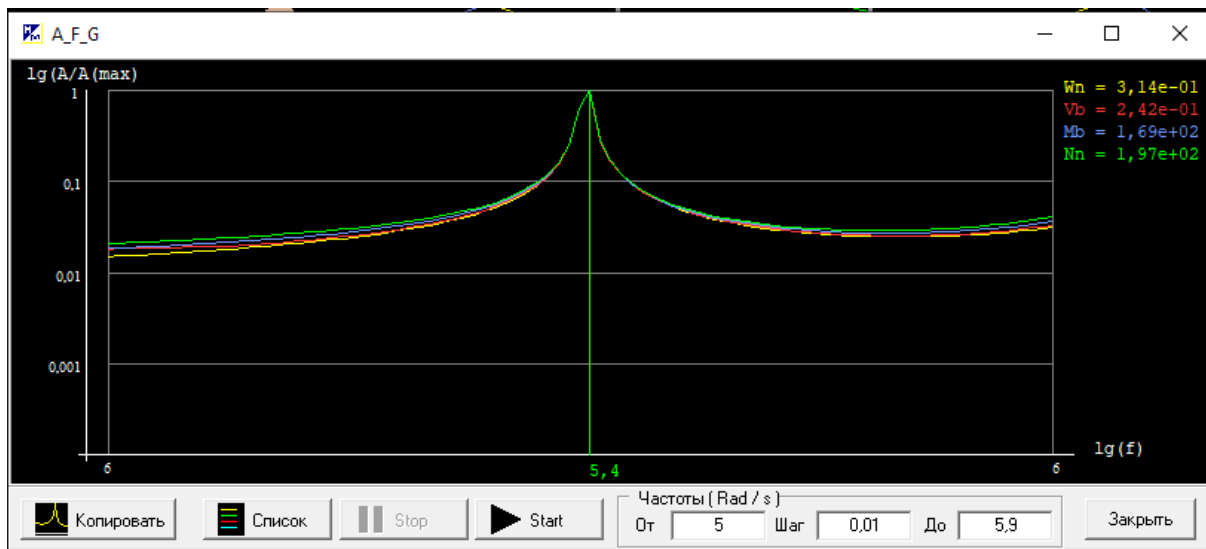


Рис. 5. Первая собственная частота пакета трубопроводов

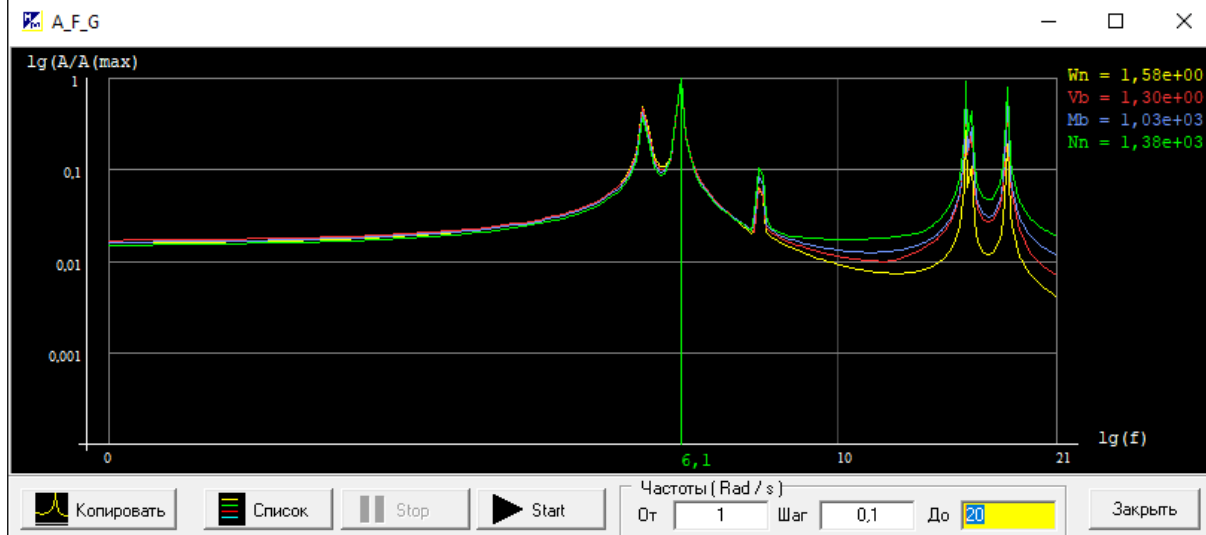


Рис. 6. Вторая собственная частота пакета трубопроводов

Значения вертикальных смещений, изгибающих моментов и сил для каждой балки в первом варианте нагружения рассчитывались при частоте

вынуждающего воздействия равной 4,5 рад/сек (до первой собственной частоты).

Значения параметров вибрации при первом варианте нагружения представлены в таблице 1.

Таблица 1

Значения параметров вибрации при первом варианте нагружения

Участки	Прогиб w , $\cdot 10^{-3}$ м	Момент M , Нм	Сила, Н
1 - Верхний	6,16 (100%)	3,89 (100%)	4,87 (100%)
2 - Средний	1,87 (30,3%)	0,88 (22,6%)	0,83 (17,0%)
3 - Нижний	1,12 (18,2%)	0,52 (13,3%)	0,50 (10,2%)

6.2 Второй случай нагружения

Во втором случае прикладывалась только вертикальная сила 5 Н ко второму участку (среднему) на расстоянии 1,7 м от крайней левой точки участка.

Для контроля корректности работы программы были вычислены первая и вторая собственные

частоты. Они совпали со значениями, полученными в первом варианте нагружения.

Значения вертикальных смещений, изгибающих моментов и сил для каждой балки во втором варианте нагружения рассчитывались при частоте вынуждающего воздействия равной 4,5 рад/сек.

Значения параметров вибрации при втором варианте нагружения представлены в таблице 2.

Таблица 2

Значения параметров вибрации при втором варианте нагружения

Участки	Прогиб w , $\cdot 10^{-3}$ м	Момент M , Нм	Сила, Н
1 - Верхний	3,29 (41,7%)	1,41 (27,7%)	1,43 (21,2%)
2 - Средний	7,88 (100%)	5,09 (100%)	6,73 (100%)
3 - Нижний	4,89 (62,0%)	2,27 (44,5%)	2,10 (31,2%)

7. Моделирование жестко заделанного пролета

Для анализа и сравнения был рассчитан независимо верхний участок пакета трубопровода с теми же характеристиками, нагрузками, опорами, их

жесткостями и координатами приложения опор (участок рассматривается отдельно от других).

На рисунке 7 изображен жестко заделанный участок трубопровода, смоделированный в программе Rahmen.

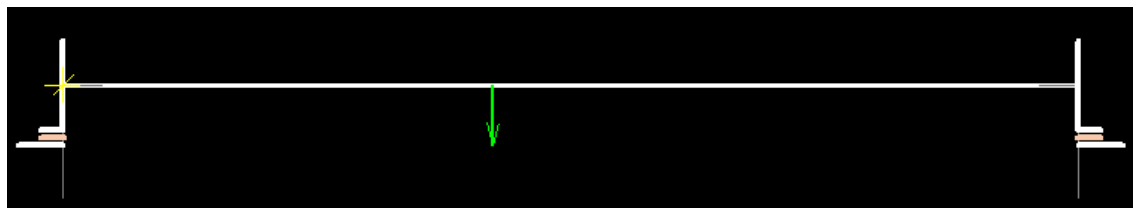


Рис. 7. Жестко заделанный участок, смоделированный в программе Rahmen

Для изолированного жестко заделанного участка были найдены первая и вторая собственные частоты.

Первая собственная частота: $\lambda_1 = 5,4$ рад/с (рис. 8).

Вторая собственная частота: $\lambda_2 = 15,0$ рад/с (рис. 9).

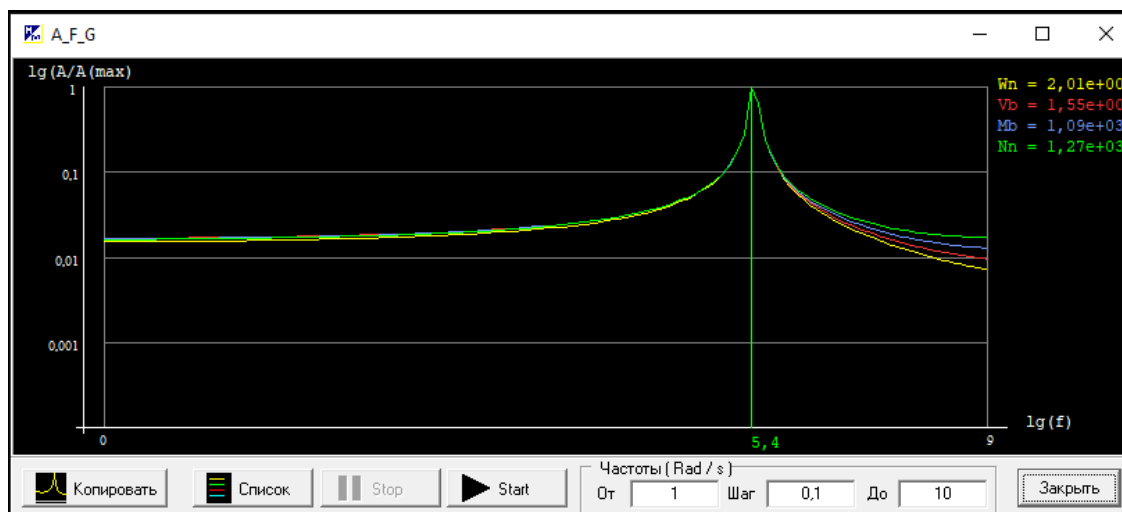


Рис. 8. Первая собственная частота изолированного жестко заделанного участка

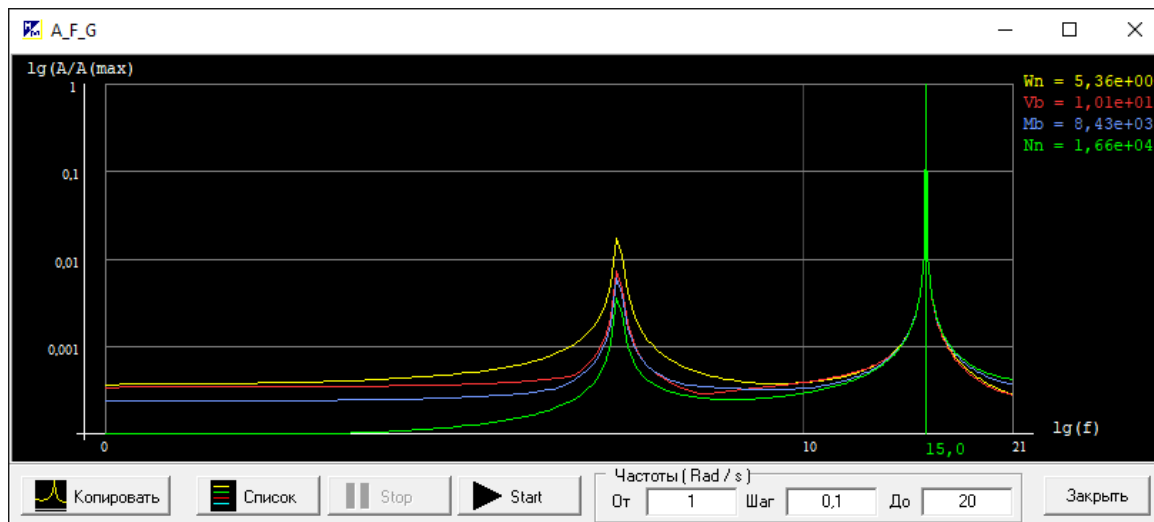


Рис. 9. Вторая собственная частота изолированного жестко заделанного участка

Заключение

В ходе работы была смоделирована и рассчитана модель пакета трубопроводов, найдены параметры вибрации: линейные смещения, внутренние усилия, первая и вторая собственные частоты при разных расчетных случаях: 1 и 2 – при действии сосредоточенной вертикальной силе 3 Н на верхнем участке и 5 Н среднем участке соответственно, 3 – при действии изгибающего момента вокруг бинормали 4 Нм на нижнем участке. Полученные результаты доказывают работоспособность программы, так как при всех трех случаях первая и вторая собственные частоты одинаковые.

Проведено исследование зависимости влияния кинематических характеристик горизонтальных

балок друг на друга: найдены отношения параметров вибрации относительно друг друга на всех участках при разных расчетных случаях. Наблюдается существенное взаимовлияние вибрации участков трубопровода друг на друга при действии различного типа внешних нагрузок.

Для сравнения параметров процесса вибрации трубопровода в составе пакета и при его независимой вибрации, дополнительно был выполнен расчет вибрации одиночного горизонтального трубопровода, а также получены первая и вторая его собственные частоты.

Полученные результаты соответствуют ожиданиям и представлениям о параметрах вибрации в пакетах трубопроводов.

Литература

1. Александров В.Л. Борьба с вибрацией на судах / В.Л. Александров, А.П. Матлах, В.И. Поляков // Морской Вестник. – 2005. – №1(13). – 421 с.
2. Светлицкий, В.А. Сборник задач по теории колебаний. / В.А. Светлицкий И.В. Стасенко. – Москва : Высшая школа, 1979. – 366 с.
3. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972, 415 с.
4. Давыдов В.В., Маттес Н.В. Динамические расчеты прочности судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1974, 336 с
5. Чувиковский, В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля / В.С. Чувиковский – Ленинград : Изд-во Судостроение, 1976. - 374 с.
6. Николаев Д.А. Математическая модель пространственных изгибно-продольно-крутильных колебаний корпуса как непризматической балки с криволинейными несовпадающими линиями центров жесткости на изгиб и кручение. Труды ЛКИ. 1986 г., стр. 50-55
7. Мелконян А.Л. Модификация инерционно-жесткостных характеристик модели как путь решения задач о ее установившихся колебаниях / А.Л. Мелконян, Д. А. Николаев // Морские интеллектуальные технологии. – 2020 г. – С.12-20.
8. Мелконян А.Л. Алгоритм и программа расчёта параметров вибрации трубопровода с учётом протекания жидкости / А. Л. Мелконян, М. В. Чуклин // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2020; № 2. – С. 260-265.
9. Мелконян А.Л. Расчёт параметров вынужденных установившихся колебаний трубопровода / А.Л. Мелконян, Д.А. Николаев, М.В. Чуклин // Морские интеллектуальные технологии. – 2021. – № 1 (2). – С.51-59
10. Мелконян А. Л. Модель и алгоритм расчёта параметров вибрации трубопровода методом парциальных откликов / А. Л. Мелконян, С. А. Яремчук // Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. –2024. – № 1 (9). – С. 90-100.
11. Мелконян А. Л. Расчёт параметров вибрации трубопровода без выполнения последовательных приближений / Д. А. Николаев, С. А. Яремчук // Морские интеллектуальные технологии. – 2024 г. – №3 (65). – С.94-101.
12. Мелконян А. Л. Особенности расчета параметров вибрации криволинейного трубопровода / Д. А. Николаев, С. А. Яремчук // Морские интеллектуальные технологии. – 2025 г. – №4 (70). – С.35-42.

13. Эффективное решение. Расчет изогнутых балок и рам. – Санкт-Петербург, 2007. – URL: <http://www.d-nik.de> (дата обращения: 02.02.2026)

References

1. Aleksandrov, V.L. Bor'ba s vibraciej na sudah [Combating vibration on ships]. V.L. Aleksandrov, A.P. Matlah, V.I. Poljakov, Morskoy Vestnik [Sea Bulletin], 2005, №1(13), 421 p
2. Svetlickij, V.A. Sbornik zadach po teorii kolebanij [Collection of problems on the theory of oscillations]., V.A. Svetlickij I.V. Stasenko. – Moscow : Vysshaja shkola [Higher School], 1979, 366 p.
3. Biderman V.L. Prikladnaya teoriya mehanicheskix kolebanij [Applied theory of mechanical vibrations] M.: Vysshaya shkola, 1972, 415 s.
4. Davidov V.V., Mattes N.V. Dinamicheskie rascheti prochnosti sudovix konstruksiy [Dynamic strength calculations of ship structures], L.: Sudostroenie, 1974, 336 s.
5. Chuvikovskij, V.S. Chislennye metody raschetov v stroitel'noj mehanike korablja [Numerical methods of calculations in ship structural mechanics], V.S. Chuvikovskij – Leningrad : Izdatel'stvo Sudostroenie [Shipbuilding Publishing House], 1976, 374 p.
6. Nikolaev D.A. Matematicheskaya model prostranstvennix izgibno-prodolnokrutilnix kolebanij korpusa kak neprismaticheskoy balki s krivolineynimi nesovpadayuschimi osyami aentrov gestkosti na izgib i kruchenie [Mathematical model of spatial bending-longitudinal-torsional vibrations of the body as a non-prismatic beam with curved non-coinciding lines of the centers of rigidity for bending and torsion]. Trudy LKI [Proceedings of LKI], 1986, S. 50-55.
7. Melkonjan A.L. Modifikacija inercionno-zhestkostnyh harakteristik modeli kak put' reshenija zadach o ee ustanovivshihsja kolebanijah [Modification of inertial-rigidity characteristics of a model as a way to solve problems about its steady-state oscillations]. A.L. Melkonjan, D.A. Nikolaev, Morskije intellektual'nye tehnologii [Marine intelligent technologies], 2020, No 1 (3), S.12-20
8. Melkonjan A.L. M.V. Algoritm i programma raschjota parametrov vibracii truboprovoda s uchjotom protekanija zhidkosti [Algorithm and program for calculating pipeline vibration parameters taking into account the flow of liquid] / A. L. Melkonjan, M. V. Chuklin, Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra [Proceedings of the Krylov State Scientific Center]. – 2020; No 2. – P. 260-265.
9. Melkonjan A.L. Raschjot parametrov vynuzhdennyh ustanovivshihsja kolebanij truboprovoda [Calculation of parameters of forced steady-state vibrations of a pipeline], A.L. Melkonjan, D.A. Nikolaev, M.V. Chuklin, Morskije intellektual'nye tehnologii [Marine intelligent technologies]., 2021, No 1 (2), S.51-59
10. Melkonyan A. L. Model' i algoritm raschyota parametrov vibracii truboprovoda metodom parcial'nyh otklikov [Model and algorithm for calculating pipeline vibration parameters using the partial response method]. A. L. Melkonyan, S. A. Yaremchuk, Trudy SPbGMTU [Proceedings of the Saint Petersburg State Marine Technical University], 2024, No 1 (9), S. 90-100.
11. Melkonyan A. L. Raschyot parametrov vibracii truboprovoda bez vypolneniya posledovatel'nyh priblizhenij [Calculation of pipeline vibration parameters without successive approximations]. A. L. Melkonjan, D. A. Nikolaev, S. A. Yaremchuk, Morskije intellektual'nye tehnologii [Marine intelligent technologies], 2024, No 3 (65), S. 94-101.
12. Melkonyan A. L. Osobennosti raschyota parametrov vibracii krivolinejnogo truboprovoda [Features of calculating vibration parameters of a curved pipeline]. A. L. Melkonjan, D. A. Nikolaev, S. A. Yaremchuk, Morskije intellektual'nye tehnologii [Marine intelligent technologies], 2025, No 3 (65), S. 35-42.
13. Jefferikivnoe reshenie. Raschet izognutyh balok i ram. [Effective solution. Calculation of curved beams and frames]. – Saint-Petersburg, 2007. – URL: <http://www.d-nik.de> (accessed: 02.02.2026)

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

Мелконян Армен Левонович, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 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

Николаев Дмитрий Александрович, 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

Яремчук Сергей Александрович, студент магистратуры, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, тел. (921) 883-23-40; e-mail: remeyak@yandex.ru

Sergei A. Yaremchuk, master's student, Saint-Petersburg State Marine Technical University, 3, Lotsmanskaya str., 190121 St. Petersburg, The Russian Federation, phone number (921) 883-23-40, e-mail: remeyak@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 11.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.05.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 10.06.2026.

Научная статья

УДК 629.12:539.433

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.020>

Расчет глобальных кинематических характеристик привода для обеспечения заданного движения рабочей точки

Пузанов К.М.¹ klimpuzanov@gmail.com, Дмитриченко Я.Н.¹ dmirichenko@bk.ru,
Бабанин Н.В.¹ nikolai-babanin@mail.ru

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В работе представлен алгоритм, разработанный для решения задачи о расчёте кинематических характеристик плоского механизма. В его основу были положены простейшие численные методы, в первую очередь – метод численного интегрирования Эйлера. Авторами была выбрана прямая формулировка задачи: механизм имеет две степени свободы и составлен из звеньев ОА, АВ и рабочей точки В, двигающейся по заданному закону в плоскости механизма. Задан закон движения точки В вида $B=B(t)$ (рад.), где t – время в секундах и заданы размеры всех звеньев. Данная задача может быть решена аналитически, но для получения наиболее полного представления о кинематических характеристиках механизма для решения задачи был выбран численный метод Эйлера. Получение математической модели задачи и расчет глобальных кинематических характеристик всех звеньев механизма – есть цель исследования.

Ключевые слова: Кривошипно-шатунный механизм, глобальные кинематические характеристики, движение рабочей точки, метод Эйлера.

Для цитирования: Пузанов К.М., Дмитриченко Я.Н., Бабанин Н.В. Расчет глобальных кинематических характеристик привода для обеспечения заданного движения рабочей точки, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 175—182. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.020

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.020>

Calculation of global kinematic characteristics of the drive to ensure a given movement of the operating point

Klim M. Puzanov¹ klimpuzanov@gmail.com, Yaroslav N. Dmitrichenko¹ dmirichenko@bk.ru,
Nikolay V. Babanin¹ nikolai-babanin@mail.ru

¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The paper presents an algorithm developed to solve the problem of calculating the kinematic characteristics of a plane mechanism. It was based on the simplest numerical methods, primarily the Euler numerical integration method. The authors chose a direct formulation of the problem: the mechanism has two freedoms and is composed of links AB, BC and the working point A, moving according to a given law in the plane of the mechanism. The law of motion of point A of the form $A=A(t)$ (rad.) is given, where t is the time in seconds and the sizes of all links are set. This problem can be solved analytically, but in order to obtain the most complete picture of the kinematic characteristics of the mechanism, the numerical Euler method was chosen to solve the problem. Obtaining a mathematical model of the problem and calculating the global kinematic characteristics of all parts of the mechanism is the purpose of the study.

Keywords: Crank mechanism, global kinematic characteristics, movement of the operating point, Euler method.

For citation: Klim M. Puzanov, Yaroslav N. Dmitrichenko, Nikolay V. Babanin. Calculation of global kinematic characteristics of the drive to ensure the specified motion of the working point, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 175—182. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.020

Введение

В настоящее время проектирование манипуляторов или аналогичных им устройств (например, кранов на судах или производствах, а также рабочих элементов двигателей внутреннего сгорания) предполагает проведение расчетов и экспериментальных исследований их механических характеристик. К современным устройствам предъявляется целый комплекс жестких и во многом противоречивых требований, многие из которых необходимо прорабатывать на раннем этапе проектирования устройства. На этом этапе наиболее предпочтителен

кинематический анализ характеристик, ввиду своей относительной простоты и показательности. Такой подход позволяет в самом начале работы над манипулятором получить представление о таких его характеристиках, как скорости, ускорения, и положения в пространстве его точек и звеньев, что является наиболее важным на начальных этапах проектирования. Разработке простого и эффективного алгоритма определения кинематических характеристик механизма для обеспечения заданного движения рабочей точки и посвящена данная работа.

Разработка математической модели задачи

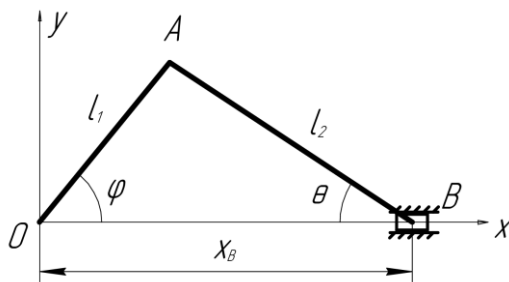


Рис. 1. Кривошипно-шатунный механизм

В первую очередь необходимо записать закон периодического (колебательного) движения точки В по оси х (рис.1)

$$x_B = l_2 + l_1 \cos(\omega_0 t + \alpha), \quad (1)$$

Дифференцируя (1) по переменной t , можно получить:

$$\dot{x} = -l_1 \omega_0 \sin(\omega_0 t + \alpha); \quad (2)$$

$$\ddot{x}_B = -l_1 \omega_0^2 \cos(\omega_0 t + \alpha). \quad (3)$$

Запишем уравнение кинематических связей рассматриваемого механизма в векторной форме

$$\vec{OA} + \vec{AB} + \vec{OB} = 0. \quad (4)$$

Изображенная механическая система обладает одной степенью свободы. За избыточные обобщенные координаты выберем параметры φ , θ и x_B . Тогда уравнение (4) в проекциях на оси координат x , y примет вид

$$OA \cos \varphi + AB \cos \theta - BO = 0,$$

$$OA \sin \varphi - AB \sin \theta = 0.$$

Для удобства дальнейших расчетов перепишем систему, приняв $OA = l_1$, $AB = l_2$, $BO = x_B$, получим

$$l_1 \cos \varphi + l_2 \cos \theta - x_B = 0, \quad (5)$$

$$l_1 \sin \varphi - l_2 \sin \theta = 0. \quad (6)$$

В том случае, когда система, состоящая из уравнений (5) и (6) допускает получение дважды дифференцируемых по времени аналитических зависимостей вида $\varphi = \varphi(t)$, $\theta = \theta(t)$ и $x_B = x_B(t)$ расчет глобальных кинематических характеристик звеньев и локальных кинематических характеристик конкретных точек может быть выполнен для интересующих нас моментов времени по формулам кинематики [3,11]. Для последующего анализа результаты расчетов сводят в таблицу либо используют для построения графиков.

В том случае, когда система трансцендентных уравнений (5) и (6) не допускает получение необходимых аналитических зависимостей, ее следует решать с помощью численных методов.

Для рассматриваемого механизма такая система может быть получена, если продифференцировать по времени уравнения (5) и (6) представить их в виде системы линейных уравнений относительно первых производных обобщенных координат (с коэффициентами, зависящими от значений обобщенных координат и кинематических характеристик привода). Ниже приведены уравнения этой системы:

$$-l_1 \sin \varphi \cdot \dot{\varphi} - l_2 \sin \theta \cdot \dot{\theta} - \dot{x}_B = 0; \quad (7)$$

$$l_1 \cos \varphi \cdot \dot{\varphi} - l_2 \cos \theta \cdot \dot{\theta} = 0; \quad (8)$$

$$\varphi_{i+1} = \varphi_i + \dot{\varphi}_i \cdot \Delta t;$$

$$\theta_{i+1} = \theta_i + \dot{\theta}_i \cdot \Delta t;$$

$$x_{Bi+1} = x_{Bi} + \dot{x}_{Bi} \cdot \Delta t.$$

Выразив из уравнений (7) и (8) переменные $\dot{\theta}$ и $\dot{\varphi}$, получим:

$$\dot{\theta} = \frac{l_1 \cos \varphi \cdot \dot{\varphi}}{l_2 \cdot \cos \theta}; \quad (85)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{x}_B}{-l_1 \cdot (\sin \varphi + \tan \theta \cdot \cos \varphi)}. \quad (9)$$

Еще раз продифференцируем по времени уравнения (7) и (8), а после представим их в виде системы линейных уравнений относительно вторых производных обобщенных координат. Ниже приведены уравнения такой системы:

$$\begin{aligned} & -l_1 (\cos \varphi \cdot \dot{\varphi}^2 + \sin \varphi \cdot \ddot{\varphi}) - \\ & -l_2 (\cos \theta \cdot \dot{\theta}^2 + \sin \theta \cdot \ddot{\theta}) - \ddot{x}_B = 0; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & l_1 (-\sin \varphi \cdot \dot{\varphi}^2 + \cos \varphi \cdot \ddot{\varphi}) - \\ & -l_2 (-\sin \theta \cdot \dot{\theta}^2 + \cos \theta \cdot \ddot{\theta}) = 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Для получения начальных условий наиболее оптимальным положением механизма, по мнению авторов, будет положение, представленное на рис. 2. Данное положение достижимо при угле кривошипа $\varphi = 90^\circ$. Положение, соответствующее углу $\varphi = 0^\circ$ применять невозможно ввиду того, что оно соответствует одной из «мертвых точек» механизма.

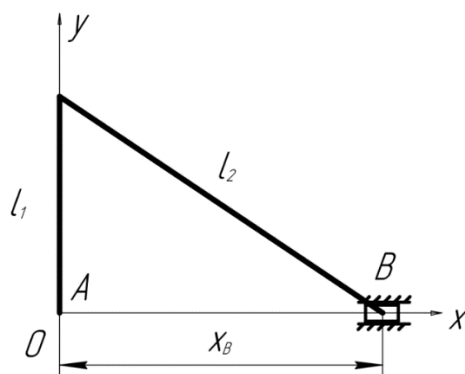


Рис. 2. Положение элементов кривошипно-шатунного механизма при значении времени t_0

Значения $x_B(0)$, $\theta(0)$ и начальной фазы α можно получить из прямоугольного треугольника OAB.

Для начального момента времени t_0 необходимо вычислить координату рабочей точки $x_B(0)$, угол $\theta(0)$ и начальную фазу α , необходимую для придания механизму нужного начального положения для корректного численного расчета. Сделать это возможно, рассмотрев прямоугольный треугольник OAB, возникающий в момент времени t_0 . Из него нетрудно получить значения $x_B(0)$ и $\theta(0)$. После значение $x_B(0)$ подставляется в закон движения точки $x(t)$, время t принимается равным 0.

$$x_{B0} = l_2 + l_1 \cos(\alpha)$$

из последнего уравнения нужно найти угол α .

Совокупность записанных выше систем уравнений, вместе с методикой определения начальных условий является математической моделью рассматриваемой задачи.

О методе Эйлера и проблеме «мертвых точек»

Прежде чем перейти к разработке алгоритма, необходимо упомянуть метод, с помощью которого будет выполняться расчет. Метод Эйлера – простейший метод численного решения систем дифференциальных уравнений [1,2,5]. Как видно из рис. 3, на каждом новом шаге приближенное решение все больше отклоняется от истинного. Отклонение это определяется углом наклона касательной, т.е. производной функции, в данной точке.

Практическим следствием этого факта является то, что при уменьшении шага интегрирования приближенное решение будет все более точным, и при стремлении шага к нулю будет сходиться к точному решению.

Однако, помимо проблемы погрешности, так же существует и проблема «мертвых точек» [3]. У любого ДВС классической схемы имеется две «мертвые точки» - верхняя и нижняя. Их преодоление при численном расчете вызывает некоторые трудности, связанные с тем, что в верхней

«мертвой точке» (ВМТ), в уравнении (9) возникает деление на 0, а в нижней «мертвой точке» (НМТ), деление на 0 возникает в уравнении (8б). Следствием этого будет являться некорректный расчет характеристик КШМ, поэтому необходимо разработать алгоритм обхода этих точек, что и будет представлено далее.

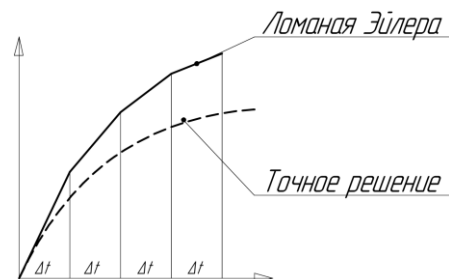


Рис. 3. Геометрическая интерпретация метода Эйлера

Также отметим, что помимо шага Δt , на точность расчета влияет и собственная частота колебаний рабочей точки ω_0 .

Эмпирическим путем было установлено следующее соотношение между оптимальным шагом Δt и собственной частотой колебаний ω_0

$$\Delta t = \frac{1}{20 \cdot \omega_0}.$$

Алгоритм численного расчета параметров движения

Для решения возникшей задачи Коши воспользуемся методом численного интегрирования Эйлера.

1. Для начального момента времени $t_0 = 0$ (при

$\varphi = \frac{\pi}{2}$) вычислить значения кинематических

характеристик механизма $x_{B0} = x_B(0)$ и $\theta_0 = \theta(0)$.

2. По уравнениям (8б) и (9) необходимо определить значение $\dot{\varphi}_0$ и $\dot{\theta}_0$.

3. Назначить начальное значение шага интегрирования по времени Δt . Далее вычислить значение обобщенных координат в момент времени $t_1 = t_0 + \Delta t = \Delta t$ как $\varphi_1 = \varphi_0 + \dot{\varphi}_0 \Delta t$ и $\theta_1 = \theta_0 + \dot{\theta}_0 \Delta t$.

4. Вычисленные величины обобщенных координат подставим в уравнения связей (5) и (6). Полученные значения отражают отличие приближенного решения от точного. Потребуем, чтобы точность выполнения уравнений (5) и (6) находилась в заданных пределах. Если выполнение соответствующих соотношений имеет место, переходим к следующему пункту алгоритма, если соотношения не выполняются – можно сделать вывод о попадании в «мертвую точку». Следовательно, необходимо произвести

- «корректировку для мертвых точек» по описанному ниже алгоритму.
- По уравнениям (86) и (9) необходимо определить значение $\dot{\varphi}_1$ и $\dot{\theta}_1$.
 - Вычислить значения обобщенных координат в момент времени $t_2 = t_1 + \Delta t = \Delta t$ как $\varphi_2 = \varphi_1 + \dot{\varphi}_1 \Delta t$ и $\theta_2 = \theta_1 + \dot{\theta}_1 \Delta t$.
 - Повторять пункты 4-8 настоящего алгоритма до того момента, пока данных не будет достаточно для проведения анализа поведения кривошипно-шатунного механизма и его элементов. По мнению авторов, необходимо просчитать характеристики механизма до значения $\theta_n = 4\pi$. За это время механизм совершит два оборота, что соответствует рабочему ходу поршня в двигателях внутреннего сгорания, работающих по четырехтактной схеме.
 - По результатам итоговой таблицы необходимо построить графики изменения интересующих кинематических характеристик и провести анализ движения звеньев плоского механизма.

Корректировка для «мертвых точек»

Поскольку проблемы, связанные с некорректным расчетом возникает только тогда, когда положение механизма попадает непосредственно в эту точку (с погрешностью для угла кривошипа $\Delta\varphi = \pm 1$ градус), поэтому расчет необходимо организовывать таким образом, чтобы избежать совпадения значений рассчитанного угла и значения угла кривошипа для «мертвой точки».

Угол φ в мертвой точке равен $180n$; $n = 1, 2, 3, 4$ и т.д. (в градусах). Соответственно, если значение угла φ , вычисленное в процессе численного расчета,

попало в интервал $180n + \Delta\varphi$; $n = 1, 2, 3, 4, \dots$; то значение уравнений неразрывности (5) и (6) будет сильно отличаться от нуля.

Поэтому, нужно на шаге, предшествующем мертвой точке, шаг интегрирования Δt увеличить вдвое и «пройти мертвую точку». После прохождения мертвой точки шаг нужно вернуть к изначальному значению.

Графическая интерпретация данного метода представлена на рис. 4.

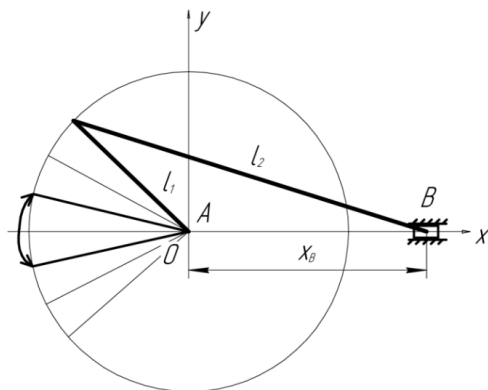


Рис. 4. Графическая интерпретация алгоритма обхода мертвых точек

Программа расчета характеристик кшм

Для автоматизации расчетов глобальных и локальных кинематических характеристик элементов кривошипно-шатунного механизма (КШМ) разработана специализированная программа на языке Python. Программа полностью реализует математическую модель, численный метод Эйлера, алгоритмы расчета и корректировки. Интерфейс программы представлен на рис. 5.

Расчет кинематики кривошипно-шатунного механизма

Параметры механизма

Длина кривошипа L1 (мм):

Длина шатуна L2 (мм):

Угловая скорость ω (рад/с):

Шаг времени Δt (с):

Количество оборотов:

Макс. погрешность (%):

Рис. 5. Интерфейс (окно ввода) программы

Графический интерфейс программы построен с использованием библиотеки Tkinter и организован в виде многостраничного блокнота, что обеспечивает удобную навигацию между вводом данных, визуализацией результатов и их анализом.

Пользователь имеет возможность рассчитать характеристики механизма с любыми длинами l_1 и l_2 (при условии, что $l_2 > l_1$).

При выборе оптимального шага интегрирования рекомендуется учитывать соотношение (10). Оно было получено экспериментально и связывает величины ω и Δt .

$$\omega = \frac{1}{20 * \Delta t} \quad (10)$$

Программа была протестирована на параметрах экспериментальной установки ($L_1=100$ мм, $L_2=161$ мм, $\omega=1$ рад/с, $\Delta t=0,25$ с, два оборота).

Полученные численные значения координаты точки В сопоставлены с экспериментальными замерами. Расхождение не превысило 5%, что подтверждает корректность реализованных алгоритмов. Графики будут представлены далее.

Экспериментальная установка

После проведения расчетов возникла необходимость подтвердить его результаты экспериментально, для чего была разработана и собрана экспериментальная установка, представленная на рис. 6.

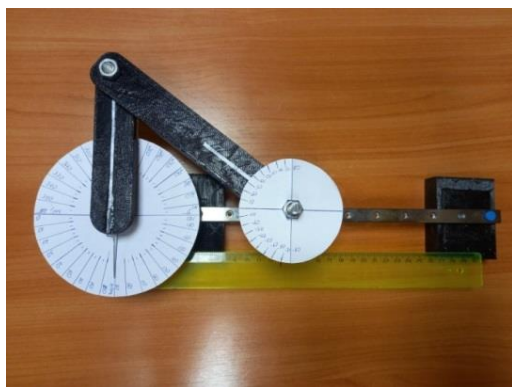


Рис. 6. Экспериментальная установка

Экспериментальная установка была использована для проверки углов КШМ. Для проверки скорости установка неприменима, поскольку в работе решается задача кинематики, а скорости и ускорения, полученные экспериментально, будут значительно искажены относительно численных, поскольку на анализ будут влиять моменты инерции элементов экспериментальной установки.

Для удобства работы с установкой к ней была присоединена линейка и проградуированные бумажные круги. После завершения работы установки, полученные данные можно перенести в среду Excel для построения графиков и сверки результатов.

X _в (Координата точки В)	Угол Ф (рад)	Угол Ф (град)	Угол θ (рад)	Угол θ (град)
261	0	0	0	0
241	0,523598776	30	0,314159265	18
221	0,750491578	43	0,401425728	23
201	0,907571211	52	0,523598776	30
181	1,082104136	62	0,558505361	32
161	1,274090354	73	0,610865238	35
141	1,483529864	85	0,663225116	38
121	1,658062789	95	0,663225116	38
101	1,919862177	110	0,610865238	35
81	2,181661565	125	0,506145483	29
61	3,141592654	180	0	0
81	4,101523742	235	-0,523598776	-30
101	4,450589593	255	-0,628318531	-36
121	4,660029103	267	-0,663225116	-38
141	4,869468613	279	-0,663225116	-38
161	5,009094953	287	-0,628318531	-36
181	5,201081171	298	-0,558505361	-32
201	5,375614096	308	-0,523598776	-30
221	5,550147021	318	-0,41887902	-24
241	5,759586532	330	-0,331612558	-19
261	6,283185307	360	0	0

Рис. 7. Результаты эксперимента в среде Excel

Результаты расчета и их анализ

Результаты расчета приведены на рис. 8. На графиках представлены значения углов КШМ, координата его рабочей точки и скорости, взятые по модулю. На графиках скоростей четко видны «пики», характерные для положения механизма, предшествующего «попаданию в мертвую точку». Отметим, что они всегда находятся в пределах заданной погрешности (рис. 9).

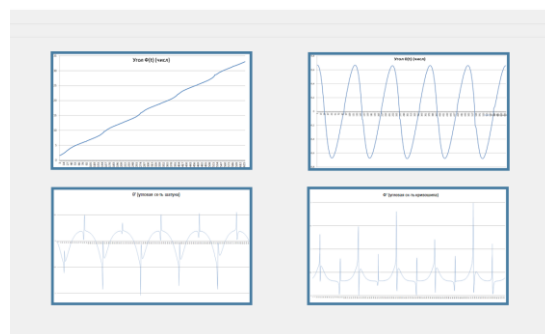


Рис. 8. Результаты расчета

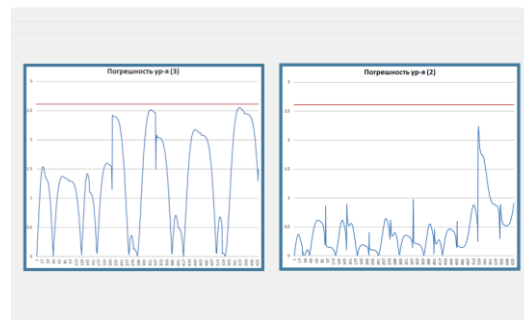


Рис. 9. Графики погрешностей

Результаты проведенного ранее эксперимента также были сопоставлены с численным расчетом. Результат представлен на рис. 10.

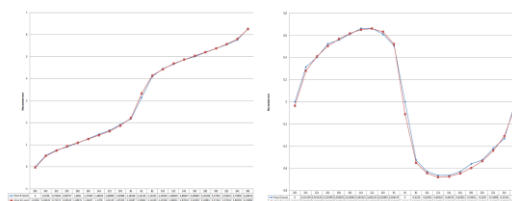


Рис. 10. Сопоставление экспериментальных и численных результатов

Из сопоставления результатов численного расчета глобальных и локальных элементов механической системы и их сопоставления с экспериментальными данными, можно сделать вывод о корректной работе алгоритма расчета и программы, созданной на его основе. Расхождения в уравнениях неразрывности находятся в интервале установленной погрешности – 5%. Экспериментальные данные так же укладываются в указанный интервал погрешности с большим запасом, что может свидетельствовать о точности как численного расчета, так и экспериментальной установки.

Обобщенный алгоритм для движения точки по сложной траектории

Разработанные ранее математическую модель и алгоритм возможно обобщить для механической системы, которая движется по более сложной траектории, т.е. имеет изменение координаты по оси у. Ниже представлены траектории точек, имеющие вид прямой, параболы и окружности.

Случай 1. Движение точки по наклонной прямой, полностью лежащей в зоне досягаемости механизма.

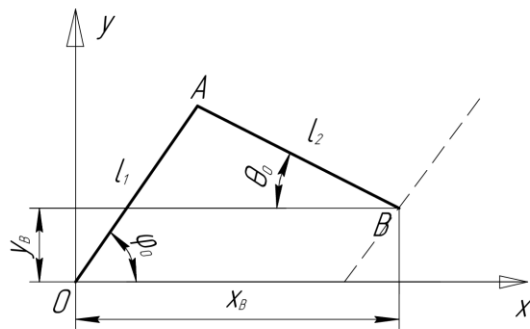


Рис. 11. Движение точки по наклонной прямой

В данном случае рабочая точка совершает движение не по горизонтальной прямой, совпадающей с осью x , а по наклонной прямой. Уравнение, описывающее движение точки, имеет вид:

$$x_B = C_x + \omega_x t$$

$$y_B = C_y + \omega_y t$$

Необходимо определить зону досягаемости механизма. Из геометрических соображений нетрудно получить, что это будет окружность с центром в начале координат и радиусом $l_1 + l_2$.

Графики обобщенных кинематических характеристик будут иметь вид, аналогичный тем, что были рассчитаны ранее.

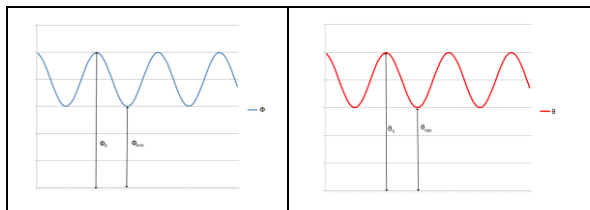


Рис. 12. Графики углов φ и θ

Случай движения по параболе имеет абсолютно такие же особенности, что и рассмотренный выше, с разницей лишь в коэффициентах перед функциями, описывающими поведение обобщенных кинематических характеристик.

Случай 2. Движение точки по окружности, полностью лежащей в зоне досягаемости механизма.

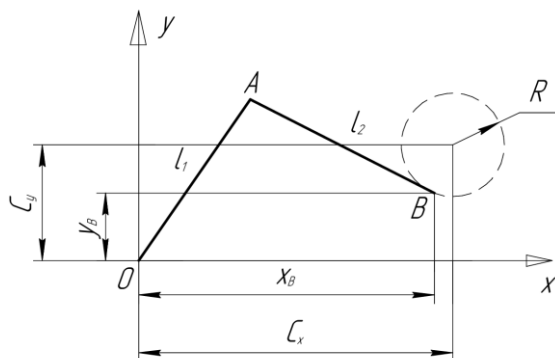


Рис. 13. Движение точки по окружности

В этом случае закон, описывающий движение рабочей точки, имеет вид:

$$x = R \cos(t) + C_x$$

$$y = R \sin(t) + C_y$$

Зона досягаемости, как и в первых двух случаях, может быть описана как окружность радиуса $l_1 + l_2$.

В случае, если окружность, описывающая траекторию рабочей точки, расположена полностью внутри окружности, которая описывает зону досягаемости, графики обобщенных кинематических характеристик будут иметь периодический вид. Этот вид в целом аналогичный графикам, полученным ранее при расчете более простого варианта механизма, различаться будут лишь коэффициенты и постоянные.

Отметим, что в представленных выше случаях алгоритм обхода мертвых точек не применялся, поскольку системы, что видно из рисунков, не проходят мертвые точки.

Выводы

1. Значения, полученные численным методом и экспериментально, находятся в пределах допустимой погрешности измерений и вычислений. Экспериментальное подтверждение соответствует численному расчету.
2. Алгоритм обхода мертвых точек обеспечивает существенное повышение точности расчетов без увеличения объема обрабатываемых данных при построении графиков и анализе.
3. Разработанный алгоритм может быть успешно адаптирован для применения в плоских системах, где движение рабочих точек характеризуется более сложными траекториями. Результаты расчетов в данном случае аналогичны ранее полученным.
4. Методика, разработанная в процессе подготовки статьи, может быть использована для предварительного расчета параметров кривошипно-шатунного механизма на ранних этапах проектирования, когда применение более сложных методов нецелесообразно.

Литература

1. Плотников А. М., Чувиковский В.С. Численные методы и ЭВМ в механике для судостроителей. Учебное пособие. Ленинград, ЛКИ, 1987
2. Плотников А. М., Чувиковский В.С. Численные методы и ЭВМ в механике для судостроителей. Учебное пособие. Ленинград, ЛКИ, 1988
3. Бабанин Н. В., Мелконян А. Л., Титова Ю. Ф. Особенности построения математических моделей и алгоритмов расчета параметров движения и равновесия. Труды СПбГМТУ, 1(5), 2023, стр. 76–98
4. Верховодко А.З., Матлах А.П., Мелконян А. Л. Методические указания к демонстрационным лабораторным работам с применением ЭВМ по курсу теоретической механики. Ленинград, ЛКИ, 1989
5. Мелконян А.Л. Численное моделирование процесса движения материальной точки. Метод. Указания, СПб, Изд. Центр СПбГМТУ, 2005
6. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики., т.1 и 2, М., Наука, 1970
7. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М., Наука, 1984
8. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики., М. Высшая школа, 1986
9. Кулеш Ю.Н., Мелконян А.Л., Рощанский В.И., Скворцов В.Я. Решение учебно-исследовательских задач статики в судостроении (с использованием численных методов и ЭВМ). Метод. Указания., Ленинград, ЛКИ, 1988
10. Кулеш Ю.Н., Мелконян А.Л., Скворцов В.Я. Учебно-исследовательские задачи пространственной статики в судостроении (с использованием ЭВМ). Метод. Указания к УИРС по статике, Ленинград, ЛКИ, 1989
11. Яблонский А.А. Сборник заданий для курсовых работ по теоретической механике. М.,Интерал-пресс, 2004

References

1. Plotnikov A. M., Chuvikovsky V.S. Chislennyye metody i EVM v mekhanike dlya sudostroiteley. Uchebnoye posobiye [Numerical Methods and Computers in Mechanics for Shipbuilders]. Leningrad, LKI, 1987
2. Plotnikov A. M., Chuvikovsky V.S. Chislennyye metody i EVM v mekhanike dlya sudostroiteley [Numerical Methods and Computers in Mechanics for Shipbuilders]. Uchebnoye posobiye. Leningrad, LKI, 1988
3. Babanin N. V., Melkonyan A. L., Titova YU. F. Osobennosti postroyeniya matematicheskikh modeley i algoritmov rascheta parametrov dvizheniya i ravnovesiya [Features of building mathematical models and algorithms for calculating motion and equilibrium parameters]. Trudy SPbGMTU, 1(5), 2023, str. 76–98
4. Verkhovodko A.Z., Matlakh A.P., Melkonyan A. L. Metodicheskiye ukazaniya k demonstratsionnym laboratornym rabotam s primeneniym EVM po kursu teoreticheskoy mekhaniki [Guidelines for demonstration laboratory work using computers in the course of theoretical mechanics]. Leningrad, LKI, 1989
5. Melkonyan A.L. Chislennoye modelirovaniye protsesssa dvizheniya materialnoy tochki [Numerical modeling of the motion of a material point]. Metod. Ukazaniya, SPb, Izd. Tsentr SPbGMTU, 2005
6. Butenin N.V., Lunts YA.L., Merkin D.R. Kurs teoreticheskoy mekhaniki [Course of theoretical mechanics]., t.1 i 2, M., Nauka, 1970
7. Korn G., Korn T. Spravochnik po matematike dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov [Mathematics Handbook for Scientists and Engineers]. M., Nauka, 1984
8. Targ S.M. Kratky kurs teoreticheskoy mekhaniki [A short course in theoretical mechanics]., M. Vysshaya shkola, 1986
9. Kulesh YU.N., Melkonyan A.L., Roshchansky V.I., Skvortsov V.YA. Resheniye uchebno-issledovatel'skikh zadach statiki v sudostroyenii (s ispolzovaniyem chislennykh metodov i EVM) [Solving educational and research problems of statics in shipbuilding (using numerical methods and computers)]. Metod. Ukazaniya., Leningrad, LKI, 1988
10. Kulesh YU.N., Melkonyan A.L., Skvortsov V.YA. Uchebno-issledovatel'skiye zadachi prostranstvennoy statiki v sudostroyenii (s ispolzovaniyem EVM) [Solving educational and research problems of statics in shipbuilding (using numerical methods and computers)]. Metod. Ukazaniya k UIRS po statike, Leningrad, LKI, 1989
11. Yablonsky A.A. Sbornik zadany dlya kursovykh rabot po teoreticheskoy mekhanike [Collection of tasks for term papers in theoretical mechanics]. M., Interpress, 2004

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

Пузанов Клим Максимович, студент 2-го курса Санкт-Петербургского государственного морского технического университета,
e-mail: klimpuzanov@gmail.com

Klim M. Puzanov, a second-year student at the Saint-Petersburg State Marine Technical University,
e-mail: klimpuzanov@gmail.com

Дмитриченко Ярослав Николаевич, студент 2-го курса Санкт-Петербургского государственного морского технического университета,
e-mail: dmirichenko@bk.ru

Yaroslav N. Dmitrichenko, a second-year student at the Saint-Petersburg State Marine Technical University,
e-mail: dmirichenko@bk.ru

Бабанин Николай Викторович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, тел. (904) 518-70-66,
e-mail: nikolai-babanin@mail.ru

Nikolay V. Babanin, Ph.D. of Engineering Sciences, associate professor, associate 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

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 14.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.06.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 30.06.2026.

Научная статья

УДК 621.791:629.02

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.021>

Особенности напряженно-деформированного состояния узлов конструкций с концентрацией напряжений в условиях появления и развития макротрещин

Молоков К.А.^{1,2} spektrum011277@gmail.com, Новиков В.В.¹ leka230243@gmail.com¹Дальневосточный федеральный университет, ²Владивостокский государственный университет

Аннотация. В статье представлен анализ напряженно-деформированного состояния элементов судовых конструкций при сложной нагрузке и концентрации напряжений. Особое внимание уделено применению зависимости для сдвига в оценке опасного состояния конструкций. В работе предложены новые аналитические модели и зависимости на основе степенной и линейной аппроксимаций диаграмм деформирования, которые позволяют более точно определять истинные напряжения чистого сдвига с учетом пластических деформаций для вершины трещины первого и второго типов.

Полученные аппроксимации по напряжениям сдвига и растяжения для отдельных сталей хорошо согласуются с экспериментальными данными других авторов. Разработан метод преобразования диаграмм одноосного растяжения в диаграммы чистого сдвига, основанный на теории подобия, который показал хорошее согласование с экспериментальными данными. Получены новые аналитические формулы для расчета предела выносливости и коэффициентов интенсивности напряжений для I и II типов трещин. Предложена аналитическая зависимость для построения критических поверхностей при сложной нагрузке, позволяющая выполнить быструю оценку критических касательных и нормальных напряжений от внешней нагрузки при совместном их действии по стандартным механическим характеристикам и коэффициенту степенного упрочнения материала.

Направление исследования представляется важным для развития и совершенствования методов расчета прочности, поскольку дает возможность повысить точность прогнозирования прочностных характеристик элементов корпусных конструкций, находящихся в условиях действия сложной нагрузки.

Ключевые слова: корпус судна, длина трещины, предел выносливости, КИН, метод сечений, сложное нагружение, напряженно-деформированное состояние, касательные напряжения, диаграмма деформирования, чистый сдвиг, теория подобия, формула Гриффитса

Благодарности: Приносим благодарность департаментам промышленной безопасности, морской техники и транспорта политехнического института ДВФУ за помощь в работе

Для цитирования: Молоков К.А., Новиков В.В. Особенности напряженно-деформированного состояния узлов конструкций с концентрацией напряжений в условиях появления и развития макротрещин. Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 183—193. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.021

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.021>

Features of the stress-strain state of structural nodes with stress concentration under conditions of the appearance and development of macrocracks

Konstantin A. Molokov^{1,2} spektrum011277@gmail.com, Valery V. Novikov¹ leka230243@gmail.com¹Far Eastern Federal University (FEFU), Russian Federation; ²Vladivostok State University, Vladivostok, Russian Federation

Abstract. This article presents an analysis of the stress-strain state of ship structural elements under complex loading and stress concentration. Particular attention is paid to the application of shear relationships in assessing the hazardous state of structures. New analytical models and relationships based on power-law and linear approximations of stress-strain diagrams are proposed. These allow for a more accurate determination of true pure shear stresses, taking into account plastic deformations at the crack tips of types I and II.

The obtained approximations for shear and tensile stresses for individual steels are in good agreement with experimental data from other authors. A method for converting uniaxial tensile diagrams into pure shear diagrams, based on similarity theory, has been developed and has demonstrated good agreement with experimental data. New analytical formulas are derived for calculating the fatigue limit and stress intensity factors for types I and II cracks. An analytical relationship is proposed for constructing critical surfaces under complex loading, enabling rapid assessment of critical shear and normal stresses from an external load when applied jointly, based on standard mechanical properties and the material's power-hardening coefficient.

This research is important for the development and improvement of strength calculation methods, as it enables more accurate prediction of the strength characteristics of structural elements subjected to complex loading.

Key words: ship hull, crack length, fatigue limit, stress intensity factor, method of sections, complex loading, stress-strain state, shear stresses, stress-strain diagram, pure shear, similarity theory, Griffith's formula

Acknowledgments: We would like to express our gratitude to the departments of industrial safety, marine engineering and transport of the FEFU Polytechnic Institute for their assistance in the work

Financial Support: The study was carried out as part of the initiative research.

For citation: Konstantin A. Molokov, Valery. V. Novikov Features of the stress-strain state of structural nodes with stress concentration under conditions of the appearance and development of macrocracks. Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 183—193. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.021

Введение

Судовые конструкции часто испытывают сложное напряженно-деформированное состояние из-за наличия зон концентрации напряжений и специфики действующих нагрузок. Резкое изменение кривизны поверхности сварных конструкций и соединений приводит к неравномерному распределению сдвиговых деформаций и напряжений. Ситуация усложняется, когда в составе корпуса судна присутствуют продольные связи с резко изменяющимся поперечным сечением, что вызывает концентрацию жесткости и нормальных напряжений на кромке закругления [1, 2, 3] углов выреза (рис. 1). При этом, чем меньше протяженность закругления, тем больше величина сдвиговых деформаций $q_{\max}$. В составе корпуса судна имеется множество продольных связей, сечение которых по длине резко изменяется. Так, присутствие крутящей нагрузки (рис. 1, а) отсека корпуса с люковым вырезом в палубе провоцировало создание трещины Т в принципиально похожей конструкции угла люкового выреза на т/х «Виктория» (рис. 1, б). Для судов с широким раскрытием палубы это особенно проявляется из-за малой крутильной жесткости корпуса в условиях его скручивания.

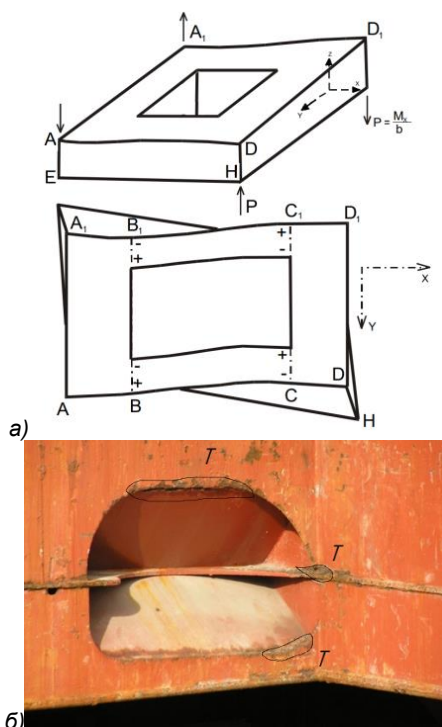


Рис.1. Деформации кручения отсека с люковым вырезом в палубе (а) и трещины Т в конструкции угла люкового выреза на т/х «Виктория» (б)

Вопросы усталостной прочности материалов при сложном нагружении рассматривались многими авторами. Среди них выделяются работы, выполненные для нужд машиностроения и кораблестроения [4, 5, 6, 7, 8]. В классическом

исследовании [9] были получены зависимости, учитывающие комбинированное воздействие сдвига и отрыва на конструкцию с трещиной. Основной недостаток в большинстве существующих подходов состоит или в их эмпиричном подходе, или в обязательном определении некоторых параметров, которые либо находятся путем сложных экспериментов, или не имеют ясной физической интерпретации в используемых моделях. Указанные особенности не позволяют легко применять данные зависимости в рамках оценочных практических расчетов и инженерной практике для конструкций с трещинами.

Для судовых перекрытий и балочных конструкций, испытывающих действие сложной нагрузки, ситуация усложняется присутствием дополнительной концентрации напряжений в сварных соединениях и швах. При этом зарождение трещин, как правило, происходит в области совместного влияния разных факторов (остаточные сварочные напряжения, геометрический концентратор или область с повышенной жесткостью и др.) и не там, где действуют наибольшие касательные или нормальные напряжения, а – в районе, где их отношение примерно равно единице, (рис. 2, а). Развиваются они обычно в направлении, перпендикулярном первому главному нормальному напряжению, которое, к примеру, для балок с ребром жесткости соответствует углу $45 - 46^\circ$ (рис. 2, б).

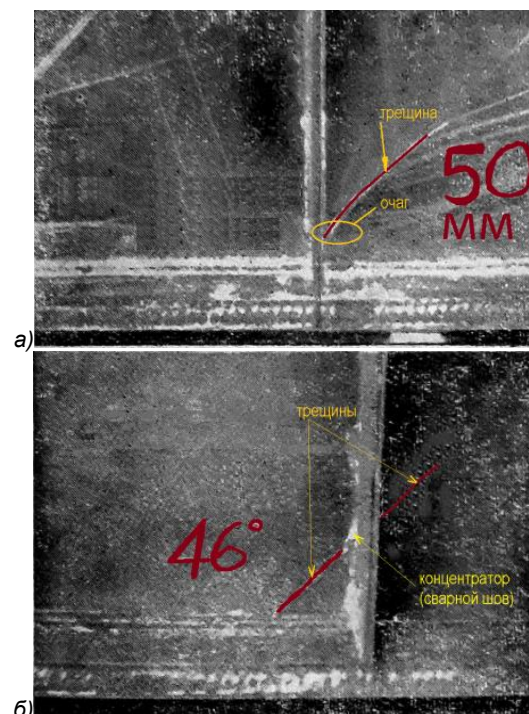


Рис.2. Усталостные трещины в стенке балок у ребер жесткости, приваренных непрерывным швом (а), и прерывистым (б), вызванные концентрацией напряжений и сложной нагрузкой

Таким образом, поперечный изгиб и скручивание прерывистых судовых конструкций создают сложное

напряженно-деформированное состояние с выраженными сдвиговыми деформациями. Это приводит к концентрации как касательных напряжений (рис.3 ,а) так и нормальных (рис.3 ,б) и потенциальному образованию трещин. Отмеченное особенно характерно для машиностроительных деталей и сварных соединений с отверстиями, галтелями и выступами, часто подверженных преждевременному разрушению при наличии дефектов и циклическом нагружении. У концов прерывной части на участке ее закругления возникает неравномерность в распределении касательных усилий q_x образует некоторую концентрацию жесткости рис.3, а и в конечном итоге – концентрацию нормальных напряжений на кромке закругления [2]

Всё это подводит к тому, что для задач определения нормативных разрушающих напряжений [10] существенную роль играет учет сложного нагружения, наличия трещин, механических характеристик материала сварных соединений, и ввод двухпараметрических критериев [11, 12].

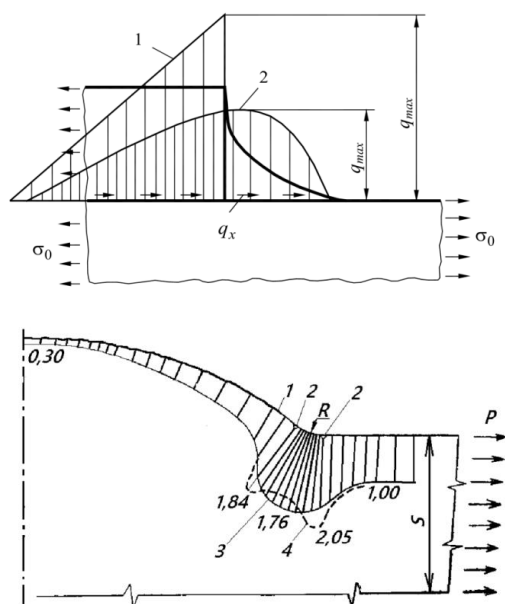


Рис.3. Распределение касательных усилий в районе примыкания конца прерывной части к непрерывной: 1- касательные усилия для прерывной части без закругления ее притыканий к непрерывной; 2- касательные усилия в случае, когда прерывная часть имеет по концам закругление, и распределение напряжений по контуру сварного стыкового соединения с радиусом перехода R от основного металла: 1 - контур сварного шва; 2 - контур дефектного участка; 3 - распределение напряжений для соединения без дефектов; 4 - распределение напряжений для шва с дефектом

Для оценки трещиностойкости и разрушения материала необходимо учитывать гетерогенность сварных соединений [13], численный расчет при которой возможен, если использованы численные фактические механические характеристики в локальной области [14]. Поэтому разрабатывать расчетные модели необходимо с тем условием, чтобы они базировались на известных

характеристиках материала для области концентрации.

В зоне концентратора возникают пластические деформации. При сложном нагружении касательные напряжения могут придавать им значительную величину, влияющую на надежность элемента. Эти деформации изменяют остаточную пластичность материала в окрестности вершины трещины. Как следствие, снижается уровень напряжений, необходимый для дальнейшего распространения трещины [15]. Для околоритических трещин нормального отрыва было показано, что определяющее влияние на этот процесс начинает оказывать коэффициент упрочнения [16]. Все перечисленные факторы обуславливают необходимость применения моделей деформирования, учитывающих упрочнение материала. Использование диаграмм растяжения или чистого сдвига позволяет достоверно определять истинные напряжения и деформации в условиях сложного напряженного состояния.

Таким образом, как качественный, так и количественный анализ и разработка моделей для оценки напряженно-деформированного состояния, остаточного ресурса и прочности подобных конструкций остаются актуальными и важными задачами для обеспечения прочности и долговечности в условиях появления и развития макротрещин.

1. Аналитические исследования и результаты получения диаграмм чистого сдвига

В зоне концентрации происходит уменьшение напряжений по мере удаления от концентратора в соответствии с некоторым законом затухания. Установлено, что чем выше максимальные напряжения у вершины концентратора, тем быстрее происходит их затухание. Однако в зоне концентратора могут возникать пластические деформации, что требует (для определения истинных напряжений или деформаций) использование соответствующих диаграмм растяжения или чистого сдвига [17].

Теоретический коэффициент концентрации напряжений α_t зависит от размеров рабочего сечения, а также от геометрической формы и размера концентратора. Он может быть определен с высокой степенью точности методами конечно-элементного анализа для сварного соединения или детали с концентратором, при условии известных формы и геометрических размеров. При приложении сдвиговой нагрузки возникающие касательные напряжения от действия остаточных сварочных напряжений (ОСН) могут достигать значительных величин в условиях усталости в зоне действия ОСН и концентратора напряжений [18, 19]. Это приводит к образованию локальной зоны пластической деформации в окрестности концентратора, в то время, как остальная часть детали может оставаться в упругой стадии ($\sigma_H < \sigma_{0,2}$).

Таким образом, для правильной оценки влияния напряжений сдвига в вершинах концентратора необходимо найти достаточно простое преобразование истинных диаграмм растяжения к диаграммам чистого сдвига. Это решение представляется более рациональным, так как проведение экспериментов обычно трудоемко и

затратно по времени даже для получения дополнительных механических характеристик материала.

Аналитический подход, основанный на зависимости Рамберга-Осгуда, позволяет аппроксимировать полную диаграмму растяжения и преобразовывать её в диаграмму чистого сдвига. В работе [17] рассматривается следующая зависимость для полной диаграммы растяжения:

$$\varepsilon_i = \left(\frac{\sigma_i}{E}\right) + \varepsilon_T \cdot \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{0,2}}\right)^{\frac{1}{m}+1}, \quad (1)$$

где E – модуль Юнга, МПа; m – коэффициент степенного упрочнения стали; σ_i – истинные напряжения, МПа; $\sigma_{0,2}$ – стандартное значение предела текучести, МПа; ε_T – деформация стандартного предела текучести на базе 0,2% остаточной деформации, $\varepsilon_T = 0,002$; ε_i – истинная деформация образца при растяжении, доли.

На основе четвертой энергетической теории прочности была получена следующая связь ($\gamma_i - \tau_i$) при чистом сдвиге с сопоставлением её с экспериментальной кривой:

$$\gamma_i = \left(\frac{\tau_i}{G}\right) + \sqrt{3}\varepsilon_T \cdot \left(\frac{\sqrt{3} \cdot \tau_i}{\sigma_{0,2}}\right)^{\frac{1}{m}+1}, \quad (2)$$

где τ_i – истинные напряжения чистого сдвига, МПа; γ_i – истинная деформация сдвига, доли; G – модуль сдвига, МПа. Результаты согласования этой зависимости на стали 15Х2ГМФ показали хорошее совпадение (до 7%) на участке деформаций от 0 до 0,04.

2. О подобии диаграмм одноосного растяжения и чистого сдвига

Критерии подобия в технике известны и применяются для прогнозирования поведения материала в изделии по данным испытаний лабораторных образцов с использованием теории подобия [20, 21]. Анализируя уравнение (2), можно заметить, что деформации относительно зависимости (1) проходят через новую точку γ_i^* , смещенную примерно на $\sqrt{3}$ вправо. При этом напряжения соответствующей точки уменьшаются в $\sqrt{3}$ раза и составляют $\sim \tau_i^*$ (рис. 4). Численный эксперимент показывает, что для всех остальных точек диаграммы соблюдаются аналогичные соотношения подобия.

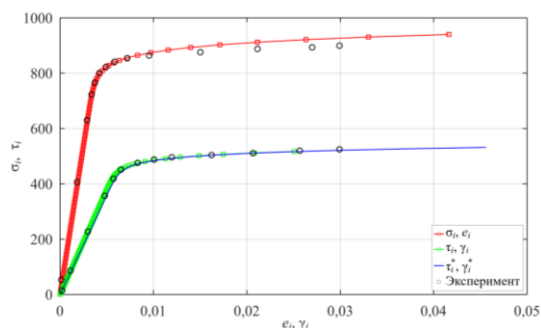


Рис.4. Истинные диаграммы одноосного растяжения и чистого сдвига полученные по (1) и (2) соответственно, и диаграмма ($\tau_i^* - \gamma_i^*$) чистого сдвига полученная подобием. Маркер о – экспериментальные данные [17]

Таким образом, для диаграммы чистого сдвига наблюдается графическое подобие диаграмме одноосного растяжения. Подобие по напряжениям выполняется более строго, чем по деформациям, так как диаграмма по оси деформаций получается вытянутой, и последнее значение деформаций оказывается в $\sqrt{3}$ раза больше. Однако в принятых осях координат это не вызывает значительной погрешности преобразования диаграммы одноосного растяжения к диаграмме чистого сдвига методами подобия (см. рис. 4). На рис. 4 для сравнения приведены экспериментальные точки, снятые с аппроксимированных диаграмм растяжения и чистого сдвига стали 15Х2ГМФ по данным работы [17].

Визуально заметно, что кривые, полученные по формуле (2) и методом подобия, имеют отличия, которые более заметны в области перехода в пластическую стадию деформирования и менее заметны для больших пластических деформаций. Это вызвано различиями в модулях сдвига и упругости при чистом сдвиге и одноосном

растяжении, что вносит рассогласование в простое подобие в $\sqrt{3}$ по напряжениям и деформациям.

Численные расчеты для стали 15Х2ГМФ показывают, что относительная погрешность построения диаграммы методом подобия для чистого сдвига не превышает 5–7% от экспериментальных и полученных по формуле (2) значений, соответственно.

3. Анализ концентрации напряжений чистого сдвига

Сварные соединения и конструкции с геометрическими неоднородностями, такими как трещины, подвержены неравномерному распределению касательных напряжений, особенно при нагружении чистым сдвигом. Это приводит к концентрации напряжений, что может вызвать раннее разрушение материалов. В современной механике разрушения и материаловедении актуальность исследования истинных напряжений чистого сдвига трудно переоценить. Учет этих напряжений позволяет более точно определять эффективный коэффициент интенсивности напряжений, который зависит от коэффициентов K_I и K_{II} , характеризующих механизмы отрыва и сдвига, соответственно, для вершины трещины.

Истинные напряжения чистого сдвига являются фундаментальными для анализа концентраторов напряжений, где локальные напряжения могут значительно превышать средние значения, приводя к раннему разрушению. В таких зонах концентрации напряжений, например, вблизи отверстий, вырезов или трещин, напряжения сдвига могут стать критическими. Их точное определение позволяет оптимизировать конструкции, увеличивая их долговечность и надежность.

Одним из основных подходов к определению истинных напряжений является использование решений упругих задач. В упругой задаче напряжения определяются через теоретический коэффициент концентрации напряжений K_I , который зависит от геометрии и материала конструкции. Этот коэффициент может быть определен как для нормальных, так и для касательных напряжений. Для

нормальных напряжений теоретический коэффициент концентрации можно записать как:

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_H}, \quad (3)$$

где $\sigma_{\max}$ – максимальное нормальное напряжение в зоне концентрации, а σ_H – номинальное нормальное напряжение внешней нагрузки.

Для касательных напряжений теоретический коэффициент концентрации также определяется аналогично:

$$\alpha_{\tau} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_H}, \quad (4)$$

где $\tau_{\max}$ – максимальное касательное напряжение в зоне концентрации, а τ_H – номинальное касательное напряжение внешней нагрузки.

Однако для более точного анализа необходимо учитывать не только максимальные напряжения, но и их распределение в зоне концентрации. Это требует введения функциональной зависимости, которая позволяет вычислять истинные напряжения чистого сдвига τ_i по известным напряжениям, полученным из решения упругой задачи. Такая зависимость может быть представлена в виде:

$$\tau_i = f(\tau^y, \alpha_{\tau}), \quad (5)$$

где τ^y – напряжения, полученные из упругого решения $\tau^y = \alpha_{\tau} \cdot \tau_H$, а f – некоторая функция, учитывающая особенности материала и геометрии конструкции.

В механике разрушения эффективный коэффициент интенсивности напряжений K_e является важным параметром, характеризующим интенсивность напряженного состояния вблизи концентраторов напряжений, таких как трещины. При смешанном нагружении, когда действуют как нормальные, так и касательные напряжения, K_e зависит от коэффициентов интенсивности напряжений K_I и K_{II} , соответствующих механизмам отрыва и сдвига.

Эффективный коэффициент интенсивности напряжений K_e можно определить с использованием следующей формулы:

$$K_e = \sqrt{K_I^2 + K_{II}^2}. \quad (6)$$

Эта формула учитывает вклад обоих механизмов разрушения и позволяет оценить общую интенсивность напряженного состояния вблизи концентратора.

Коэффициент интенсивности напряжений K_I , характеризующий механизм отрыва, определяется как:

$$K_I = \sigma_H \sqrt{\pi l} \cdot Y_I, \quad (7)$$

где σ_H – приложенное нормальное напряжение, l – характерный размер трещины (например, её длина), а Y_I – безразмерный параметр, зависящий от геометрии конструкции и типа нагружения. В этом режиме напряжения действуют перпендикулярно плоскости трещины, стремясь её раскрыть.

Коэффициент интенсивности напряжений K_{II} , характеризующий механизм плоского сдвига, определяется аналогично. Однако из-за больших деформаций сдвига требуется определять напряжения сдвига с учетом пластических деформаций сдвига и напряженно-деформированного состояния в вершине трещины.

Это связано с тем, что в реальных условиях при острых концентраторах материалы могут испытывать значительные пластические деформации сдвига, которые необходимо учитывать для точного анализа.

4. Получение упругопластического решения для чистого сдвига

В данном случае будем говорить о плоском сдвиге для трещины или трещиноподобного концентратора, где напряжения сдвига действуют в плоскости берегов трещины, вызывая их скольжение в направлении поперек фронта трещины. Практическое исследование разрушения, связанное с поперечным сдвигом (тип II для трещины), развито пока недостаточно. Отсутствие интереса, по-видимому, связано с мнением, что параметр трещиностойкости K_{IIc} настолько больше величины K_{Ic} для данного материала, что изотропные материалы не будут разрушаться по типу II. Однако исследователи Джонс и Чисхолм показали [22], что это неверно для пластин из алюминия, а также для ряда других конструкционных материалов, в частности, аустенитных сталей. Данное исследование вызвано в основном интересом к изучению разрушения по типу II:

$$K_{II} = \tau_H \cdot \sqrt{\pi l} \cdot Y_{II}, \quad (8)$$

где τ_H – приложенное касательное напряжение внешней нагрузки; Y_{II} – безразмерный параметр, аналогичный Y_I , но для механизма сдвига для вершины трещины.

Таким образом, знание и учет истинных напряжений чистого сдвига позволяет более точно определять параметры K_I и K_{II} , что, в свою очередь, необходимо для вычисления эффективного коэффициента интенсивности напряжений K_e . Это особенно важно для прогнозирования поведения материалов и конструкций при сложных нагрузочных состояниях, что позволяет оптимизировать их прочность и долговечность.

Для нахождения истинных напряжений чистого сдвига τ_i будем учитывать пластические деформации, которые возникают в реальных условиях. В данном случае напряжения сдвига действуют в плоскости берегов трещины, вызывая их скольжение в направлении поперек фронта трещины.

На основе деформационной теории пластичности, для которой справедливы соотношения $\tau_i = \tau_i^y (G_s/G)^{1/2}$ и $\gamma_i = \gamma_i^y (G/G_s)^{1/2}$, а также аппроксимирующая зависимость в форме (2), получаем упругопластическое решение задачи для касательных напряжений при чистом сдвиге:

$$\tau_i = \left(\frac{\sigma_{0,2}^{(1+\frac{1}{m})} (\tau^y)^2}{G \varepsilon_{0,2} \cdot 3^{(1+\frac{1}{2m})}} \right)^{\frac{m}{2m+1}}, \quad (9)$$

где τ^y – касательные напряжения из решения упругой задачи; m – показатель степенного упрочнения по истинной диаграмме растяжения; $\varepsilon_{0,2}$ – условная деформация предела текучести, равная константе 0,002; $\sigma_{0,2}$ – предел текучести стали; G – модуль сдвига. Тогда выражение для деформации сдвига после подстановки (9) в (2) приобретает вид:

$$\gamma_i = \left(\frac{1}{G} \right) \left[\tau^y + \left(\frac{\sigma_{0,2}^{(1+\frac{1}{m})} (\tau^y)^2}{G \varepsilon_{0,2} 3^{(1+\frac{1}{m})}} \right)^{\frac{m}{2m+1}} \right]. \quad (10)$$

Согласно уравнению (2), напряжения из упругого решения легко выражаются через теоретический коэффициент концентрации касательных напряжений. Уравнения (9) и (10) можно записать относительно внешних напряжений нагрузки τ_i и деформаций сдвига соответственно, следующим образом:

$$\tau_i = \left(\frac{\sigma_{0,2}^{(1+\frac{1}{m})} (\alpha_\tau \tau_H)^2}{G \cdot \varepsilon_{0,2} \cdot 3^{(1+\frac{1}{m})}} \right)^{\frac{m}{2m+1}} \quad (11)$$

и

$$\gamma_i = \left(\frac{1}{G} \right) \left[\alpha_\tau \tau^y + \left(\frac{\sigma_{0,2}^{(1+\frac{1}{m})} (\alpha_\tau \tau^y)^2}{\varepsilon_{0,2} \cdot G \cdot 3^{1+\frac{1}{m}}} \right)^{\frac{m}{2m+1}} \right]. \quad (12)$$

Согласно (12) зависимость между деформациями чистого сдвига и истинными напряжениями τ_i сдвига через известные коэффициенты G, m и предел текучести образца на разрыв будет выражаться формулой:

$$\gamma_i = \frac{\tau_i}{G} + \tau_i \cdot \sqrt{\frac{3 \varepsilon_{0,2} (\tau_i \cdot \sqrt{3})^{\frac{1}{m}}}{G \cdot \sigma_{0,2}^{1+\frac{1}{m}}}}. \quad (13)$$

Таким образом, для решения задачи по определению истинных напряжений чистого сдвига по известному упругому решению, следует использовать первую зависимость (11), а для нахождения деформаций – зависимость (12). Отметим также, что подобные зависимости (11)-(13) позволяют по минимальным экспериментальным данным, снимаемым с закручиваемого образца (τ_i, γ_i), вычислять коэффициент степенного упрочнения m диаграммы $S - e$, так как при чистом сдвиге закручиваемого образца сечение практически не изменяется.

Определенный таким образом коэффициент m должен соответствовать достаточной для инженерных расчетов степени точности, так как уравнение (13) обладает необходимой чувствительностью к этому коэффициенту. Для получения хорошего приближения по численным оценкам будет достаточно решить систему из трех уравнений (13) со значениями трех экспериментальных узловых точек $\tau_{1,2,3}; \gamma_{1,2,3}$ в области деформаций сдвига $\sim 0,002 - 0,04$.

5. Решения для коэффициентов интенсивности напряжений отрыва и чистого поперечного сдвига методом сечений для материалов с упрочнением

Применим метод сечений для сквозной трещины длиной $2l$ в пластине единичной толщины и находящейся в центре ее. Сначала рассмотрим трещину нормального отрыва и поле напряжений интенсивностью $\sigma < \sigma_{0,2}$ на значительном удалении от трещины (рис. 5, а).

Задача по определению коэффициента интенсивности напряжений K_I решается в

псевдоплоской постановке методом сечений. Принимается, что толщина пластины (единичная) достаточна для реализации условий плоской деформации, при которой инициируется наиболее опасное состояние для хрупкого разрушения. Материал пластины считается физически однородным, изотропным и идеальным (без пустот). Упрочнение материала при пластическом течении описывается степенным законом.

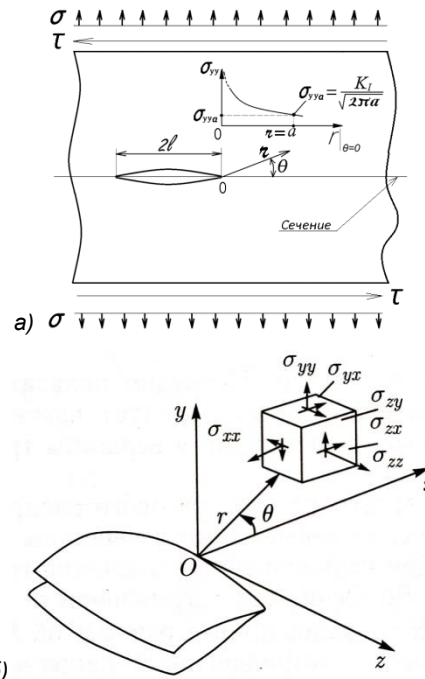


Рис. 5. Схема нагружения пластины с трещиной (а), окрестность вершины трещины с проходящим сечением вдоль трещины и система координат с обозначениями компонент (б):
 r – радиус вектор, a – зона пластичности в сечении

Проведем сечение в плоскости трещины таким образом, чтобы фронты трещины лежали на этой плоскости. Дополнительно условимся, что они прямолинейны и перпендикулярны плоскости поверхности пластины. Тогда внутренняя поверхность трещины должна представлять прямоугольник, одна сторона которого равна единице, а вторая равна $2l$ (см. рис. 5, а, б). Через нее не передается внешнее усилие, которое должно компенсироваться повышением напряжений на фронтах трещины. Оно стремится привести систему к наиболее энергетически выгодному состоянию равновесия – увеличению внутренних сил на фронтах трещины. В таком случае можно составить условие равновесия внутренних и внешних сил, действующих в сечении. Составим условие равновесия непередаваемых сил через сечение трещины и возмущенных усилий в окрестности вершины трещины (рис. 5, б). При этом учтем асимптотическое выражение для напряжений в полярной системе координат [12, 9] и положим, что $K_{II} = K_{III} = 0$; тогда искомая компонента σ_{yy} (рис. 5, б) выразится зависимостью:

$$\sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2} \right), \quad (14)$$

где K_I, K_{II}, K_{III} – коэффициент интенсивности

напряжений нормального отрыва, поперечного и продольного сдвига, соответственно; θ – угол радиус вектора в полярной системе координат. Ввиду объемности напряженного состояния в вершине трещины вклад несингулярных «Т» составляющих напряжений будем учитывать через коэффициент перенапряжения D , равный отношению интенсивности напряжений для вершины трещины к первому главному напряжению σ_i/σ_1 . В принятой схеме расчета сечение, проходящее через трещину, образует угол $\theta = 0$ с плоскостью XOZ; в этом случае зависимость (14) преобразуется к виду $\sigma_{yy} = K_1/\sqrt{2\pi r}$, а дополнительные усилия, возникающие в сечении окрестности вершины трещины, могут быть представлены интегральным выражением:

$$\int_0^a \sigma_{yy} dr,$$

где граница a должна определяться из условия равенства $\sigma_{yy} = \sigma_H$. Здесь $\sigma_H \approx \sigma$ – интенсивность внешнего поля напряжений, которая при размерах пластины, много превышающей l_c и при $\sigma \leq \sigma_{0,2}$ практически равна номинальным напряжениям. Асимптотическая зависимость для выражения границы a в виде $a = K_1^2/(2\sigma_H^2\pi)$, позволяет найти границу при равенстве $\sigma_H = \sigma$. Номинальные напряжения при этом примем $\sigma_H = \sigma_{0,2}$.

Для решения задачи в упругопластической постановке с упрочнением материала необходимо использовать известную взаимосвязь интенсивности истинных напряжений σ_i и напряжений, полученных при решении упругой задачи для трещины нормального отрыва:

$$\sigma_i = \sigma_{0,2}^{\frac{1-m'}{1-m}} \cdot \sigma_{yy}^{[2m'/(m'+1)]}, \quad (15)$$

где $m' = m/2$; m – коэффициент степенного упрочнения по истинной диаграмме упрочнения при одноосном растяжении. Для трещин II типа следует использовать полученное выражение (9).

По своей сути, если $\sigma_H = \sigma_{0,2}$, σ_i будут представлять упругие значения напряжений около вершины трещины в сечении для материала, находящегося далеко за упругим состоянием. С некоторой погрешностью размер пластической зоны a в сечении определяется значениями интенсивности напряжений $\sigma_i = \sigma_{0,2}$. Тогда условие равновесия усилий можно записать следующим образом:

$$1 \times 2l \cdot \sigma_H = 1 \times 2 \cdot \frac{1}{D} \int_0^a \sigma_i dr,$$

где для плоской деформации $D = (1+m)(1-2\mu)/2$ при неизменных коэффициентах Пуассона и степенного упрочнения, постоянных для стали; r – радиус вектор от вершины трещины до рассматриваемой точки при $\theta = 0$.

Если считать, что сложное напряжённое состояние (СНС) при плоской деформации в вершине трещины не изменяет интегрального усилия в рассчитываемом направлении, то можно получить взаимосвязь K_I со всеми механическими характеристиками, от которых зависит m :

$$K_I' = p^* \frac{\sqrt{2\pi l} (2\mu - 1 - \sqrt{D})}{2(2\mu - 1)\sqrt{m+1}} \sigma_H^{\frac{m+3}{2m+2}} \sigma_{0,2}^{\frac{m^2-1}{2}}, \quad (16)$$

где p^* – некоторая поправка, вызванная всякого рода указанными выше допущениями. Данная поправка

для феррито-перлитных сталей, поределенная по ряду экспериментальных данных, незначительно варьируется от стали к стали, т.е. достаточно стабильна, а D зависит только от m и μ . Если исключить l , используя основную зависимость Гриффитса (7), а также положив $\sigma_H = \sigma_{0,2}$, сделав подстановки m в степени и округляя, то можно записать максимально простую формулу для расчета предела выносливости симметричного цикла нагружения:

$$\sigma'_{-1} = p^* \frac{\sqrt{2} (2\mu - 1 - \sqrt{D})}{2(2\mu - 1)\sqrt{m+1}} \sigma_H^{\frac{m+3}{2m+2}} \sigma_{0,2}^{\frac{m^2-1}{2}}; \quad (17)$$

$$\sigma'_{-1} = p^* \frac{\sigma_{0,2}}{\sqrt{m+1}},$$

где p^* – подобранная поправка по известным данным пределов выносливости для группы малоуглеродистых феррито-перлитных сталей. Она составляет значение – 0,769 ближе к нижней границе (с запасом прочности).

Результаты численной проверки показывают, что погрешность расчета K_{Ic} по (16) при известной длине трещины находится в пределах 3-5% для корпусных сталей обычной и средней прочности. Длину критической трещины l_c на основе зависимостей (16) и (17), можно легко найти из основного уравнения Гриффитса, если подставить вычисленную «константу» материала σ'_{-1} и решить уравнение

$$K'_{Ic}(l_c) = \sigma'_{-1} \sqrt{\pi l_c}. \quad (18)$$

Однако последнее для оценки l_c неприемлемо, так как сильно чувствительно к значению σ'_{-1} в функции $K'_{Ic}(l_c)$, которое не является в прямом смысле константой. Длина l_c существенно зависит от σ'_{-1} в (18).

Аналогично рассмотрим метод сечений для пластины с трещиной типа II, находящейся под одной чистой внешней нагрузкой τ_H (см. рис. 5, а). Касательные упругие напряжения, передаваемые через половину трещины, составят $1 \times l \cdot \tau_H$, а решение упругой задачи о касательных напряжениях вдоль трещины дает равенство $\tau_{\theta=0}^y = K_{II}/\sqrt{2\pi r}$. Подставляя последнее в зависимость в (9) и составляя баланс сил для половины длины трещины, получим уравнение:

$$1 \times l \cdot \tau_H = \int_0^a \tau_i dr, \quad (19)$$

где $a = K_{II}^2/(2\pi\tau_{0,2}^2)$ – зона пластичности (условно на продолжении развития трещины); τ_i – интенсивность истинных касательных напряжений по сечению (см. рис., а).

Далее, решая аналитически уравнение (19) относительно K_{II} , получим:

$$K_{II} = \sqrt{2\pi l \sqrt{3} \tau_H \tau_{0,2}^{\frac{2m+2}{2m+1}} \cdot (G_{e,0,2})^{\frac{m}{2m+1}} \times \sigma_{0,2}^{\frac{m+1}{2m+1}} \cdot \frac{m+1}{2m+1}}, \quad (20)$$

где G – модуль сдвига, который можно найти по формуле $G = E/2/(1+\mu)$; $\sigma_{0,2}$ – условный предел текучести при одноосном растяжении; $\tau_{0,2}$ – условный предел текучести при чистом сдвиге; $e_{0,2}$ – остаточная деформация равная пределу текучести

при одноосном растяжении 0,002. Рассчитать K_{II} в зависимости от I для напряжений нагрузки $\tau_H = \tau_{-1} \approx 0,58\sigma'_{-1}$ легко подстановкой $\tau_{0,2} = 0,58\sigma_{0,2}$ при пластичности Мизеса, при этом должно выполняться следующее равенство [8]

$$\left(\frac{\sigma_H}{\sigma_{0,2}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_H}{\tau_{0,2}}\right)^2 = 1, \quad (21)$$

которое для линии продолжения трещины будет справедливо как для K_{II} , так и при совместном действии с K_I . В нотациях коэффициентов интенсивности напряжений и пределов выносливости при коэффициенте запаса 1, можно записать

$$\left(\frac{K_I}{K_{Ic}}\right)^2 + \left(\frac{K_{II}}{K_{IIc}}\right)^2 = 1; \left(\frac{\sigma_H}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_H}{\tau_{-1}}\right)^2 = 1, \quad (22)$$

или

$$\left(\frac{\sigma_H}{\sigma'_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_H}{0,58\sigma'_{-1}}\right)^2 = 1, \quad (23)$$

где K_{Ic} и K_{IIc} – значения для одной длины трещины. Они связаны с развившейся критической трещиной, которая не может иметь две длины в конкретный момент времени. Подставив предел выносливости из (17) в (22) можно, найти нормальные и касательные нагрузки при совместном их действии. В качестве расчетной схемы принято допущение о том, что критическая длина трещины L_c соответствует условиям нормального отрыва, и она меньше, чем при совместном действии σ_H и τ_H . Это обосновано тем, что касательные напряжения не вызывают хрупкого разрушения, а исходная глубина трещины определена инструментально (при визуальном и измерительном контроле (ВИК) или ультразвуковом). Принятое допущение идет в запас прочности при последующей оценке совместного действия нормальных и касательных напряжений, а условие разрушения запишется в виде:

$$\left(\frac{\sigma_H \sqrt{\pi L_c}}{\sigma'_{-1} \sqrt{\pi L_c}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_H \sqrt{\pi L_c}}{0,58\sigma'_{-1} \sqrt{\pi L_c}}\right)^2 = 1. \quad (24)$$

В действительности, если положить $K_{IIc} = K_{Ic}$, то можно показать, что длина критической трещины примерно в 3 раза больше, чем ее длина при нормальном отрыве для условий плоской деформации. Таким образом, для каждой пары совместно действующих внешних напряжений τ_H и σ_H , могут быть построены критические поверхности разрушения, соответствующие уравнению (24). Для более точного построения лучше использовать зависимость (17). Предложенный подход базируется на новых аналитических зависимостях, включающих стандартные справочные механические характеристики материалов. Дополнительным параметром является коэффициент m , для вычисления которого используются известные полуэмпирические зависимости, приведенные в цитируемых работах [23, 24] и др. Длину L_c можно найти, если составить уравнение баланса сил в методе сечений для трещины и найти выражение K_{Ic}^{lh} для материала с линейным упрочнением; тогда длину критической трещины нормального отрыва можно получить из (7):

$$L_c = (K_{Ic}^{lh}/\sigma'_{-1})^2 / \pi \cong \frac{(k^{lh}/p^*)^2 (e_{кр}^{m+1})^2}{(m+1)\pi \sigma_{0,2}^2}, \quad (25)$$

где k^{lh} – коэффициент постоянный для группы сталей (термообработки), подобранный для

наилучшего схождения с экспериментальными значениями K_{Ic} , для судостроительных малоуглеродистых сталей $k^{lh} = 92,4$; p^* – определен в формуле (17); $e_{кр}$ – критическая пластическая деформация материала при разрушении, остальные обозначения те же.

Полученные аналитические результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными других авторов для судостроительных сталей, что подтверждает их достоверность и надежность для малоуглеродистых феррито-перлитных сталей.

Предложенные аналитические зависимости и метод подобия создают основу для перехода от качественного анализа концентрации напряжений к количественным инженерным расчетам. Эти расчеты базируются исключительно на известных стандартных механических характеристиках стали, что делает их доступными для широкого применения. В результате появляется возможность достоверно оценивать прочность и долговечность элементов корпуса судна, что в конечном итоге способствует повышению надежности конструкций в целом.

Закключение

Представленный анализ напряженно-деформированного состояния элементов судовых конструкций при сложной нагрузке и концентрации напряжений показал практическую значимость полученных зависимостей. В работе предложены новые аналитические модели и зависимости на основе степенной и линейной аппроксимаций диаграмм деформирования, которые позволяют более точно определять истинные напряжения чистого сдвига с учетом пластических деформаций для вершины трещины первого и второго типов.

Результатом исследования является развитие аналитического подхода к оценке трещиностойкости и прочности конструкций, который базируется на фундаментальных механических характеристиках материала и учитывает пластические деформации. Ключевое внимание уделено параметрам чистого сдвига, поскольку именно сдвиговые деформации играют определяющую роль в процессе разрушения при сложном напряженном состоянии. В ходе исследования обоснован метод преобразования стандартных диаграмм одноосного растяжения в диаграммы чистого сдвига, основанный на теории подобия и степенной аппроксимации. Установлено, что диаграмма сдвига может быть получена путем масштабирования диаграммы растяжения с коэффициентом $\sim \sqrt{3}$. Это позволяет инженеру, располагая только результатами стандартных испытаний на растяжение (предел текучести, модуль упругости, коэффициент упрочнения), с достаточной точностью прогнозировать поведение материала при чистом сдвиге, избегая трудоемких экспериментов.

Опираясь на установленное подобие, предложены упругопластические решения для определения истинных касательных напряжений и деформаций сдвига в вершине трещины или концентратора. Полученные аналитические зависимости учитывают пластические деформации и степенное упрочнение материала, что представляется особенно важным для корректной оценки реальной несущей способности конструкции. Они связывают локальные напряжения

непосредственно у дефекта с внешними нагрузками и геометрией концентратора, позволяя перейти от упрощенных упругих оценок к более точным, отражающим реальную картину деформирования материала в опасной зоне. С инженерной точки зрения, представляется важным создание простого и эффективного инструментария: расчетчик, оперируя ограниченным набором справочных данных (стандартные механические характеристики стали и геометрические параметры дефекта), может оценивать не только номинальную прочность, но и локальное напряженно-деформированное состояние в опасной зоне с учетом пластических деформаций.

Дальнейшее развитие методологии нашло отражение в получении новых аналитических выражений для коэффициентов интенсивности напряжений для трещин нормального отрыва и поперечного сдвига. С использованием метода сечений выведены формулы, которые в отличие от

классических упругих решений, учитывают упрочнение материала и стандартные механические характеристики. Это повышает точность прогнозирования роста трещины и позволяет более обоснованно подходить к оценке долговечности конструкции. На основе полученных выражений предложена формула для построения критических поверхностей разрушения при совместном действии нормальных и касательных напряжений. Данная зависимость адаптирована для инженерного использования: она позволяет по известным значениям предела выносливости при отрыве и критической длины трещины выполнить быструю и достоверную оценку опасных комбинаций внешних нагрузок τ_H и σ_H . Это особенно востребовано при экспертизе поврежденных конструкций и назначении безопасных режимов эксплуатации или прогнозирования остаточного ресурса.

Литература

1. Шиманский Ю.А. Проектирование прерывистых связей судового корпуса. - Л.: Судпромгиз, 1949. - 160 с.
2. Бойцов Г.В. Практическая методика определения коэффициентов концентрации напряжений в прерывистых связях. - Л.: Судостроение, 1967. №10.
3. Казанов Г.Т., Новиков В.В., Турмов Г.П. Концентрация напряжений и другие особенности напряженного состояния судовых корпусных конструкций. - Владивосток: ДВФУ, 2014. - 178 с.
4. Мюнзе В.Х. Усталостная прочность сварных стальных конструкций. - М.: Машиностроение, 1968. - 312 с.
5. Павлов П.А. Основы инженерных расчетов машин на усталость и длительную прочность. - Л.: Машиностроение, 1988. - 252 с.
6. Прочность, ресурс, живучесть и безопасность машин. / отв. ред. Н.А. Махутов. - М.: Книжный дом "ЛИБРОКОМ", 2008. - 576 с.
7. Хажинский Г.М. Деформирование. Разрушение. Надежность: Задачи деформирования и разрушения стали. Методы оценки прочности энергетического оборудования и трубопроводов. -М.: ЛЕНАНД, 2014. - 544 с.
8. Олейник Н.В. Несущая способность элементов конструкций при циклическом нагружении. — Киев : Наукова думка, 1985. — 238 с.
9. Черепанов Г.П. Механика разрушения. Регулярная и хаотическая динамика. М., Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2012. 872 с.
10. Крыжевич Г.Б. Методический подход к назначению нормативных разрушающих напряжений для численных расчетов прочности узлов конструкций / Г.Б. Крыжевич // Морские интеллектуальные технологии. – 2024. – № 3-2(65). – С. 19-24.
11. Ключанцев В.С. Уточненная инженерная теория трещин с применением двухпараметрического критерия прочности / В.С. Ключанцев, В.Д. Кургузов, А.В. Шутов // Физическая мезомеханика. – 2023. – Т. 26, № 3. – С. 72-88. – DOI 10.55652/1683-805X_2023_26_3_72. – EDN UTTKVR.
12. Матвиенко Ю.Г. Двухпараметрическая механика разрушения / Ю.Г. Матвиенко. – Москва: Издательская фирма «Физико-математическая литература», 2021. – 210 с. – ISBN 978-5-9221-1899-6. – EDN LTCQCSJ.
13. Матохин Г.В. Прочность и надежность сварных соединений: Учебное электронное издание / Г.В. Матохин, К.А. Молоков. – Владивосток : Дальневосточный федеральный университет, 2019. – 143 с. – ISBN 978-5-7444-4465-5. – EDN KIYCPQ.
14. [14] Молоков, К. А. Оценка трещиностойкости сварных соединений с мягкими прослойками / К. А. Молоков, В. В. Новиков // Advanced Engineering Research. — 2021. — Т. 21, № 4. — С. 308–318. <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-4-308-318>.
15. Молоков К.А. Повреждаемость судовых конструкций и основы построения математической модели оценки трещиностойкости конструкционных сталей/ К.А. Молоков, В.В. Новиков, С.В. Антоненко// Труды Крыловского государственного научного центра. – 2022. – № S1. – С.46-54. – DOI 10.24937/2542-2324-2022-1-S-I-46-54. – EDN ABWRWT.
16. Молоков К.А. Оценка остаточной надежности судокорпусных конструкций из феррито-перлитных сталей с макротрещинами по структурным и механическим характеристикам/ К.А. Молоков, В.В. Новиков// Морские интеллектуальные технологии. –2024. –№3-2(65). – С.102-109.
17. Крюков А.А. Описание диаграмм деформирования при одноосном растяжении и чистом сдвиге с единых позиций /А.А. Крюков // Всероссийская научно-техническая конференция по строительной механике корабля, посвящённая памяти профессора П.Ф. Папковича: Тезисы докл, Санкт-Петербург, 20–21 декабря 2024 года. – Санкт-Петербург: Крыловский государственный научный центр, 2024. – С. 53-54.
18. Негода Е.Н. Усталость сварных соединений труб большого диаметра // Вестник инженерной школы ДВФУ. – 2015. – № 4(25). – С.62-74.
19. Молоков К.А., Новиков В.В., Васильченко Н.П. Оценка выносливости элементов конструкций с микротрещинами и остаточными сварочными напряжениями // Вестник Инженерной школы Дальневост. федерал. ун-та. 2018. № 3(36). С.22-36.

20. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. - М.: Металлургия, 1975. - 454 с.
21. Джурев А.Х. Расчет КИН для поверхностных трещин методом сечений / А.Х. Джурев, Т.В. Чинь // Естественные и технические науки. – 2007. – № 4(30). – С. 292-293. – EDN JVZJZZ.
22. Либовиц Г., Эфлис Дж., Джонс Д. Некоторые недавние теоретические и экспериментальные исследования по механике разрушения. В кн. «Механика разрушения. Разрушение конструкций». - М.: Мир, 1980. - С.168-178.
23. Молоков К.А., Новиков В.В. К расчёту коэффициента упрочнения для степенной аппроксимации диаграмм деформирования сталей в рамках деформационной теории пластичности // Вестник Инженерной школы ДВФУ. 2025. № 3(64). С. 27–38.
24. Партон В.З., Морозов Е.М. Механика упругопластического разрушения. -М.: Наука, 1985. - 504 с.

References

1. Shimanskiy, Yu.A. *Proyektirovaniye preryvistykh svyazey sudovogo korpusa* [Design of discontinuous connections of the ship hull]. Leningrad: Sudpromgiz, 1949. 160 p.
2. Boytsov, G.V. *Prakticheskaya metodika opredeleniya koeffitsiyentov kontsentratsii napryazheniy v preryvistykh svyazyah* [Practical method for determining stress concentration factors in discontinuous connections]. Sudostroyeniye, 1967, no. 10.
3. Kazanov, G.T., Novikov, V.V., & Turmov, G.P. *Kontsentratsiya napryazheniy i drugie osobennosti napryazhennogo sostoyaniya sudovykh korpusnykh konstruktсий* [Stress concentration and other features of the stressed state of ship hull structures]. Vladivostok: DVFu, 2014. 178 p.
4. Myunze, V.H. *Ustalostnaya prochnost' svarnykh stal'nykh konstruktсий* [Fatigue strength of welded steel structures]. Moscow: Mashinostroeniye, 1968. 312 p.
5. Pavlov, P.A. *Osnovy inzhenernykh raschetov mashin na ustalost' i dritel'nyuyu prochnost'* [Fundamentals of engineering calculations of machines for fatigue and long-term strength]. Leningrad: Mashinostroeniye, 1988. 252 p.
6. *Prochnost', resurs, zhivuchest' i bezopasnost' mashin* [Strength, resource, survivability and safety of machines]. Ed. by N.A. Makhutov. Moscow: Knizhnyi dom "LIBROKOM", 2008. 576 p.
7. Hazhinskiy, G.M. *Deformirovaniye. Razrusheniye. Nadezhnost': Zadachi deformirovaniya i razrusheniya stali. Metody otsenki prochnosti energeticheskogo oborudovaniya i truboprovodov* [Deformation. Destruction. Reliability: Problems of deformation and destruction of steel. Methods for assessing the strength of power equipment and pipelines]. Moscow: LENAND, 2014. 544 p.
8. Oleynik, N.V. *Nesushchaya sposobnost' elementov konstruktсий pri tsiklicheskom nagruzhении* [Bearing capacity of structural elements under cyclic loading]. Kiev: Naukova dumka, 1985. 238 p.
9. Cherepanov, G.P. *Mekhanika razrusheniya. Regularnaya i khaoticheskaya dinamika* [Fracture mechanics. Regular and chaotic dynamics]. Moscow, Izhevsk: Institut komp'yuternykh issledovaniy, 2012. 872 p.
10. Kryzhevich, G.B. *Metodicheskii podkhod k naznacheniyu normativnykh razrushayushchikh napryazheniy dlya chislennykh raschetov prochnosti uzlov konstruktсий* [Methodological approach to the appointment of normative destructive stresses for numerical strength calculations of structural nodes]. Morskiye intellektual'nyye tekhnologii, 2024, no. 3-2(65), pp. 19-24.
11. Klyuchantsev, V.S., Kurguzov, V.D., & Shutov, A.V. *Utochnennaya inzhenernaya teoriya treshchin s primeneniym dvuhparametricheskogo kriteriya prochnosti* [Refined engineering theory of cracks using a two-parameter strength criterion]. Fizicheskaya mezomekhanika, 2023, vol. 26, no. 3, pp. 72-88. DOI: 10.55652/1683-805X_2023_26_3_72. EDN UTTKVR.
12. Matvienko, Yu.G. *Dvuhparametricheskaya mekhanika razrusheniya* [Two-parameter fracture mechanics]. Moscow: Izdatel'skaya firma "Fiziko-matematicheskaya literatura", 2021. 210 p. ISBN 978-5-9221-1899-6. EDN LTCQCJ.
13. Matokhin, G.V., & Molokov, K.A. *Prochnost' i nadezhnost' svarnykh soedineniy: Uchebnoye elektronnoye izdaniye* [Strength and reliability of welded joints]. Vladivostok: Dal'nevostochnyy federal'nyy universitet, 2019. 143 p. ISBN 978-5-7444-4465-5. EDN KIYCPQ.
14. Molokov, K.A., & Novikov, V.V. *Otsenka treshchinostoykosti svarnykh soedineniy s myagkimi prosloykami* [Evaluation of crack resistance of welded joints with soft interlayers]. Advanced Engineering Research, 2021, vol. 21, no. 4, pp. 308-318. <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-4-308-318>.
15. Molokov, K.A., Novikov, V.V., & Antonenko, S.V. *Povrezhdaemost' sudovykh konstruktсий i osnovy postroyeniya matematicheskoy modeli otsenki treshchinostoykosti konstruktсионnykh staley* [Damageability of ship structures and fundamentals of mathematical model for crack resistance assessment of structural steels]. Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra, 2022, no. S1, pp. 46-54. DOI: 10.24937/2542-2324-2022-1-S-I-46-54. EDN ABWRWT.
16. Molokov, K.A., & Novikov, V.V. *Otsenka ostatochnoy nadezhnosti sudokorpusnykh konstruktсий iz ferrito-perlitnykh staley s makrotreshchinami po strukturnym i mekhanicheskim kharakteristikam* [Assessment of residual reliability of ship hull structures made of ferrite-pearlite steels with macrocracks based on structural and mechanical characteristics]. Morskiye intellektual'nyye tekhnologii, 2024, no. 3-2(65), pp. 102-109.
17. Kryukov, A.A. *Opisaniye diagram deformirovaniya pri odnoosnom rastyazhenii i chistom sdvige s yedinykh pozitsiy* [Description of deformation diagrams in uniaxial tension and pure shear from a unified position]. Proc. All-Russian Scientific and Technical Conference on Structural Mechanics of Ships, dedicated to the memory of Professor P.F. Papkovich: Abstracts. St. Petersburg, 20-21 December 2024. St. Petersburg: Krylovskiy gosudarstvennyy nauchnyy tsentr, 2024, pp. 53-54.
18. Negoda, E.N. *Ustalost' svarnykh soedineniy trub bol'shogo diametra* [Fatigue of welded joints of large diameter pipes]. Vestnik inzhenernoy shkoly DVFu, 2015, no. 4(25), pp. 62-74.

19. Molokov, K.A., Novikov, V.V., & Vasil'chenko, N.P. Otsenka vynoslivosti elementov konstruktsiy s mikrotreshchinami i ostatochnymi svarochnymi napryazheniyami [Assessment of endurance of structural elements with microcracks and residual welding stresses]. Vestnik Inzhenernoy shkoly Dal'nevostochnogo federal'nogo universiteta, 2018, no. 3(36), pp. 22-36.
20. Ivanova, V.S., & Terent'ev, V.F. Priroda ustalosti metallov [Nature of metal fatigue]. Moscow: Metallurgiya, 1975. 454 p.
21. Djuraev, A.H., & Chin', T.V. Raschet KIN dlya poverhnostnykh treshchin metodom secheniy [Calculation of SIF for surface cracks by the section method]. Estestvennye i tekhnicheskie nauki, 2007, no. 4(30), pp. 292-293. EDN JVZJZZ.
22. Libovits, G., Eftis, D., & Dzhons, D. Nekotorye nedavniye teoreticheskiye i eksperimental'nye issledovaniya po mekhanike razrusheniya [Some recent theoretical and experimental studies on fracture mechanics]. In Mekhanika razrusheniya. Razrusheniye konstruktsiy. Moscow: Mir, 1980, pp. 168-178.
23. Molokov, K.A., & Novikov, V.V. K raschetu koeffitsiyenta uprochneniya dlya stepennoy approksimatsii diagram deformirovaniya staley v ramkah deformatsionnoy teorii plastichnosti [On the calculation of the hardening coefficient for power approximation of steel deformation diagrams within the framework of the deformation theory of plasticity]. Vestnik Inzhenernoy shkoly DVFu, 2025, no. 3(64), pp. 27-38.
24. Parton, V.Z., & Morozov, E.M. Mekhanika uprugoplasticheskogo razrusheniya [Mechanics of elastoplastic fracture]. Moscow: Nauka, 1985. 504 p.

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

Молоков Константин Александрович, 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. (Eng), 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

Новиков Валерий Васильевич, 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. (Eng), 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

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 11.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.05.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 20.06.2026.

Научная статья

УДК 539.422.5, 629.12

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.022>

Анализ напряженно-деформированного состояния композитных конструкций с учётом остаточных напряжений, возникающих в процессе отверждения

Зонов В. В.¹ zonov_vv@mail.ru, Пономарев Д. А.¹ ponomarev.smk@smtu.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В работе представлено численное исследование процесса отверждения полимерных композиционных материалов (ПКМ) и его влияния на напряженно-деформированное состояние (НДС) конструкций судового подъемно-транспортного оборудования. В качестве объектов анализа рассмотрены плоские углепластиковые пластины и рельс судового крана с П-образным профилем. Математические модели основаны на уравнении теплопроводности Фурье, с учетом кинетики термореактивного отверждения в виде автокаталитической модели. Расчеты выполнены методом конечных элементов с последовательным решением нестационарной тепловой задачи и статической прочностной задачи. На примере плоских пластин исследовано влияние толщины, симметрии укладки, схемы армирования, коэффициента конвекции и формы температурного цикла на формирование остаточных напряжений и деформаций в изделиях из ПКМ. Установлено, что геометрическая симметрия, конфигурация армирования и форма температурного цикла существенно определяют уровень остаточных деформаций и характер напряжённого состояния конструкции после отверждения. Результаты исследования подтверждают необходимость учёта процессов отверждения при проектировании и расчёте ответственных композитных элементов. Применение комплексного моделирования термохимических и механических явлений обеспечивает повышение точности прогнозирования остаточных напряжений, оптимизацию технологических режимов и повышение эксплуатационной надёжности изделий из полимерных композиционных материалов.

Ключевые слова: полимерные композиционные материалы; отверждение; остаточные напряжения; термомеханическое моделирование; метод конечных элементов; судовые конструкции, корабление, углепластик, слоистый композит.

Для цитирования: Зонов В. В., Пономарев Д. А. Анализ напряженно-деформированного состояния композитных конструкций с учётом остаточных напряжений, возникающих в процессе отверждения. Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 194—204. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.022

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.022>

Analysis of the stress–strain state of composite structures considering curing-induced residual stresses

Vadim V. Zonov¹ zonov_vv@mail.ru, Dmitry A. Ponomarev¹ ponomarev.smk@smtu.ru¹State marine technical university of Saint-Petersburg, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. This study presents a numerical investigation of the curing process of polymer composite materials and its effect on the stress–strain state of ship lifting and handling equipment structures. The analysis considers both flat carbon-fiber composite plates and a crane rail with a U-shaped cross-section. The mathematical models are based on the Fourier heat conduction equation, incorporating the kinetics of thermosetting curing through an autocatalytic model. Finite element calculations were performed using a sequential solution of the transient thermal problem and the static structural analysis. For flat plates, the influence of thickness, layup symmetry, fiber orientation, convection coefficient, and thermal cycle on the formation of residual stresses and deformations was examined. It was found that geometric symmetry, fiber arrangement, and curing cycle strongly affect the magnitude of residual deformations and the stress state of the structure after curing. The results highlight the necessity of accounting for curing processes in the design and analysis of critical composite components. Coupled modeling of thermochemical and mechanical phenomena enables more accurate prediction of residual stresses, optimization of curing regimes, and improvement of operational reliability of polymer composite structures.

Keywords: polymer composite materials; curing; residual stresses; thermomechanical modeling; finite element method; ship lifting equipment.

For citation: Vadim V. Zonov, Dmitry A. Ponomarev, Analysis of the stress–strain state of composite structures considering curing-induced residual stresses, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 194—204. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.022

Введение

Композитные материалы широко применяются в авиационной, судостроительной,

машиностроительной и строительной отраслях благодаря их высокой удельной прочности, жесткости и стойкости к агрессивным средам при относительно малой массе [1], [2]. Особенностью конструкций из композиционных материалов

является неразрывная взаимосвязь между составом материала, технологией его изготовления и конструктивными решениями. В отличие от традиционных материалов, где свойства определяются в основном составом и термообработкой, в композитах конструкция фактически «рождается» вместе с материалом, формируясь в процессе его изготовления.

Ключевыми технологическими процессами являются драпировка, пропитка армирующего волокна полимерной матрицей и отверждение изделия:

- Драпировка заключается в формировании трехмерной формы заготовки за счет укладки волокон по сложной геометрии, что может приводить к локальным дефектам, таким как складки, расслоения и перераспределение волокон [3], [4].

- Пропитка армирующих волокон полимерной матрицей должна обеспечивать равномерное распределение связующего без пор и включений воздуха; нарушения режима пропитки приводят к ухудшению межслоевой прочности и увеличению вероятности разрушения при эксплуатации [5].

- Отверждение композитной конструкции представляет собой термохимический процесс перехода полимерной матрицы из жидкого состояния в твердое в результате полимеризации и сшивки, сопровождающийся экзотермическими реакциями, изменением фазового состояния, тепловым расширением и усадкой материала [6], [7].

Каждый из технологических этапов формирования композитной конструкции оказывает влияние на образование дефектов и формирование свойств изделия, определяющих его напряженно-деформированное состояние при эксплуатации. В рамках данного исследования основное внимание уделяется процессу отверждения, в ходе которого окончательно формируется геометрия конструкции, обеспечивается передача нагрузок между армирующими волокнами и матрицей, формируются механические свойства, а также возникают остаточные напряжения, обусловленные тепловыделением и усадкой полимера. Эти напряжения могут оказывать влияние на эксплуатационную надежность изделий из композиционных материалов [8]. Традиционные расчеты прочности композитных конструкций часто основаны на предположении об идеальной геометрии и отсутствии технологически индуцированных дефектов. Однако многочисленные исследования подтверждают, что остаточные напряжения и деформации, возникающие в процессе отверждения, могут значительно снижать расчетную прочность, вызывать потерю устойчивости, расслоения и преждевременное разрушение изделий [9], [10].

В этой связи актуальной задачей является численное моделирование процесса отверждения для определения остаточных напряжений и геометрических искажений, а также анализа их влияния на НДС композитной конструкции. Эффективным инструментом для решения этой задачи служит метод конечных элементов (МКЭ), позволяющий проводить мультифизические расчеты с учетом тепловых, химических и механических процессов [11], [12]. Особое значение такие исследования имеют для ответственных

конструкций, таких как несущие элементы судовых кранов, где даже небольшие остаточные деформации могут привести к снижению эксплуатационной надежности, изменению нагрузочных схем и выходу оборудования из строя [13]. В работе [14] отмечается рост использования ПКМ в кранах и рельсах для снижения массы на 30–50% по сравнению с металлом, но с рисками усталостного разрушения из-за остаточных напряжений.

В настоящей работе представлен анализ влияния остаточных напряжений и деформаций, возникающих в процессе отверждения, на напряженно-деформированное состояние композитной конструкции судового подъемно-транспортного оборудования. Рассматриваются перспективные конструкции судовых кранов из полимерных композиционных материалов. Представлены численные модели для оценки остаточных деформаций при отверждении; выполнены тестовые расчеты для плоских образцов, исследующие влияние толщины, структуры армирования и технологических параметров; смоделирован процесс отверждения несущего рельса судового крана из углепластикового препрега с получением остаточных напряжений и деформаций; проведен анализ НДС рельса в двух постановках — с идеальной геометрией и с учетом деформированной формы после отверждения.

1. Метод анализа отверждения полимерных композиционных материалов

Одним из важнейших показателей, определяющих уровень физико-механических свойств стеклопластика, является степень полимеризации (отверждения) связующего. Достижение степени полимеризации не менее 95 % является ключевым критерием при назначении температурно-временных режимов технологического процесса изготовления стеклопластиковых изделий. Процесс полимеризации описывается с использованием моделей кинетики отверждения, которые характеризуют скорость химической реакции полимеризации (сшивки) полимерной матрицы с учетом её зависимости от температуры, степени отверждения и других факторов. Такие модели позволяют рассчитывать изменение степени отверждения α (от $\alpha = 0$ - не отвержденный материал до $\alpha = 1$ - полностью отвержденный) и определять количество выделяемого тепла, сопровождающего химическую реакцию.

Кинетика отверждения термореактивных полимеров, таких как эпоксидные смолы, описывается общим уравнением скорости реакции:

$$\frac{d\alpha}{dt} = k(T)f(\alpha) \quad (1)$$

где: $k(T)$ - функция скорости реакции, зависящая от температуры, $f(\alpha)$ - функция, зависящая от степени отверждения (определяет тип модели).

В настоящей работе используется автокаталитическая кинетическая модель отверждения, которая учитывает взаимодействие между кинетически контролируемые и диффузионно-контролируемые механизмами реакции. Автокаталитическое уравнение отверждения представляет собой нелинейное

дифференциальное уравнение первого порядка относительно степени отверждения:

$$\frac{d\alpha}{dt} = \left(A e^{-\frac{E}{RT}} \right) (1 - \alpha)^n \alpha^m \quad (2)$$

где A – коэффициент, зависящий от свойств связующего, c^{-1} ; E – энергия активации, Дж · моль $^{-1}$; R – универсальная газовая постоянная, Дж · моль $^{-1}$ · K $^{-1}$; T – температура, K.

В процессах отверждения термореактивных полимеров, таких как эпоксидные смолы, температура стеклования, T_g , играет ключевую роль в определении механических свойств материала. По мере увеличения степени отверждения, α , которая представляет собой долю прореагировавших реакционноспособных групп, происходит рост плотности сшивков, что приводит к повышению T_g . Эта корреляция особенно важна для оптимизации технологических параметров, поскольку позволяет прогнозировать переход от химически контролируемой реакции к диффузионно-ограниченной стадии, когда температура стеклования достигает температуры отверждения.

Модель ДиБенедетто [15] позволяет связать механические свойства и термическое поведение смолы с химическим превращением на основе уравнения

$$T_g = T_{g0} + \frac{(T_{g\infty} - T_{g0})\lambda\alpha}{1 - (1 - \lambda)\alpha} \quad (3)$$

где T_{g0} – температура стеклования неотвержденной смолы (при $\alpha = 0$); $T_{g\infty}$ – температура стеклования полностью отвержденного материала (при $\alpha = 1$); λ – структурно-зависимый параметр ($0 \leq \lambda \leq 1$), определяемый как отношение изменений удельной теплоемкости для полностью отвержденного и неотвержденного состояний: $\lambda = \frac{\Delta C_{p\infty}}{\Delta C_{p0}}$. Рост T_g по мере увеличения α отражает переход от жидкой к твердой фазе.

Это уравнение учитывает нелинейный характер зависимости, где T_g возрастает медленно на начальных стадиях отверждения и ускоренно на поздних, из-за формирования жесткой сетки сшивков.

Отверждение полимерных композитов сопровождается экзотермической реакцией, что приводит к генерации тепла и температурным градиентам, особенно в толстостенных изделиях. Уравнение теплопроводности Фурье [16] учитывает это как внутренний источник тепла:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad (4)$$

где ρ – плотность композита; c_p – удельная теплоемкость; k – коэффициент теплопроводности (анизотропный для армированных композитов: k_x, k_y, k_z); Q – источник тепла от реакции отверждения: $Q = \rho_r V_r H_r \frac{d\alpha}{dt}$, где ρ_r – плотность смолы, V_r – объемная доля смолы, H_r – энтальпия реакции.

В процессе отверждения термореактивной смолы обычно можно выделить два основных перехода. Первый — это гелеобразование, происходящее при степени превращения примерно 30–50 %, а второй - витрификация, происходящая, когда текущая температура становится ниже температуры

стеклования. Гелеобразование - это необратимый процесс, соответствующий образованию трехмерной бесконечной сети полимерных цепей. Остекловывание происходит, когда текущая температура становится ниже температуры стеклования и смола переходит из резинового состояния в стеклообразное или твердое, состояние. Остекловывание является обратимым процессом, и когда температура материала превышает температуру стеклования, эпоксидная смола возвращается из стеклообразного состояния в резиновое.

В настоящей работе в модели материала рассматривается четыре состояния: жидкое, негелевое стеклообразное, резинообразное и стеклообразное, как показано на рис. 1. Непрерывная синяя линия соответствует температуре стеклования, зеленая линия - степени гелеобразования, красные цифры выделяют зону, в которой действительны подравнивания.

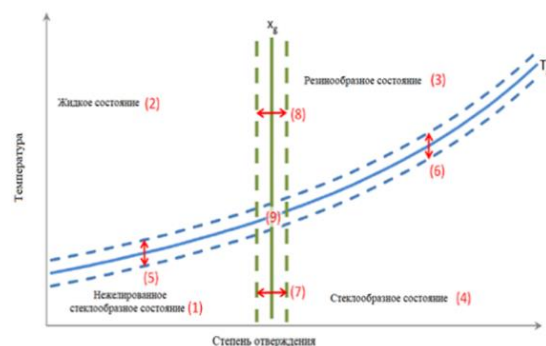


Рис.1. График зависимости температуры от степени отверждения, отражающий состояния материала

Решение задачи отверждения, описанной системой уравнений теплопроводности и кинетики отверждения, строится на основе математических моделей МКЭ в виде нестационарной тепловой задачи. Пространственная область конструкции дискретизируется на конечные элементы, для которых численно интегрируются уравнения теплопроводности с учётом локальной степени отверждения и тепловыделения. Интегрирование по времени выполняется по неявной схеме, обеспечивающей стабильность решения при сильных температурных градиентах и интенсивном экзотермическом выделении тепла. На каждом временном шаге рассчитываются локальные значения температуры и степени отверждения, что позволяет отслеживать динамику химического превращения. На каждом временном шаге вычисляется текущая температура стеклования, которая используется для корректировки теплоёмкости c_p , теплопроводности k и экзотермического выделения тепла Q в уравнении теплопроводности. Также учитывается связь между исходными упругими характеристиками как функции от температуры и степени отверждения

$$E_i(T, \alpha) = E_0 \cdot f(\alpha) \cdot g\left(\frac{T}{T_g}\right)$$

2. Метод анализа напряженно-деформированного состояния ПКМ при отверждении

После моделирования термохимических процессов происходит переход к механическому анализу для оценки остаточных напряжений, деформаций и прочности. Отверждение вызывает усадку (shrinkage) и термическое расширение, приводящие к внутренним напряжениям, особенно в анизотропных композитах.

Для термореактивных смол характерно проявление вязкоупругого поведения на различных стадиях отверждения. Для адекватного описания накопления остаточных напряжений используется линейная вязкоупругая модель с учетом зависимости свойств материала от температуры и степени отверждения, записанная через интегральное представление напряжений в виде [17]:

$$\sigma_i(t) = \int_{-\infty}^t C_{ij}(a, T, t, -\tau) \frac{\partial \varepsilon_j^{eff}}{\partial \tau} d\tau \quad (5)$$

где $C_{ij}(a, T, t, -\tau)$ - тензор жесткости материала; t и $-\tau$ текущее время и прошедшее время соответственно; σ_i и ε_j^{eff} обозначают тензор напряжений и тензор деформаций соответственно.

Полную деформацию можно выразить как:

$$\varepsilon_j^{eff} = \varepsilon_j - \varepsilon_{th} - \varepsilon_{ch} = \varepsilon_j - \alpha_T \Delta T - \beta_j \Delta \alpha \quad (6)$$

α_T - коэффициент термического расширения, β - коэффициент усадки.

Для учета релаксационных процессов может быть использована модель Максвелла в форме ряда Прони. Такие модели позволяют учесть изменение модулей жесткости во времени и, тем самым, предсказать накопление напряжений в процессе охлаждения и снятия изделия с оснастки. Либо упрощенные эластические модели (CHILE), в которой жесткость материала C_{ij} зависит только от α и T , могут применяться для ускорения расчета, но игнорируя полную релаксацию. Дополнительно, как показал Патил [6], при производстве композитных изделий со сложной геометрией стандартные инженерные приближения оказываются недостаточными. Причины возникновения остаточных напряжений связаны не только с термохимическими процессами, но и с макроэффектами: различие в коэффициентах теплового расширения армирующих волокон и матрицы, усадка смолы, взаимодействие с оснасткой и температурные градиенты через толщину ламината. Особенно выражено это в деталях сложной формы, где неравномерное снятие с формы вызывает пружинение (spring-in), коробление и скручивание.

Поскольку свойства материала зависят от ориентации армирования, а композиты обладают выраженной анизотропией, анализ процессов деформирования включает использование классической теории ламинатов, в которой

напряжения слоя связаны с деформацией слоя с помощью матрицы жесткости Q слоя

$$\{\sigma\} = [Q]\{\varepsilon^{eff}\} \quad (7)$$

После прочности оценивается с помощью критериальных функций – критериев разрушения в предположении, что напряжения действуют только в плоскости слоя. К наиболее распространенным можно отнести критерий максимальных напряжений и критерий Цая-Бу. В первом случае разрушение происходит при выполнении условия:

$$A = \max\left(\frac{\sigma_1}{X_T}, \left|\frac{\sigma_1}{X_C}\right|, \frac{\sigma_2}{Y_T}, \left|\frac{\sigma_2}{Y_C}\right|, \left|\frac{\tau_{12}}{S_{12}}\right|\right) \geq 1 \quad (8)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \tau_{12}$ – действующие в слое напряжения, а $X_T, X_C, Y_T, Y_C, S_{12}$ – пределы прочности. Данный критерий не учитывает сложное напряженное состояние, что приводит к завышенным оценкам прочности. Более точным является критерий Цая-Бу, при котором разрушение происходит при условии:

$$A = \left(\frac{\sigma_1^2}{X_T X_C} + 2 \cdot F_{12} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \frac{\sigma_2^2}{Y_T Y_C} + \frac{\tau_{12}^2}{S_{12}^2} + \sigma_1 \cdot \left[\frac{1}{X_T} - \frac{1}{X_C} \right] + \sigma_2 \cdot \left[\frac{1}{Y_T} - \frac{1}{Y_C} \right] \right) \geq 1 \quad (8)$$

где $F_{12} = F_{12}^* \sqrt{\frac{1}{X_T X_C Y_T Y_C}}$; Коэффициент F_{12}^* находится в диапазоне $-1 \leq F_{12}^* \leq 1$.

3. Моделирование отверждения плоских образцов

Перед проведением численного анализа НДС композитных конструкций сложной геометрии с учетом остаточных напряжений, возникающих в процессе отверждения, целесообразно выполнить тестовые расчеты. Для тестовых расчетов выбраны плоские пластины, представляющие собой простейшую расчетную геометрию, в которой можно изолировать основные факторы формирования остаточных напряжений - температурные и химические деформации, анизотропию упругих свойств и влияние последовательности укладки слоев. Отсутствие геометрической кривизны упрощает анализ и интерпретацию результатов, что делает данный тип расчетов удобным для выявления закономерностей взаимодействия тепловых и механических эффектов в процессе отверждения. Выполнение таких расчетов обеспечивает верификацию выбранной численной схемы, проверку корректности граничных условий и стабильности решения, а также калибровку параметров моделей материала - коэффициентов теплового расширения, усадки и зависимости упругих характеристик от степени отверждения.

В качестве объекта исследования рассматриваются пластины с размером в плане 1х1м из однонаправленных углепластиковых волокон на основе эпоксидной смолы. Физико-механические и теплофизические свойства рассматриваемого углепластика представлены в табл. 1. Варьируемые параметры представлены в табл. 2.

Таблица 1
Физико-механические характеристики углепластика

Наименование параметра	Значение
Модуль нормальной упругости E_1 , МПа	135000
Модуль нормальной упругости E_2 , МПа	9500
Модуль нормальной упругости E_3 , МПа	9500
Коэффициент Пуассона μ_{12}	0,30
Коэффициент Пуассона μ_{13}	0,30
Коэффициент Пуассона μ_{23}	0,45
Модуль сдвига G_{12} , МПа	4900
Модуль сдвига G_{13} , МПа	4900
Модуль сдвига G_{23} , МПа	3270
Предел прочности в направлении «1» при растяжении X_C , МПа	2200
Предел прочности в направлении «2» при растяжении Y_C , МПа	81
Предел прочности в направлении «3» при растяжении Z_C , МПа	81
Предел прочности в направлении «1» при сжатии X_T , МПа	-1530
Предел прочности в направлении «2» при сжатии Y_T , МПа	-128
Предел прочности в направлении «3» при сжатии Z_T , МПа	-128
Предел прочности сдвига в плоскости «12» S_{12} , МПа	120
Предел прочности сдвига в плоскости «23» S_{23} , МПа	60
Предел прочности сдвига в плоскости «13» S_{13} , МПа	60

Таблица 2
Теплофизические свойства углепластика

Наименование параметра	Значение
Коэффициент теплового расширения α_{T1} , $10^{-20}/^{\circ}C$	1,000
Коэффициент теплового расширения α_{T2} , α_{T3} , $10^{-5}/^{\circ}C$	3,261
Теплопроводность k_1 , Вт/(м·°C)	5,50
Теплопроводность k_2 , Вт/(м·°C)	0,489
Теплопроводность k_3 , Вт/(м·°C)	0,658
Удельная теплоемкость C_p , Дж/(кг·K)	1300
Степень гелеобразования x_g	0,658
Усадка при отверждении β_1 , $10^{-20}/mm$	1,000
Усадка при отверждении β_2, β_3 , $10^{-4}/mm$	73
Модуль жидкостной псевдоупругости E_{LPE1} , МПа	132000
Модуль жидкостной псевдоупругости E_{LPE2} , МПа	165000

Таблица 3
Варьируемые параметры в тестовых расчетах

Параметр	Варианты	Обоснование
Толщина пластины	5, 10, 15 мм	Проверка влияния температурных градиентов по толщине на остаточные напряжения
Схема укладки	[0°/45°/-45°/90°], [0°/30°/-30°/0°]	Оценка влияния ориентации волокон и анизотропии материала
Симметрия укладки	Симметричная или несимметричная	Анализ эффектов коробления при охлаждении
Режим отверждения	Единичный цикл, Двойной цикл	Проверка влияния формы температурного профиля
Коэф. конвекции	5, 10 Вт/(м²·°C)	Влияние скорости охлаждения на развитие остаточных напряжений
Поверхность снятия с оснастки	Верхняя ("TOP"), нижняя ("BOT")	Оценка влияния направления эффектов коробления

Тепловая нагрузка на композитную пластину задавалась в виде конвективного потока, который моделируется аналогично теплопроводности и пропорционален площади поверхности, температуре и коэффициенту теплопередачи. Скорость химической реакции в процессе отверждения пропорциональна локальному тепловому потоку.

Для корректного воспроизведения температурных условий, соответствующих реальному технологическому процессу, был задан температурно-временной цикл отверждения, включающий последовательные этапы нагрева, изотермической выдержки и охлаждения. Такой подход позволяет учесть не только кинетику химической реакции, но и термомеханические эффекты, связанные с усадкой матрицы, изменением теплофизических свойств и возникновением остаточных напряжений.

В работе рассмотрены два варианта цикла отверждения: единичный и двойной с промежуточной выдержкой, рис. 2. Их сравнительный анализ позволяет оценить влияние режима нагрева и времени выдержки на распределение температуры, степень отверждения и характер остаточных деформаций композитной пластины.

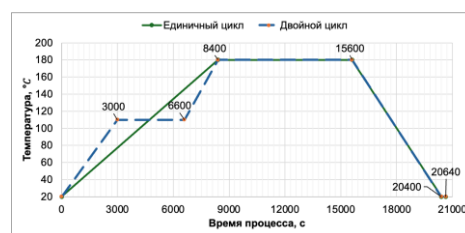


Рис. 2. Циклы отверждения

Расчет нелинейного нестационарного процесса выполняется на основе метода Ньютона-Рафсона в виде трёхэтапного нелинейного расчёта, направленного на исследование механического поведения композитной конструкции и распределения возникающих напряжений. Получение тепловой нагрузки из результатов теплового анализа служит входным воздействием для расчёта напряжённо-деформированного состояния. Граничные условия моделировались таким образом, чтобы ограничить перемещения пластины как твёрдого тела по двум кромкам. Для остальной поверхности задавалась свободная деформация, что позволило зафиксировать естественное формирование остаточных напряжений и коробление вследствие усадки при отверждении. Граничные условия при моделировании оснастки трение не учитывают.

В результате численного моделирования получены данные по напряженно-деформированному состоянию пластин. Пример деформированного состояния пластины толщиной 10 мм с углами армирования [0/30/-30/0] при двойном цикле отверждения и коэффициентом конвекции $W = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ в полях суммарных перемещений представлен на рис. 3.

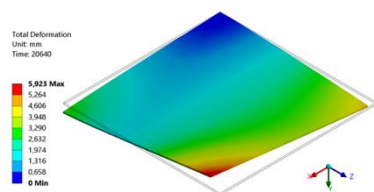


Рис. 3. Деформированное состояние пластины после окончания процесса отверждения ($t = 20640 \text{ с}$)

На рис. 4-6 представлены графики зависимостей максимальных суммарных перемещений пластин от толщины пластины в зависимости от рассмотренных исследуемых параметров, табл. 3.

Исследование остаточных перемещений в композитных пластинах показывает, что симметричные укладки армирования приводят к меньшим деформациям по сравнению с несимметричными, что согласуется с тем, что асимметрия усиливает коробление из-за несбалансированных напряжений. Максимальные перемещения наблюдаются при толщине 10 мм для симметричных укладок и уменьшаются с ростом толщины для несимметричных. Двойной цикл отверждения незначительно снижает деформации в большинстве случаев, но различия минимальны (менее 0,1 мм). TOP и BOT конфигурации показывают близкие значения, с небольшим преимуществом BOT в снижении перемещений.

Влияние симметрии: несимметричные укладки дают в 3-8 раз большие перемещения при малых толщинах (5 мм: до 18.989 мм vs. 3.578 мм в симметричных), но сходятся к похожим уровням при 15 мм.

Эффект толщины: В симметричных пластинах деформации имеют параболический характер с пиком при 10 мм (до 5.978 мм), возможно, из-за оптимального баланса градиентов и жесткости; в несимметричных — монотонное уменьшение, что соответствует исследованиям, где толщина снижает «пружинение» (spring-in) на 30-60%.

Сравнение циклов отверждения: двойной цикл снижает пиковые значения на 0.01-0.35 мм в симметричных и на 0.001-0.251 мм в несимметричных, предполагая лучшую релаксацию напряжений во время выдержки.

Различия по схемам армирования: укладка [0/30/-30/0] дает на 10-400% большие перемещения, чем [0/45/-45/90], особенно в несимметричных случаях, отражая влияние анизотропии на остаточные деформации. Эти результаты подтверждают необходимость учета симметрии и толщины при проектировании, чтобы минимизировать остаточные деформации, потенциально снижая риск разрушения конструкций.

Увеличение коэффициента конвекции на поверхности пластины в два раза не приводит к значительным изменениям остаточных деформаций.

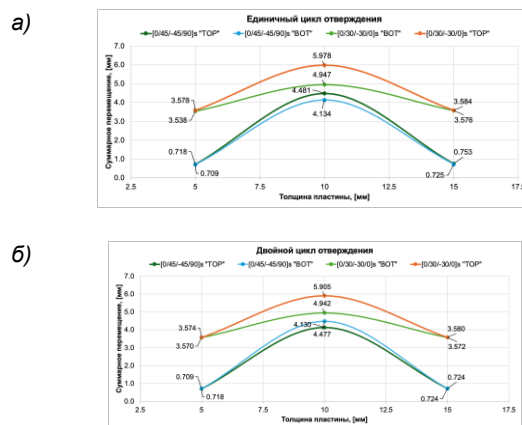


Рис. 4. Зависимость максимальных суммарных перемещений пластин от толщины пластины для симметричной системы армирования: а) единственный цикл отверждения; б) двойной цикл отверждения

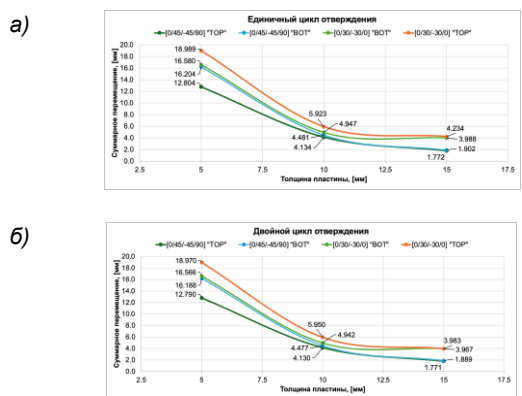


Рис. 5. Зависимость максимальных суммарных перемещений пластин от толщины пластины для несимметричной системы армирования: а) единственный цикл отверждения; б) двойной цикл отверждения

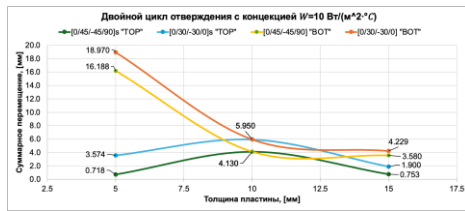


Рис. 6. Зависимость максимальных суммарных перемещений пластин от толщины пластины двойного цикла отверждения с коэффициентом конвекции $W = 10 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})}$

4. Исследование влияния отверждения на эксплуатационное НДС композитных конструкций

В качестве объекта исследования рассматривается элемент судового крана, выполняющего роль опоры для выдвижных секций стрелы и представляющего собой рельс с П-образным поперечным сечением. Ширина профиля составляет $B = 120 \text{ мм}$, высота профиля $H = 46 \text{ мм}$. Толщина постоянная $t = 4 \text{ мм}$.

В качестве расчетных случаев рассматриваются две конфигурации: однопролетный рельс, $L = 350 \text{ мм}$ и многопролетный рельс с общей длиной $L = 875 \text{ мм}$. Для первого случая исследуется влияния симметрии относительно диаметральной плоскости профиля на форму деформирования после процесса отверждения. Предполагается направление выкладки на оснастке с нижней поверхности вверх. В качестве условий отверждения рассмотрен единичный цикл отверждения, описанный ранее. В качестве структуры армирования принята укладка $[0/45/-45/90]$ для одного пакета из однонаправленных слоев, эквивалентную мультиаксиальной ткани.

Расчетные конечно-элементные модели однопролетного рельса с учетом симметричной постановки и полной геометрии показаны на рис. 7.

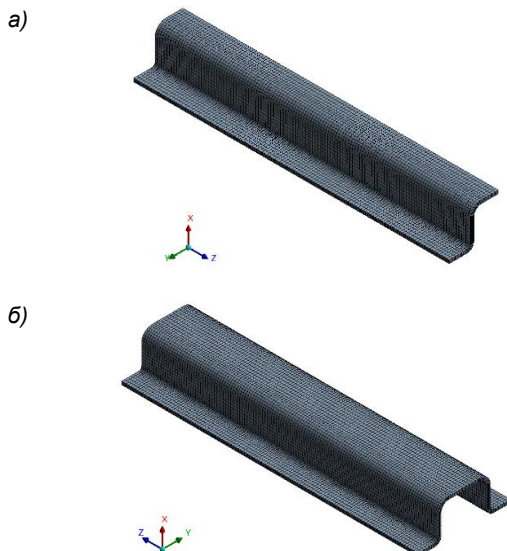


Рис. 7. Конечно-элементная модель однопролетного рельса: а) половина модели с учетом симметрии профиля; б) полная модель

В результате численного моделирования отверждения получены остаточные перемещения

после снятия с оснастки. Для оценки прочности используется критериальная функция на основе критерия максимальных напряжений [18]. На рис. 8 показано деформированное состояние рассматриваемых моделей рельса в двух постановках в полях суммарных перемещений. На рис. 9 приведены значения критериальной функции в виде обратного коэффициента запаса (Inverse Reserve Factor (IRF)).

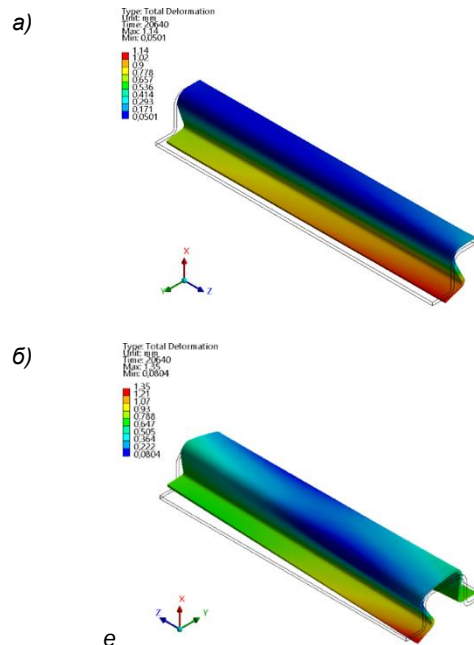


Рис. 8. Поля суммарных перемещений после отверждения и снятия с оснастки: а) половина модели с учетом симметрии профиля; б) полная модель

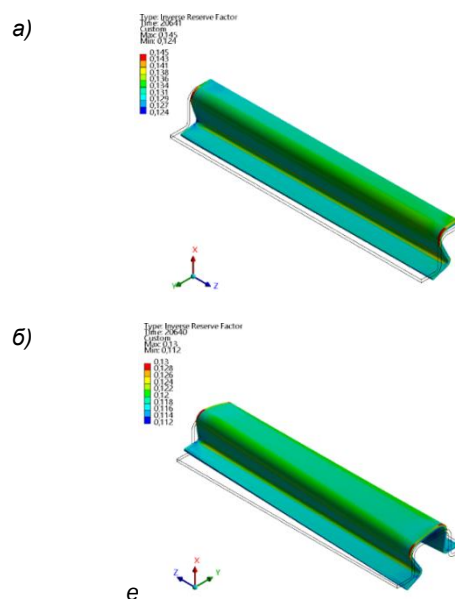


Рис. 9. Поля обратного коэффициента запаса после отверждения и снятия с оснастки: а) половина модели с учетом симметрии профиля; б) полная модель

Максимальные отклонения от исходной формы для полного рельса составляют 1,35мм, что на 15,5% больше, чем для модели с учетом симметрии. Также симметричная постановка не учитывает возможное закручивание профиля, что связано со структурой армирования и наблюдается в полной модели. При сопоставлении обратных коэффициентов запаса симметричная постановка оказывает более стесненные условия работы и показывает значения 0,145, что на 10,3% больше, чем в полной модели. Локализация зон с максимальными значениями в районе краевых сечений.

При проектировании и расчете конструкций используется допущение об идеальной геометрии. Как было показано выше, возможные деформации, связанные с усадкой, короблением и пружинением приводят к изменению геометрии. Для учета этого фактора разработана конечно-элементная модель на основе полученных результатов моделирования процесса отверждения. Далее рассматривается расчетный случай нагружения эксплуатационными нагрузками в виде заданных перемещений по концам рельса. Данные перемещения получены из анализа НДС полной модели стрелы крана при эксплуатационных нагрузках и не являются предметом настоящей работы. Результаты деформированного состояния исходной «идеальной» модели и модели после отверждения и снятия с оснастки в виде полей перемещений показаны на рис. 10. На рис. 11 приводятся поля обратных коэффициентов запаса.

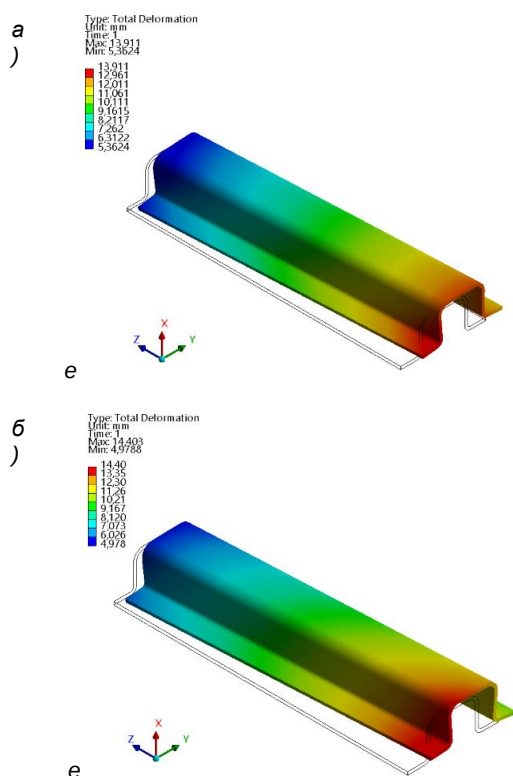


Рис. 10. Поля суммарных перемещений при эксплуатационном нагружении: а) исходная «идеальная» модель; б) модель после отверждения

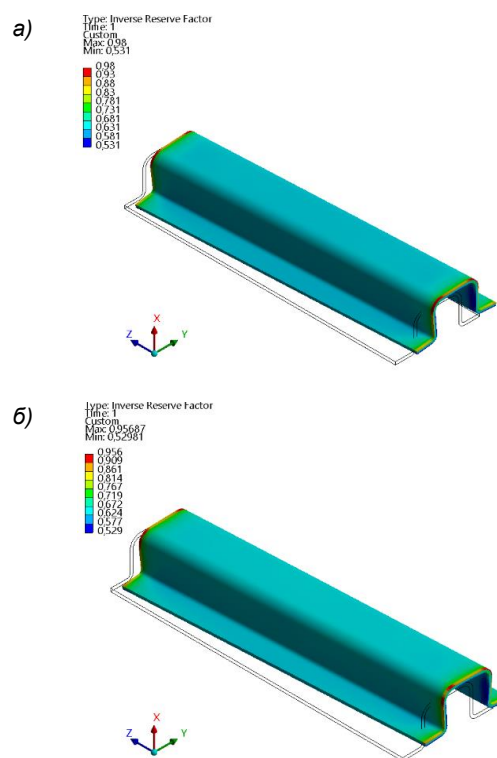


Рис. 11. Поля обратного коэффициента запаса при эксплуатационном нагружении: а) исходная «идеальная» модель; б) модель после отверждения

В результате учета остаточных деформаций максимальное значение прогиба составило 14,4 мм, что на 3,5% больше, чем для исходной геометрии. Значения критериальной функции отличаются на 3% с локализацией у краевых сечений.

В реальных условиях работы рельса обладает существенно больше длиной в связи с чем далее рассмотрен многопролетный рельс в совокупности со скользящим – элементом конструкции, который перемещается по рельсу в процессе изменения вылета стрелы и передает нагрузку от внешней на вложенную секцию. Взаимодействие между скользящим и поверхностью рельса происходит с помощью контактного взаимодействия с трением. Также в явном виде учтены фитинги крепления рельса к несущим конструкциям секции стрелы. Конечно-элементная модель с эксплуатационным нагружением показана на рис. 12.

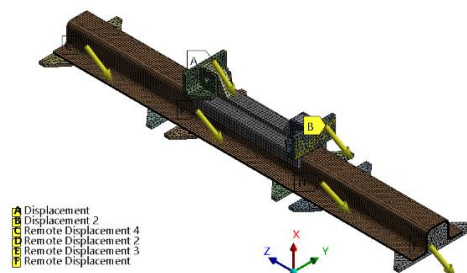


Рис. 12. Конечно-элементная модель многопролетного рельса с заданными эксплуатационными нагрузками

В результате численного моделирования получены картины деформирования для исходной «идеальной» модели и модели после отверждения и снятия с оснастки и значения критериальной функции в слоях ламинатного пакета, рис. 13 и 14 соответственно.

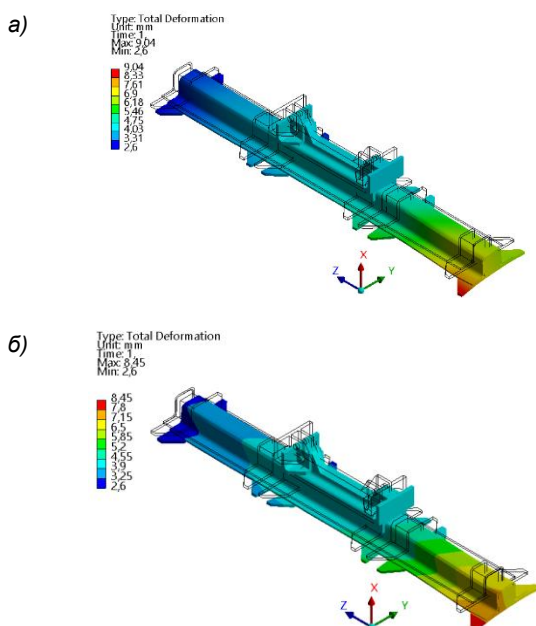


Рис. 13. Поля суммарных перемещений при эксплуатационном нагружении многопролетного рельса: а) исходная «идеальная» модель; б) модель после отверждения

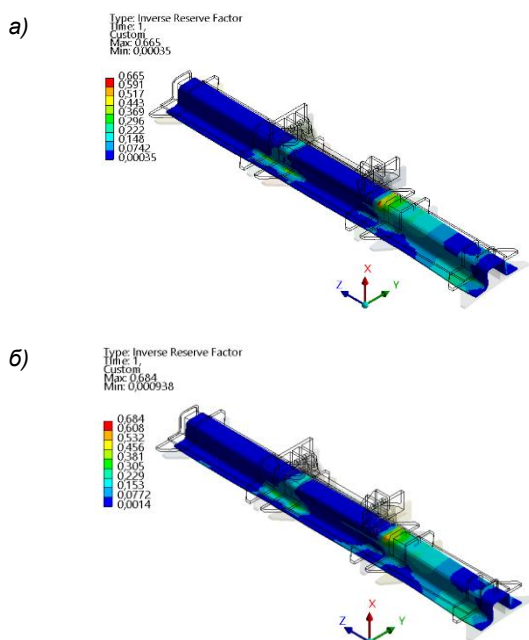


Рис. 14. Поля обратного коэффициента запаса при эксплуатационном нагружении многопролетного рельса: а) исходная «идеальная» модель; б) модель после отверждения

При увеличении длины остаточные максимальные суммарные перемещения увеличиваются на 35%: с 1,35 мм до 2,08 мм.

При сравнении результатов расчетного анализа видно, что модель, построенная в предположении «идеальной» геометрии, имеет максимальные суммарные перемещения равные 9,04 мм при действии эксплуатационных нагрузок. Модель, основанная на учете отклонений от проектных размеров, показала значения максимальных перемещений на 6,5% меньше – 8,45 мм. Таким образом, отклонений от проектной формы приводит не только к увеличению перемещений при эксплуатационных нагрузках, но и в некоторых случаях к компенсации. С другой стороны, для такого типа конструкций, даже незначительные отклонения от проектных размеров могут быть не допустимы, т.к. могут нарушать работу механизмов, в данном случае это система скользун-рельс. Анализ критериев разрушения показал незначительное увеличение значений обратного коэффициента запаса, около 3%.

Заключение

В настоящей работе проведено численное моделирование процесса отверждения полимерных композиционных материалов с целью определения остаточных напряжений и деформаций, а также анализа их влияния на НДС конструкций судового подъемно-транспортного оборудования. В качестве объектов исследования рассмотрены плоские композитные пластины и рельс судового крана из углепластикового препрега.

На основе моделирования тепловых, химических и механических процессов показано, что остаточные деформации, возникающие в процессе отверждения, оказывают значительное влияние на геометрическую форму и напряженно-деформированное состояние изделий. Для плоских образцов установлено, что симметричная укладка армирующих слоев обеспечивает минимальные остаточные перемещения, тогда как несимметричная укладка приводит к выраженному короблению и пружинению, особенно при малой толщине. Максимальные деформации наблюдаются при толщине 10 мм, что связано с сочетанием температурных градиентов и изменением жесткости по толщине. Применение двойного температурного цикла обеспечивает частичную релаксацию напряжений и уменьшение остаточных перемещений, тогда как изменение коэффициента конвекции на поверхности оказывает несущественное влияние на уровень деформаций.

Результаты моделирования отверждения рельсового профиля показали, что остаточные деформации после снятия с оснастки достигают порядка миллиметра. Учет симметрии в расчетной модели приводит к занижению величины коробления и локальных напряжений на 10–15 %, тогда как полная модель выявляет эффект закручивания профиля, обусловленный анизотропией структуры армирования. При переходе к эксплуатационному анализу выявлено, что учет остаточных деформаций изменяет распределение напряжений и величину прогиба рельса. Различия в максимальных перемещениях между идеализированной и реальной геометрией составляют 3–6%, однако перераспределение напряжений вызывает локальное увеличение критериальных показателей в краевых зонах. Для многопролетных рельсов остаточные перемещения возрастают

пропорционально длине конструкции, что подтверждает значимость масштабного фактора и необходимость учета усадочных эффектов при проектировании протяженных элементов.

Проведенные исследования подтвердили, что учет процессов отверждения при моделировании композитных конструкций является необходимым условием для достоверной оценки их напряженно-деформированного состояния и прочностных характеристик. Применение комплексного подхода,

объединяющего моделирование термохимических и механических процессов, позволяет на стадии проектирования прогнозировать остаточные деформации, оптимизировать технологические режимы отверждения и выбирать рациональные схемы армирования. Это способствует повышению точности расчета, надежности и ресурса конструкций судового подъемно-транспортного оборудования из полимерных композиционных материалов.

Литература

1. Mallick P.K. Fiber-Reinforced Composites: Materials, Manufacturing, and Design. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2007.
2. Barbero E.J. Introduction to Composite Materials Design. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2018.
3. Cao J., Akkerman R., Boisse P., et al. Characterization of mechanical behavior of woven fabrics: experimental methods and benchmark studies. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*. 2008. Vol. 39. P. 1037–1053.
4. Boisse P., Hamila N., Vidal-Sallé E., Dumont F. Simulation of wrinkling during textile composite reinforcement forming: Influence of tensile, in-plane shear and bending stiffnesses. *Composites Science and Technology*. 2011. Vol. 71. P. 683–692.
5. Advani S.G., Sozer E.M. Process Modeling in Composites Manufacturing. Boca Raton: CRC Press, 2010. 406 p.
6. Patil A., Moheimani R., Shakhfeh T., Dalir H. Analysis of Spring-in for Composite Plates Using ANSYS Composite Cure Simulation. *Proceedings of the ASC Technical Conference*. 2019.
7. Lionetto F., Maffezzoli A. Polymer characterization by ultrasonic wave propagation. *Advances in Polymer Technology*. 2013. Vol. 32. P. 213–228.
8. Wüstenhagen S., Krombholz A., Schlimper R. Simulation of a Prepreg Press Process Using ANSYS Composite Cure Simulation (ACCS). *Proceedings of the CASCONE Conference*. 2017.
9. Hubert P., Johnston A.A., Poursartip A. Cure kinetics and process simulation of thermoset composites. *Composites Science and Technology*. 2001. Vol. 61. P. 859–864.
10. Svanberg J.M., Holmberg J.A. Prediction of Process-Induced Shape Distortions for Composite Structures. *Composites Part A*. 2004. Vol. 35. P. 647–655.
11. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. 7th ed. Butterworth-Heinemann, 2013.
12. Bathe K.J. Finite Element Procedures. 2nd ed. 2014.
13. Скворцов Ю.В. Механика композиционных материалов. Самара: СГАУ, 2013.
14. DNV GL. Composites in Maritime Applications: Guidelines for Design and Verification. 2022.
15. Urbaniak M. A relationship between the glass transition temperature and the conversion degree in the curing reaction of the EPY® epoxy system. *Polimery*. 2011. Vol.56. P.240–243.
16. Dai J., Xi S., Li D. Numerical Analysis of Curing Residual Stress and Deformation in Thermosetting Composite Laminates with Comparison between Different Constitutive Models. *Materials*. 2019. Vol.12. Art.572.
17. Yuan Z., Wang Y., Yang G., Tang A., Yang Z., Li S., Li Y., Song D. Evolution of curing residual stresses in composite using multi-scale method. *Composites Part B: Engineering*. 2018. Vol.155. P.49–61.
18. Гришин В.И., Дзюба А.С., Дударьков Ю.И. Прочность и устойчивость элементов и соединений авиационных конструкций из композитов. Москва: Физматлит, 2013.

References

1. Mallick P.K. Fiber-Reinforced Composites: Materials, Manufacturing, and Design. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press; 2007.
2. Barbero E.J. Introduction to Composite Materials Design. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press; 2018.
3. Cao J., Akkerman R., Boisse P., et al. Characterization of mechanical behavior of woven fabrics: experimental methods and benchmark studies. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*. 2008;39:1037–1053.
4. Boisse P., Hamila N., Vidal-Sallé E., Dumont F. Simulation of wrinkling during textile composite reinforcement forming: Influence of tensile, in-plane shear and bending stiffnesses. *Composites Science and Technology*. 2011;71:683–692.
5. Advani S.G., Sozer E.M. Process Modeling in Composites Manufacturing. Boca Raton: CRC Press; 2010.
6. Patil A., Moheimani R., Shakhfeh T., Dalir H. Analysis of Spring-in for Composite Plates Using ANSYS Composite Cure Simulation. *Proceedings of the ASC Technical Conference*. 2019.
7. Lionetto F., Maffezzoli A. Polymer characterization by ultrasonic wave propagation. *Advances in Polymer Technology*. 2013;32:213–228.
8. Wüstenhagen S., Krombholz A., Schlimper R. Simulation of a Prepreg Press Process Using ANSYS Composite Cure Simulation (ACCS). *Proceedings of the CASCONE Conference*. 2017.
9. Hubert P., Johnston A.A., Poursartip A. Cure kinetics and process simulation of thermoset composites. *Composites Science and Technology*. 2001;61:859–864.
10. Svanberg J.M., Holmberg J.A. Prediction of Process-Induced Shape Distortions for Composite Structures. *Composites Part A*. 2004;35:647–655.

11. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. 7th ed. Butterworth-Heinemann; 2013.
12. Bathe K.J. Finite Element Procedures. 2nd ed. 2014.
13. Yuriy V. Skvortsov Mekhanika kompozitsionnykh materialov [Mechanics of Composite Materials]. Samara: SSAU; 2013.
14. DNV GL. Composites in Maritime Applications: Guidelines for Design and Verification. 2022.
15. Urbaniak M. A relationship between the glass transition temperature and the conversion degree in the curing reaction of the EPY epoxy system. Polimery. 2011;56:240–243.
16. Dai J., Xi S., Li D. Numerical Analysis of Curing Residual Stress and Deformation in Thermosetting Composite Laminates with Comparison between Different Constitutive Models. Materials. 2019;12:572.
17. Yuan Z., Wang Y., Yang G., Tang A., Yang Z., Li S., Li Y., Song D. Evolution of curing residual stresses in composite using multi-scale method. Composites Part B: Engineering. 2018;155:49–61.
18. Vyacheslav I. Grishin, Aleksandr S. Dzyuba, Yuriy I. Dudarkov, Prochnost i ustoychivost elementov i soedineniy aviatsionnykh konstruktsiy iz kompozitov [Strength and Stability of Composite Aircraft Structural Elements and Joints]. Moscow: Fizmatlit; 2013.

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

Зонов Вадим Викторович, магистрант кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: zonov_vv@mail.ru

Vadim V. Zonov, Master's student of the Department of ship structural mechanics State marine technical university of Saint-Petersburg Lotsmanskaya, 3, St, Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: zonov_vv@mail.ru

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

Dmitry A. Ponomarev, Ph.D. (Eng), associate professor of the Department of ship structural mechanics State marine technical university of Saint-Petersburg Lotsmanskaya, 3, St, Petersburg 190121, Russian Federation e-mail: ponomarev.smk@smtu.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 14.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.06.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 01.07.2026.

Научная статья

УДК 639.334

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.023>**Анализ применимости полимерных композитов в конструкции судового танка для морепродуктов**Пономарев Д.А.¹ ponomarev.smk@smtu.ru, Семенюк А.Е.¹ andrewsemen21@mail.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. В настоящем исследовании разработана конструкция встроенных кработанков на основе сэндвич-панелей из стеклопластика и выполнена её комплексная оценка с учётом прочностных, жёсткостных, технологических и экономических факторов. Численное моделирование напряжённо-деформированного состояния конструкций в металлическом и композитном исполнении выполнено методом конечных элементов в соответствии с Правилами Российского морского регистра судоходства и стандартами DNVGL. Рассмотрены гидростатические, динамические и эксплуатационные нагрузки, характерные для условий работы судов-краболовов, включая воздействие слошинга и массы транспортируемого биологического груза. Проведённый анализ подтверждает возможность применения ПКМ в качестве несущего материала для встроенных судовых танков при соблюдении требований нормативной документации и корректном выборе структуры многослойных панелей. Композитная конструкция обеспечивает улучшенные эксплуатационные характеристики — повышение полезного объёма, снижение массы и упрощение санитарного обслуживания. Экономическая оценка демонстрирует, что увеличение грузоемкости танков в сочетании с эксплуатационными преимуществами компенсирует повышенные капитальные затраты на этапе изготовления. Полученные результаты подтверждают перспективность внедрения композитных встроенных кработанков в современное судостроение и обосновывают необходимость дальнейших исследований, направленных на оптимизацию узлов сопряжения, разработку типовых элементов внутреннего оснащения и повышение технологичности серийного производства таких конструкций.

Ключевые слова: композиционные материалы, судовые танки, внешние нагрузки, параметры напряжённо-деформированного состояния, метод конечных элементов, прочность, стеклопластик, сэндвич-панели.

Для цитирования: Пономарев Д.А., Семенюк А.Е., Анализ применимости полимерных композитов в конструкции судового танка для морепродуктов. Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 205—212. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.023

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.023>**Assessment of polymer composites in the design of a marine seafood tank**Dmitry A. Ponomarev¹ ponomarev.smk@smtu.ru, Andrey E. Semenyuk¹ andrewsemen21@mail.ru¹State marine technical university of Saint-Petersburg, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. This study proposes a design of integrated crab tanks based on glass-fiber-reinforced plastic sandwich panels and presents a comprehensive assessment of their strength, stiffness, manufacturability, and economic performance. The stress-strain behavior of both metallic and composite tank configurations was evaluated through finite element analysis in accordance with the Rules of the Russian Maritime Register of Shipping and DNVGL standards. The assessment considered hydrostatic, dynamic, and operational loads typical for crab-fishing vessels, including sloshing effects and the weight of the transported biological cargo. The analysis confirms the feasibility of using PCMs as load-bearing materials for integrated ship tanks when regulatory requirements are met and the multilayer panel structure is properly selected. The composite design provides improved operational characteristics, including increased useful volume, reduced structural weight, and simplified sanitary maintenance. The economic evaluation shows that the increase in cargo capacity, combined with operational advantages, can offset the higher initial manufacturing costs of the composite configuration. The findings indicate that composite integrated crab tanks are a promising direction for modern shipbuilding and highlight the need for further research focused on optimizing panel joints, developing standardized elements of internal outfitting, and improving the manufacturability of series production.

Keywords: Composite material, ship tanks, stress-strain parameters, finite element method, strength, external loads, glass fiber reinforced polymer composite, sandwich structures.

For citation: Dmitry A. Ponomarev, Andrey E. Semenyuk, Assessment of polymer composites in the design of a marine seafood tank, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 205—212. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.023

Введение

Современные требования к рыбопромысловому флоту и качеству хранения морепродуктов на борту судов создают необходимость совершенствования конструкции судовых танков. Традиционные металлические емкости обеспечивают достаточную

прочность, однако обладают высокой массой, подвержены коррозии и имеют ограниченные теплоизоляционные свойства. В этих условиях использование полимерных композиционных материалов (ПКМ) представляет собой перспективное направление, позволяющее

оптимизировать эксплуатационные характеристики судовых танков и снизить эксплуатационные затраты.

Применение ПКМ в конструкции танков для живого краба особенно актуально по нескольким причинам. Во-первых, композитные конструкции имеют меньшую массу по сравнению с металлическими аналогами, что повышает грузоподъемность судна и снижает нагрузку на корпус. Во-вторых, ПКМ обладают высокой коррозионной стойкостью, что критично для условий контакта с биологически активными продуктами жизнедеятельности краба. В-третьих, использование сэндвич-панелей с полимерным наполнителем обеспечивает более эффективную теплоизоляцию, позволяя поддерживать температуру внутри танков на уровне 4°C [1], в отличие от металлических конструкций с высокой теплопроводностью. Наконец, отсутствие внутреннего набора упрощает санитарное обслуживание танков и ускоряет их очистку экипажем.

Таким образом, композитные конструкции могут служить альтернативой традиционным металлическим емкостям, объединяя высокую прочность, технологичность и экономическую эффективность. Однако для внедрения таких решений требуется комплексная оценка их механических характеристик, технологичности производства и экономической целесообразности.

Цель настоящей работы заключается в разработке и комплексной оценке конструкции встроенных судовых танков (кработанков) из полимерных композитов с учетом прочностных характеристик, трудоёмкости производства и экономической эффективности по сравнению с традиционными металлическими конструкциями.

Анализ существующих решений показал, что прототипы композитных вкладных танков были разработаны КБ «Восток» [2]. Однако эксплуатация встроенных танков представляется более практичной: доступ к емкостям осуществляется с открытой палубы, погрузка и разгрузка происходят быстрее, а удельная емкость танков выше. На момент проведения исследования реализованных проектов встроенных композитных кработанков не обнаружено, что подчеркивает актуальность и новизну предлагаемой разработки.

Для анализа параметров напряженно-деформированного состояния использован метод конечных элементов (МКЭ) как ключевой инструмент для оценки морских металлических и композитных конструкций. Сопоставление металлических и ПКМ-конструкций выполнено на основе Правил Российского морского регистра судоходства (РС) [3,4] и стандартов DNVGL [5,6]. Такой подход позволяет выявить локальные зоны с повышенными напряжениями, оценить влияние геометрических особенностей и соединений панелей, а также дать рекомендации по оптимизации конструкции для повышения эксплуатационных характеристик.

1. Описание расчетных моделей и внешних нагрузок

1.1. Объект исследования

Объектом исследования являются встроенные танки на краболовах-живовозах, предназначенных

для ловли и транспортировки живого краба. Рассматриваются два типа танков: вкладные (расположенные в твиндеке) и встроенные (простирающиеся от двойного дна до верхней палубы). В качестве прототипа взят проект судна ССа5712LS с корпусными танками, доступными с открытой палубы. Судно имеет следующие характеристики: длина – 55,371 м; ширина – 12,6 м; осадка – 5 м; скорость хода 15 уз.

В современной практике постройки судов-краболовов наиболее распространенным вариантом расположения танков является миделевое расположение «рядками», чаще всего по три танка. Миделевое расположение обусловлено наличием свободной поверхности и её влиянием на остойчивость судна. Геометрические характеристики базового танка составляют: длина — 3900 мм, ширина — 3250 мм, высота — 5700 мм. Танки размещены по системе 3×3 , образуя общий блок габаритами $11700 \times 9750 \times 5700$ мм. Геометрическая модель металлического танка показана на рис. 1. Граничные условия включают закрепление по двойному дну и опорное взаимодействие на уровнях твиндека и главной палубы.

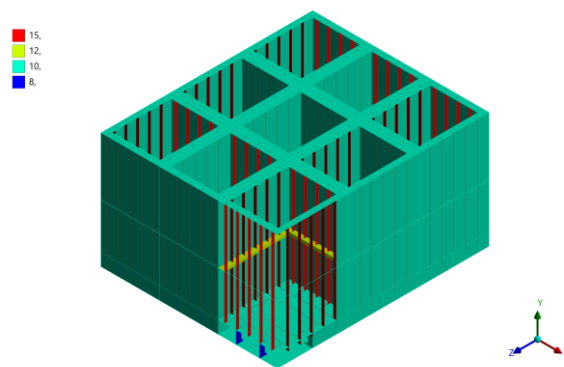


Рис. 1 Геометрическая модель блока танков в металлическом исполнении, часть обшивки не показана

Для металлического варианта конструкции использована низкоуглеродистая судовая сталь, соответствующая требованиям Правил РМРС. Пластины обшивки танка толщиной 10 мм подкреплены набором из полособульбовых профилей.

Для композитного варианта применена сэндвич-конструкция на основе стеклопластика (GFRP) с наполнителем из ПВХ-пены плотностью 250 кг/м^3 . Толщина слоя наполнителя составляет 90 мм; наружные и внутренние облицовки выполнены из стеклопластика толщиной по 6 мм каждая, с укладкой армирования по схеме $[0^{\circ}/90^{\circ}/90^{\circ}/0^{\circ}]$, обеспечивающей квазиизотропное поведение в плоскости панели. Подкрепления выполнены в виде П-образных профилей высотой 180 мм и шириной полки 90 мм; общая толщина стенки ребра - 12 мм, с укладкой армирования по схеме $[0^{\circ}/90^{\circ}/90^{\circ}/0^{\circ}]$. Свободные пояски балок - 22 мм. Все ребра жесткости выполнены равностенными. Геометрическая модель композитного варианта танка показана на рис. 2.

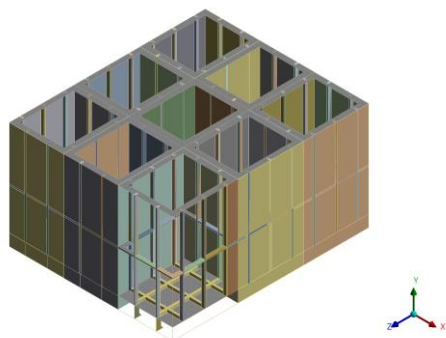


Рис. 2 – Геометрическая модель композитного варианта блока танков, часть обшивки не показана

В модели композитного варианта внутренние направляющие элементы не учитывались, поскольку расчетная толщина стенок обеспечивает требуемую жесткость и предотвращает перемещение клеток при работе танков.

1.2. Внешние нагрузки

В качестве внешних воздействий на кработанк рассмотрены: гидростатическая нагрузка, нагрузка от бортовой качки (при крене 30°), гидродинамическая нагрузка от слошинга, вес живого груза (краба), размещенного в десяти клетях размерами $1500 \times 2400 \times 1000$ мм каждая. Средняя плотность загруженного объема принята 300 кг/м^3 , что соответствует плотности воды с учетом массы клеток и крабов. Общий объем заполнения для одного танка составил 36 м^3 , а масса содержимого - $10,8 \text{ т}$.

Расчет гидростатической нагрузки выполнен согласно требованиям Правил РС [5]. У кработанка при заданной геометрии, плотности воды 1000 кг/м^3 и ускорении свободного падения $g = 9,81 \text{ м/с}^2$:

$$p = \rho gh \quad (1)$$

В соответствии с Правилами РС динамическое давление в результате действия ускорений при качке определяется как:

$$P_{gd} = \alpha_\beta z_\beta \frac{\rho}{1.02 \cdot 10^5} \quad (2)$$

где α_β - безразмерное ускорение, т.е. относительно ускорения свободного падения, возникающее в результате гравитационных и динамических нагрузок в произвольном направлении и определяемое по эллипсу ускорений, рис. 3:

$$\alpha_\beta = \sqrt{\alpha_{\beta_z}^2 + \alpha_{\beta_x}^2},$$

где полуоси эллипса равны:

$$\alpha_x = a_0 (0.06 + A^2 - 0.25A)^{0.5}$$

$$a_z = a_0 \left[1 + \left(5.3 - \frac{45}{L} \right)^2 \left(\frac{x}{L} + 0.05 \right)^2 \left(\frac{0.6}{C_b} \right)^2 + \left(\frac{0.6 y \cdot k^{1.5}}{B} \right)^2 \right]^{-0.5} \quad (3)$$

Коэффициенты в формуле (3) определяются следующим образом:

$$a_0 = 0.2 \frac{V}{L^{0.5}} + \frac{34 - \frac{600}{L}}{L},$$

$$A = \left(0.7 - \frac{L}{1200} + \frac{5z}{L} \right) \left(\frac{0.6}{C_b} \right),$$

где $z = 0.5$ - вертикальное расстояние от действующей ватерлинии до центра тяжести грузовой емкости; x - расстояние центра тяжести цистерны от миделя; $k = 1$; $C_b = 0.756$.

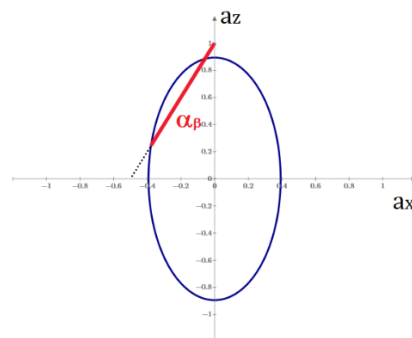


Рис. 3 Эллипс ускорений

Высота напора z_β определяется в соответствии с рис. 4 и равна 7.23 м .

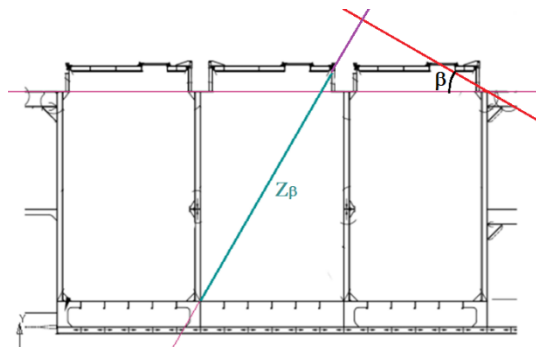


Рис. 4 Определение высоты напора z_β

Полученное в результате расчета безразмерное ускорение будет составлять $\alpha_\beta = 0.843$. Значение динамического давления от качки приведено в табл.1.

Расчет динамической нагрузки (слошинг) выполнен по правилам DNVGL [3]. Расчет слошинга производился только в продольном направлении, так как его величина значительно больше, чем в поперечном направлении. Заполнение танка принято 50%. В соответствии с [3] давление от слошинга вычисляется по зависимости:

$$P_{slh-l} = \rho_{slh} g l_{slh} f_{slh} \left[0.4 - \left(0.39 - \frac{1.7 l_{slh}}{L} \right) \frac{L}{350} \right] \quad (4)$$

где $l_{slh} = 3900 \text{ мм}$ - длина действия слошинга; коэффициент f_{slh} определяется как:

$$f_{slh} = 1 - 2 \left(0.7 - \frac{h_{fill}}{h_{tk}} \right)^2$$

где $h_{fill} = 2850 \text{ мм}$ - высота заполнения танка, измеренная от дна при заполнении на 50%; $h_{tk} = 5700 \text{ мм}$ - максимальная высота заполнения танка. Значение расчетного давления от слошинга приведено в табл. 1.

Таблица 1

Значение расчетных нагрузок		
Нагрузка	Ед. изм	Значение
Гидростатическая	МПа	0.056
От действия качки	МПа	0.060
Слошинг	МПа	0.013
От перевозимого груза	т	10.8

1.3. Конечно-элементные модели

Расчетная модель танка выполнена в пластинчатой идеализации с применением оболочечного конечного элемента (КЭ), обладающего шестью степенями свободы в каждом узле и учитывающего сдвиговые деформации [7]-[9]. Для варианта танка из ПКМ используется многослойный оболочечный элемент для моделирования пакета несущих слоев с учетом укладки монослоев с ортотропной моделью материала. Для стального исполнения конструкций задана изотропная модель материала.

Размер конечного элемента варьируется от 25 до 100 мм. Вертикальный набор выполнен КЭ размером 50 мм и КЭ переборок танка взяты равными 100 мм. Полная конечно-элементная модель металлического танка представлена на рис. 5. Для набора в твиндеке и соответствующих книц принят КЭ равный 25 мм, рис. 6.

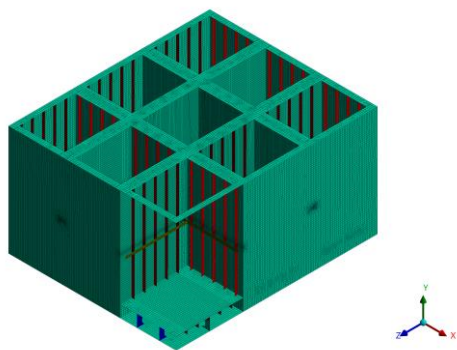


Рис. 5 – Конечно-элементная модель металлического блока танков

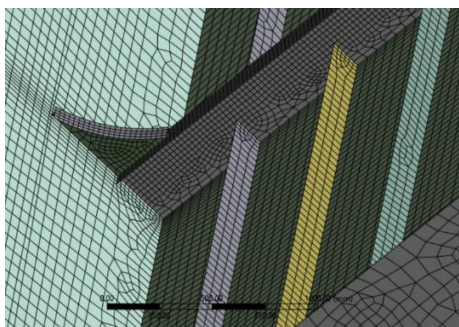


Рис. 6 – Конечно-элементная модель металлического блока танков, вид на внутренний набор

Физико-механические свойства рассматриваемого стеклопластика представлены в табл. 2. Полярные характеристики одного ламинатного пакета представлены на рис. 7.

Таблица 2

Физико-механические характеристики углепластика

Наименование параметра	Значение
Модуль нормальной упругости E_1 , МПа	35000
Модуль нормальной упругости E_2 , МПа	9000
Модуль нормальной упругости E_3 , МПа	9000
Коэффициент Пуассона μ_{12}	0,28
Коэффициент Пуассона μ_{13}	0,28
Коэффициент Пуассона μ_{23}	0,40
Модуль сдвига G_{12} , Мпа	4700
Модуль сдвига G_{13} , Мпа	4700
Модуль сдвига G_{23} , МПа	3500
Предел прочности в направлении «1» при растяжении X_C , МПа	780
Предел прочности в направлении «2» при растяжении Y_C , МПа	31
Предел прочности в направлении «3» при растяжении Z_C , МПа	31
Предел прочности в направлении «1» при сжатии X_T , МПа	-480
Предел прочности в направлении «2» при сжатии Y_T , МПа	-100
Предел прочности в направлении «3» при сжатии Z_T , МПа	-100
Предел прочности сдвига в плоскости «12» S_{12} , МПа	60
Предел прочности сдвига в плоскости «23» S_{23} , МПа	35
Предел прочности сдвига в плоскости «13» S_{13} , МПа	60

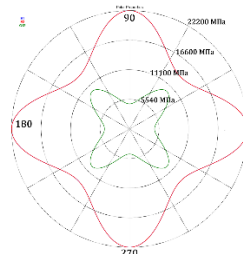


Рис. 7 – Полярные характеристики ламинатного пакета

Для композитной модели блока танков размеры конечных элементов приняты от 90 до 100 мм. Конечно-элементная модель показана на рис. 8.

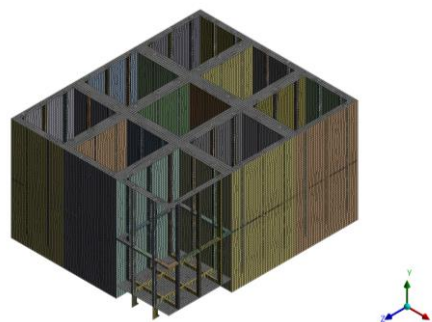


Рис. 8 – Конечно-элементная модель композитного блока танков, часть обшивки не показана

Условия закрепления танка приняты следующие: на уровне второго дна корпуса судна танки приняты жестко заделанными, на уровне верхней палубы и платформы посередине высоты блока танков принято свободное опирание по всему периметру. Приложение нагрузок и граничных условий к расчетной модели показано на рис. 9. Здесь в качестве наиболее опасного варианта выполнена загрузка только одного центрального танка.

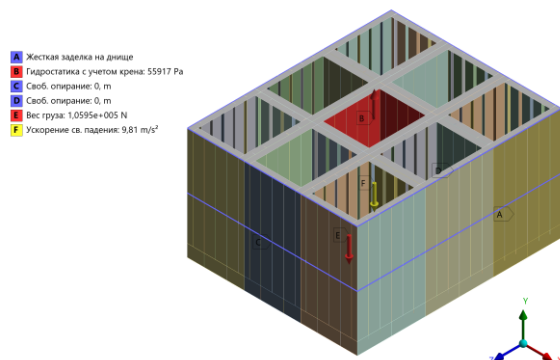


Рис. 9 Приложение нагрузок к расчетной модели

2. Результаты численного моделирования

В результате численного моделирования получены параметры напряженно-деформированного состояния блока танков в металлическом и композитном исполнении. На рис. 10 представлено деформированное состояние блока танков в металлическом исполнении в виде полей суммарных перемещений. Максимальное значение перемещений составляет 5 мм и возникает в днищевом настиле танка. Максимальный допускаемый прогиб по Правилам [4] составляет 1/400 от длины пролета и составляет 8 мм.

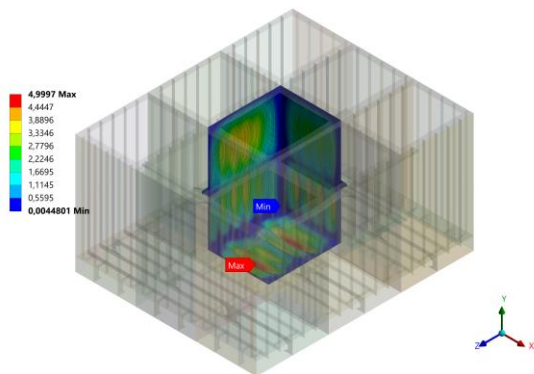


Рис 10 – Поля суммарных перемещений блока танков в металлическом исполнении

Максимальные эквивалентные напряжения возникают в книце шпангоута и составляют 246,6 МПа, рис. 11. Максимальные напряжения в обшивке днища танков составляет порядка 160 МПа. На рис. 12 представлены поля коэффициентов запаса на основе критерия прочности Мизеса с учетом предела текучести материала $\sigma_T = 310$ МПа.

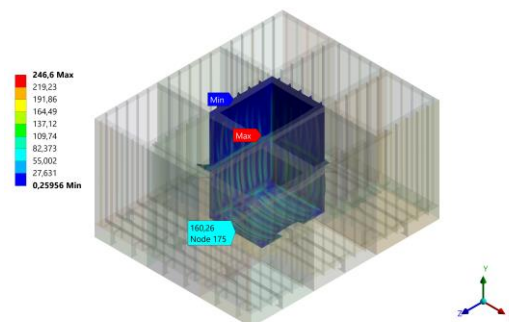


Рис. 11 – Поля эквивалентных напряжений по Мизесу, вид на центральный танк

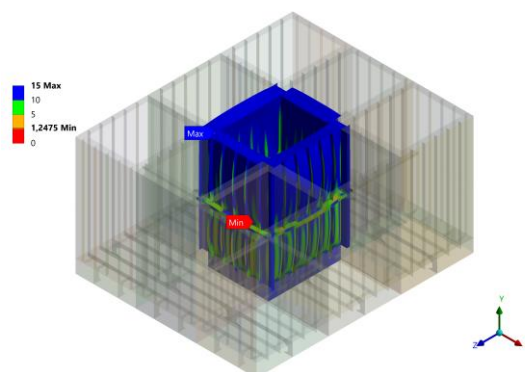


Рис. 12 – Поля коэффициентов запаса по критерию Мизеса, вид на центральный танк

Для композитного варианта исполнения блока танков поля суммарных перемещений представлены на рис. 13. Максимальное значение перемещений составляет 28,2 мм и возникает в днищевом настиле танка. Максимальный допускаемый прогиб по Правилам [3] составляет 1/80 от длины пролета и составляет 40,6 мм.

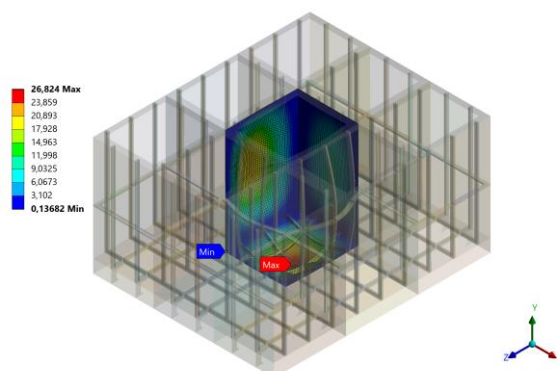


Рис 13 – Поля суммарных перемещений блока танков в композитном исполнении

В основе методов оценки прочности конструкций из ПКМ лежат различные критерии разрушения. Для анализа прочности композитного блока танков используется критерий максимальных напряжений [10]. Значение критериальной функции определяется из условия:

$$f = \max \left(\left| \frac{\sigma_1}{\sigma_{T1}} \right|, \left| \frac{\sigma_2}{\sigma_{T2}} \right|, \left| \frac{\sigma_3}{\sigma_{T3}} \right|, \left| \frac{\tau_{12}}{\tau_{T12}} \right|, \left| \frac{\tau_{13}}{\tau_{T13}} \right|, \left| \frac{\tau_{23}}{\tau_{T23}} \right| \right) \geq 1 \quad (5)$$

где σ_1 , σ_2 , τ_{12} – действующие в монослое напряжения, а X_T , X_C , Y_T , Y_C , S_{12} – разрушающие напряжения.

Максимальное значение критерия разрушения по максимальным напряжениям составляет 0,81 и достигается в сэндвич панели на вертикальной стенке в районе сопряжения с соседним танком. На рис. 14 показано распределение критериальной функции в центральном танке.

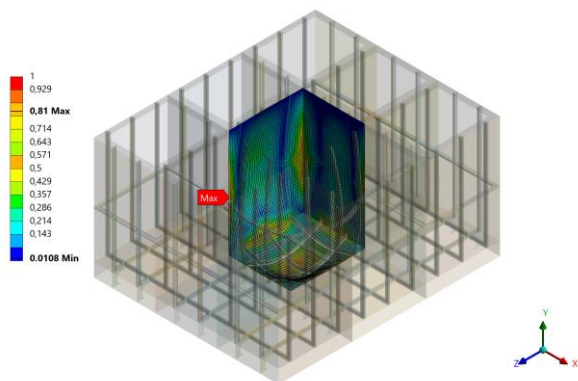


Рис 14 – Поля значений критериальной функции в центральном танке

Коэффициент запаса определяется как $1/f$ и на большей части конструкции превышает значение 3. По днищу минимальное значение коэффициента равно 1,4, что удовлетворяет требованиям Правил РС. Также, в пределах одного МКЭ в твиндеке возникает концентрация напряжений и коэффициент запаса составляет 1,23. Данная концентрация напряжений может быть устранена добавлением приформовочных угольников.

3. Оценка экономической эффективности

Проведенный анализ позволяет сравнить экономическую целесообразность применения двух конструктивных решений для танков: традиционного металлического и современного композитного.

Конструктивные особенности материалов напрямую влияют на полезный объем танков. Металлическая конструкция с системой подкрепления обеспечивает полезный объем 45,38 м³ на один танк. Применение композитных сэндвич-панелей с оптимальной системой подкрепления позволяет увеличить этот показатель до 48,56 м³ на танк, что дает абсолютный прирост 3,18 м³ (или 7%) на каждом танке. Для стандартного судна с девятью танками совокупный выигрыш в грузоподъемности составляет 28,62 м³.

Ориентировочная стоимость изготовления металлической конструкции находится в диапазоне 14,5–21,7 млн руб., табл. 3. Стоимость композитного варианта оценивается в 24,2–38,8 млн руб., табл. 4. Таким образом, первоначальные инвестиции в композитный вариант могут превышать стоимость металлического аналога на 67–79% в зависимости от рыночных условий поставки материалов.

Увеличение полезного объема на 7% имеет значительный экономический эффект при эксплуатации судна. Дополнительный объем 28,62 м³ позволяет разместить около 3,9 тонн морепродуктов дополнительно за один рейс. При средней стоимости

перевозки камчатского краба дополнительный доход за рейс может составлять порядка 6,6 млн рублей.

В судоходной практике рейсы между регионами добычи и логистическими центрами обычно занимают около двух недель. При такой интенсивности эксплуатации, даже с учетом сезонных факторов, дополнительная прибыль от увеличенной грузоподъемности обеспечивает окупаемость разницы в капитальных затратах между вариантами (максимальная разница составляет около 24,3 млн рублей) менее чем за 4 рейса (приблизительно 2 месяца).

Несмотря на более высокие первоначальные затраты на композитные танки (превышение на 67–79%), их эксплуатационные преимущества обеспечивают значительный экономический эффект.

Таблица 3

Оценочная стоимость блока танков в металлическом исполнении

Статья затрат	Нижняя граница оценки	Верхняя граница оценки
Материалы	8 400 000 руб.	12 600 000 руб.
Изготовление и сборка	4 200 000 руб.	6 300 000 руб.
Доп. расходы	1 890 000 руб.	2 835 000 руб.
Итого	14 490 000 руб.	21 735 000 руб.

Таблица 4

Оценочная стоимость блока танков в композитном исполнении

Статья затрат	Нижняя граница оценки	Верхняя граница оценки
ПВХ пена Divinycell	10 500 000 руб.	15 800 000 руб.
Стекловолокно + Смола	11 700 000 руб.	18 500 000 руб.
Вспомогательные материалы	1 100 000 руб.	3 400 000 руб.
Производственные затраты	940 000 руб.	1 220 000 руб.
Итого	24 168 000 руб.	38 824 000 руб.

Заключение

В ходе исследования разработана, обоснована и оценена конструкция встроенных судовых танков для транспортировки живого краба, выполненных из полимерных композиционных материалов. Проведён комплексный анализ их прочностных, жесткостных технологических и экономических характеристик в сравнении с традиционными металлическими конструкциями, выполненный в соответствии с требованиями Правил Российского морского регистра судоходства и стандартов DNVGL.

Численное моделирование показало, что оба исследованных конструктивных решения обеспечивают требуемый уровень прочности при действии гидростатических, динамических и эксплуатационных нагрузок. Для металлического блока танков коэффициент запаса по эквивалентным

напряжения равен 2,3 и 1,6 по прогибам, что соответствует нормативным требованиям и подтверждает достаточную прочность и жесткость конструкции.

Композитный вариант демонстрирует несколько меньшую жесткость, о чём свидетельствуют максимальные перемещения до 28,2 мм и запас составляет 1,44. Однако даже эти значения существенно ниже допустимых), что подтверждает соответствие конструкции эксплуатационным требованиям. Оценка прочности по критерию максимальных напряжений также показывает значения в рамках допустимых значений. Локальные концентрации в областях сопряжения панелей могут быть устранены конструктивными мерами, такими как добавление приформовочных угольников. Таким образом, проведенный анализ подтверждает, что

композитные элементы при правильно подобранной структуре слоёв обеспечивают требуемую несущую способность и допускают дальнейшую оптимизацию.

Проведённое исследование показывает, что композитные сэндвич-панели позволяют реализовать конструкцию без внутреннего набора, что существенно упрощает геометрию, улучшает санитарные свойства и уменьшает массу конструкции.

Исходя из полученных результатов, композитные встроенные танки представляются перспективным направлением дальнейшего развития конструкций для судов-кранов. Дальнейшие исследования могут быть направлены на оптимизацию узлов сопряжения панелей, разработку конструкций фундаментов и технологических отверстий.

Литература

1. Загорский И.А. Основные методы транспортировки камчатского краба (*Paralithodes camtschaticus*) на дальние расстояния // Рыбное хозяйство. 2011. № 5. ФГУП «Всероссийский научно-исследовательский институт рыбного хозяйства и океанографии».
2. Ситников Ю.А., Уляшев А.А., Федорова О.Е. Емкости для транспортировки живого краба, выполненные из композитных материалов // Новые технологии в судостроении: Сборник трудов отраслевой научно-технической конференции. Санкт-Петербург, 22 ноября 2022 г. Санкт-Петербург: Центр технологии судостроения и судоремонта, 2022. С. 200–204. EDN GDTMLB.
3. Правила классификации и постройки морских судов. Часть XVI «Конструкция и прочность судов из полимерных композиционных материалов». НД № 2-020101-174. Ред. от 01.01.2025.
4. Правила классификации и постройки судов для перевозки сжиженных газов наливом. Часть IV «Хранение груза». НД № 2-020101-176.
5. DNV-RU-SHIP. Part 3. Chapters 3, 6, 10.
6. DNV GL. Composites in Maritime Applications: Guidelines for Design and Verification. 2022.
7. ANSYS Release 2023 R1 Documentation. ANSYS Inc., 2023.
8. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. 7th ed. Butterworth-Heinemann, 2013.
9. Bathe K.J. Finite Element Procedures. 2nd ed. 2014.
10. Гришин В.И., Дзюба А.С., Дударьков Ю.И. Прочность и устойчивость элементов и соединений авиационных конструкций из композитов. Москва: Физматлит, 2013.
11. Jones R.M. Mechanics of Composite Materials. 2nd ed. Boca Raton, FL: CRC Press; 1999. 538 p.
12. Jawaid M., Sultan M.T.H., Saba N., editors. Failure Analysis in Biocomposites, Fibre-Reinforced Composites and Hybrid Composites. 1st ed. Cambridge: Woodhead Publishing (Elsevier); 2018. 255 p.

References

1. Ivan A. Zagorskii, Osnovnye metody transportirovki kamchatskogo kraba (*Paralithodes camtschaticus*) na dalnie rasstoyaniya [Basic methods for long-distance transportation of red king crab (*Paralithodes camtschaticus*)]. Rybnoe Khozyaistvo. 2011;(5).
2. Yuriy A. Sitnikov, Aleksey A. Ulyashev, Olga E. Fedorova, Emkosti dlya transportirovki zhivogo kraba, vypolnennyye iz kompozitnykh materialov [Composite containers for live crab transportation]. In: Novye tekhnologii v sudostroenii: Proceedings of the Industry Scientific and Technical Conference. Saint Petersburg; 2022. P. 200–204. EDN: GDTMLB.
3. Pravila klassifikatsii i postroiki morskikh sudov. Chast XVI. Konstruktsiya i prochnost sudov iz polimernykh kompozitsionnykh materialov [Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships. Part XVI. Structure and Strength of Ships Made of Polymer Composite Materials]. ND No. 2-020101-174. 2025.
4. Pravila klassifikatsii i postroiki sudov dlya perevozki szhizhennykh gazov nalive. Chast IV. Khranenie gruzha [Rules for the Classification and Construction of Liquefied Gas Carriers. Part IV. Cargo Containment]. ND No. 2-020101-176.
5. DNV-RU-SHIP. Part 3. Chapters 3, 6, 10.
6. DNV GL. Composites in Maritime Applications: Guidelines for Design and Verification. 2022.
7. ANSYS Release 2023 R1 Documentation. ANSYS Inc.; 2023.
8. The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. 7th ed. Butterworth-Heinemann; 2013.
9. Bathe K.J. Finite Element Procedures. 2nd ed. 2014.
10. Vyacheslav I. Grishin, Aleksandr S. Dzyuba, Yuriy I. Dudarkov, Prochnost i ustoychivost elementov i soedineniy aviatsionnykh konstruktov iz kompozitov [Strength and Stability of Composite Aircraft Structural Elements and Joints]. Moscow: Fizmatlit; 2013.
11. Jones R.M. Mechanics of Composite Materials. 2nd ed. Boca Raton, FL: CRC Press; 1999. 538 p.

12. Jawaid M., Sultan M.T.H., Saba N., editors. Failure Analysis in Biocomposites, Fibre-Reinforced Composites and Hybrid Composites. 1st ed. Cambridge: Woodhead Publishing (Elsevier); 2018. 255 p.

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

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

Dmitry A. Ponomarev, Ph.D. (Eng), associate professor of the Department of ship structural mechanics State marine technical university of Saint-Petersburg Lotsmanskaya, 3, St, Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: ponomarev.smk@smtu.ru

Семенюк Андрей Евгеньевич, студент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: andrewsemen21@mail.ru

Andrey E. Semenyuk, Master's student of the Department of ship structural mechanics State marine technical university of Saint-Petersburg Lotsmanskaya, 3, St, Petersburg 190121, Russian Federation, e-mail: andrewsemen21@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 14.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.06.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 01.07.2026.

ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

TECHNOLOGY OF SHIP BUILDING. SHIP REPAIR AND ORGANIZATION OF SHIPBUILDING PRODUCTION

Научная статья

УДК 621.74:624.012

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.024>

Компенсация остаточных сварочных напряжений в поперечных стыках палубного настила

Воробьева А.А.¹ vorobeva.aand@dvfu.ru, Аносов А.П.¹ anosov49@mail.ru

¹Дальневосточный федеральный университет

Аннотация. В данной работе представлен анализ влияния остаточных сварочных напряжений на прочность конструкции корпуса судна. В результате выявлено, что при учете остаточных сварочных напряжений, суммарные напряжения – сварочные плюс напряжения от эксплуатационных нагрузок – существенно превосходят допускаемые напряжения (на 45% и 28% без учета и с учетом касательных напряжений при кручении соответственно). Для снижения суммарных напряжений разработан способ приложения компенсирующих растягивающих усилий к кромкам свариваемых листов. Получены зависимости, определяющие характер распределения создаваемых компенсирующих растягивающих напряжений в кромка свариваемых листов при приложении к сечениям стыка, совпадающим с концами будущего сварного шва, сосредоточенных сил. Разработана методика расчета, позволяющего в двух типовых случаях выполнения сварочных швов в поперечных стыках листов определить необходимую растягивающую нагрузку, создающую в кромках свариваемых листов начальные напряжения, которые после сварки и снятия нагрузки компенсируют остаточные напряжения.

Ключевые слова: остаточные сварочные напряжения, ремонт корпусных конструкций, компенсирование сварочных напряжений.

Для цитирования: Воробьева А.А., Аносов А.П. Компенсация остаточных сварочных напряжений в поперечных стыках палубного настила, Морские интеллектуальные технологии. 2026. № 3 часть 2, С. 213—220. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.024

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2026.73.3.024>

Compensation of residual welding stresses in the transverse joints of the deck flooring

Anna A. Vorobeveva¹ vorobeva.aand@dvfu.ru, Anatoly P. Anosov¹ anosov49@mail.ru

¹Far Eastern Federal University

Abstract. This paper presents an analysis of the effect of residual welding stress on the structural strength of the ship's hull. As a result, it was found that when taking into account residual welding stresses, the total stresses – welding plus stresses from operational loads – significantly exceed the permissible stresses (by 45% and 28% without taking into account and taking into account tangential stresses during torsion, respectively). To reduce the total stress, a method has been developed for applying compensating tensile forces to the edges of the sheets to be welded. Dependence is obtained that determines the nature of the distribution of the compensating tensile stresses created in the edge of the sheets to be welded when concentrated forces are applied to the joint sections coinciding with the ends of the future weld. A calculation has been developed that allows, in two typical cases of welding seams in the transverse joints of sheets, to determine the necessary tensile load, which creates initial stresses in the edges of the sheets to be welded, which compensate for the residual stresses after welding and removing the load.

Keywords: residual welding stresses, repair of hull structures, compensation of welding stresses.

For citation: Anna A. Vorobeveva, Anatoly P. Anosov, Compensation of residual welding stresses in the transverse joints of the deck flooring, Marine intellectual technologies. 2026. № 3 part 2, P. 213—220. DOI: 10.37220/MIT.2026.73.3.024

Введение

В соответствии с существующей практикой при расчетах прочности судовых конструкций, включая расчеты по правилам Российского морского регистра судоходства [1], остаточные сварочные напряжения, возникающие в корпусных конструкциях при

постройке или судоремонте, не учитываются. Это на первый взгляд кажется странным, так как величина этих напряжений может достигать предела текучести, что в подавляющем большинстве расчетных случаев существенно больше допускаемых напряжений при действии эксплуатационных нагрузок. Дело в том, что в силу

конструктивной сложности судовых конструкций и обилия различных сварных соединений, поля остаточных напряжений от которых накладываются друг на друга, нет практической возможности выполнить адекватный расчет прочности с учетом этих напряжений.

Ситуация усугубляется тем, что методы расчета сварочных напряжений, величина которых зависит от целого ряда различных факторов, далеки от совершенства и дают более или менее приемлемые результаты для самых простых конструкций.

Устранить сварочные напряжения в принципе возможно с помощью термообработки, но с учетом габаритов даже самых небольших секций и блоков судового корпуса это технически невозможно.

После начала эксплуатации под действием эксплуатационных нагрузок, особенно переменных, происходит частичная релаксация сварочных напряжений, но полностью эта проблема не решается. Кроме того, повреждения при столь высоком начальном уровне остаточных сварочных напряжений могут возникнуть до того, как они, эти напряжения снизятся в достаточной мере в процессе релаксации.

В связи со сказанным вполне естественным представляется вывод – поскольку полностью устранить уже возникшие остаточные сварочные напряжения не представляется возможным, надо найти способы их предварительной компенсации технологическими приемами хотя бы в наиболее напряженных ответственных конструкциях, одной из которых является верхняя палуба.

Цель работы: обосновать технологический способ компенсации остаточных сварочных напряжений в поперечных стыковых соединениях настилов палуб.

Напряженное состояние в материале поперечного стыкового сварного шва

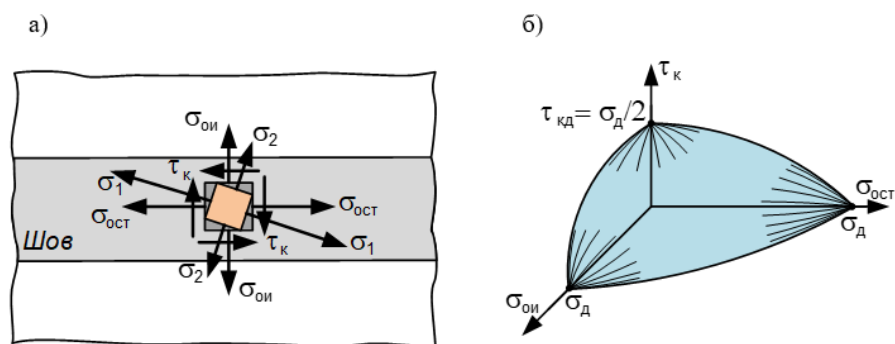


Рис. 1. Напряженное состояние в поперечном стыковом сварочном шве:
а – вид напряженного состояния; б – предельная поверхность (см. (1))

На рисунке $\sigma_{oi} = \sigma_{тв} + \sigma_{в}$ – напряжения от общего продольного изгиба корпуса; $\sigma_{тв}$ – напряжения на тихой воде; $\sigma_{в}$ – амплитуда волновых напряжений; $\sigma_{ост}$ – остаточные сварочные напряжения; $\tau_{к}$ – касательные напряжения от кручения корпуса; σ_1 и σ_2 – максимальное и среднее главные напряжения соответственно; $\sigma_3 = 0$ – минимальное главное

В настиле верхней палубы действуют наибольшие напряжения, обусловленные общим изгибом корпуса (не рассматриваются надпалубные конструкции). При этом имеет место система продольных и поперечных стыковых швов. При отверждении и остывании сварного шва, сопровождающихся стесненной усадкой материала, в нем возникают растягивающие остаточные напряжения, направленные вдоль шва, величина которых достигает предела текучести. Во время плавания эти напряжения суммируются с напряжениями, возникающими при действии эксплуатационных нагрузок.

В общем случае при движении на волнении суммарные напряжения носят циклический характер на фоне их постоянной составляющей, которая определяется суммой напряжений от общего изгиба корпуса на тихой воде и остаточных сварочных напряжений. Как известно, наиболее опасны циклы, в которых средние напряжения равны нулю (симметричный цикл) либо являются растягивающими. Снижение растягивающих средних напряжений, а по возможности их перевод в область сжатия увеличивает долговечность конструкции.

По проблематике остаточных сварочных напряжений и деформаций опубликовано большое количество работ, например [2, 3, 9, 10].

В работах [4, 6, 7] описан способ компенсации остаточных сварочных напряжений в продольных стыковых швах путем предварительного изгиба корпуса, создающего заданные растягивающие напряжения. В продольных швах сварочные напряжения совпадают по направлению с напряжениями от общего изгиба корпуса, то есть суммируются с ними путем простого сложения. В поперечных швах направления действия этих напряжений взаимно перпендикулярны (рис. 1).

напряжение, действующее в направлении, перпендикулярном плоскости рисунка (не показано).

На рис. 2 показан характер изменения компонентов напряженного состояния во времени на регулярном волнении.

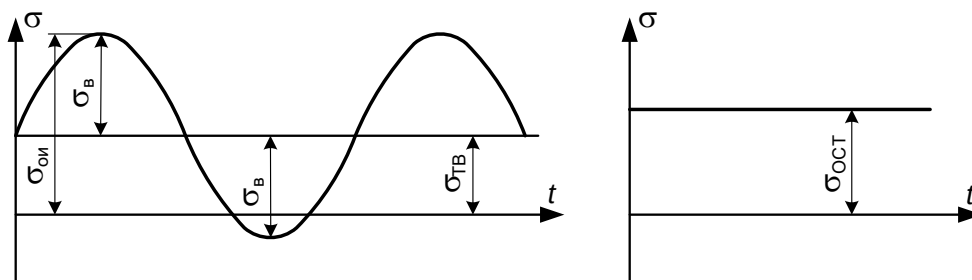


Рис. 2. Изменение компонентов напряженного состояния (рис. 1) во времени

Приведенные напряжения по IV-ой (энергетической) теории прочности в общем случае плоского напряженного состояния (рис. 1) и соответствующее условие прочности в статической постановке задачи [11]

$$\sigma_{\text{пр1}}^{IV} = \sqrt{\left(\frac{(\sigma_{\text{TB}} + \sigma_{\text{B}}) + \sigma_{\text{ост}}}{2}\right)^2 + 3\left(\frac{(\sigma_{\text{TB}} + \sigma_{\text{B}}) - \sigma_{\text{ост}}}{2}\right)^2 + 3\tau_{\text{K}}^2} \leq \sigma_{\text{д}}, \quad (1)$$

а при отсутствии остаточных сварочных напряжений ($\sigma_{\text{ост}} = 0$)

$$\sigma_{\text{пр2}}^{IV} = \sqrt{(\sigma_{\text{TB}} + \sigma_{\text{B}})^2 + 3\tau_{\text{K}}^2} \leq \sigma_{\text{д}} \quad (2)$$

где $\sigma_{\text{д}} = k_{\sigma}\sigma_n$ (пункт 1.1.4.4 [1]). Выражение (1) является уравнением соответствующей предельной поверхности (рис. 1, б).

Для оценки влияния остаточных сварочных напряжений на величину приведенных напряжений определим их отношение при вычислении в соответствии с (1) и (2), то есть

$$\left(\frac{\sigma_{\text{пр1}}^{IV}}{\sigma_{\text{пр2}}^{IV}}\right)^2 = \frac{\left(\frac{(\sigma_{\text{TB}} + \sigma_{\text{B}}) + \sigma_{\text{ост}}}{2}\right)^2 + 3\left(\frac{(\sigma_{\text{TB}} + \sigma_{\text{B}}) - \sigma_{\text{ост}}}{2}\right)^2 + 3\tau_{\text{K}}^2}{(\sigma_{\text{TB}} + \sigma_{\text{B}})^2 + 3\tau_{\text{K}}^2} \quad (3)$$

На судах поперечное сечение корпуса которых представляет собой замкнутый профиль или грузовые люки в верхней палубе относительно небольших размеров (танкеры и рефрижераторы соответственно), касательные напряжения от кручения τ_{K} в сравнении с нормальными напряжениями от общего изгиба невелики, и если их величиной пренебречь, то выражение (3) после преобразований примет вид

$$\frac{\sigma_{\text{пр1}}^{IV}}{\sigma_{\text{пр2}}^{IV}} = \left(1 - \frac{\sigma_{\text{ост}}}{\sigma_{\text{TB}} + \sigma_{\text{B}}} + \left(\frac{\sigma_{\text{ост}}}{\sigma_{\text{TB}} + \sigma_{\text{B}}}\right)^2\right)^{0,5} \quad (4)$$

Ориентировочное численное значение этого отношения можно получить, если принять:

$\sigma_{\text{ост}} = \sigma_n$ – расчетный нормативный предел текучести (пункт 1.1.4.3[1]);

$\sigma_{\text{TB}} + \sigma_{\text{B}} = k_{\sigma}\sigma_n = 0,6\sigma_n$ – допускаемые напряжения в настиле верхней палубы (пункт 2.6.4.1.2 [1]).

При этом

$$\frac{\sigma_{\text{пр1}}^{IV}}{\sigma_{\text{пр2}}^{IV}} = \left(1 - \frac{\sigma_n}{0,6\sigma_n} + \left(\frac{\sigma_n}{0,6\sigma_n}\right)^2\right)^{0,5} = 1,45.$$

В палубах судов с широким раскрытием касательные напряжения от кручения корпуса достигают значительной величины. Если принять величину касательных напряжений, равной половине допускаемых нормальных напряжений, то есть $\tau_{\text{K}} = 0,3\sigma_n$, то отношение приведенных напряжений, вычисленных по формулам (1) и (2)

$$\frac{\sigma_{\text{пр1}}^{IV}}{\sigma_{\text{пр2}}^{IV}} = \frac{\left(\left(\frac{0,6\sigma_n + \sigma_n}{2}\right)^2 + 3\left(\frac{0,6\sigma_n - \sigma_n}{2}\right)^2 + 3(0,3\sigma_n)^2\right)^{0,5}}{\left((0,6\sigma_n)^2 + 3(0,3\sigma_n)^2\right)^{0,5}} = 1,28.$$

И в том, и в другом случаях значения приведенных напряжений при наличии остаточных сварочных напряжений существенно выше, чем при отсутствии таковых, что обуславливает необходимость их компенсации.

На опасность высоких остаточных напряжений косвенно указывают вероятные причины аварий судов, сопровождающиеся переломом их корпусов.

В работах [12, 13] выполнен анализ аварии в штормовых условиях танкера «Находка» 2 января 1997 года у западного побережья Японии, в результате которой судно переломилось на 3 части. Носовая часть отломилась на расстоянии трети длины от оконечности и в свою очередь была разорвана на две части, которые затонули. По одной из версий при последнем ремонте, сопровождавшемся заменой значительного количества листов наружной обшивки, в том числе, в районе излома, эта технологическая операция осуществлялась на плаву. В этом случае ремонтные напряжения могут быть значительно больше, чем при ремонте в доке. Развитие трещин, разрушивших корпус, по ступенчатой траектории, идущей по кромкам листов, можно объяснить обилием сварочных швов и, как следствие, сложным напряженным состоянием конструкций в районе замены листов при высоком уровне остаточных напряжений.

Более современной иллюстрацией рассматриваемых катастроф являются аварии двух танкеров: «Волгоневфть – 212» и «Волгоневфть – 239», произошедшие 15 декабря 2024 года в Керченском проливе и сопровождавшиеся переломом корпусов (рис. 3).



Рис. 3. Перелом корпуса танкера «Волgoneftь»: а – общий вид судна; б – момент аварии; в – оставшаяся часть корпуса

Танкеры «возрастные» – 1969 и 1973 годов постройки соответственно. Процесс их эксплуатации, как и эксплуатации других одноптиных судов, вследствие значительного износа сопровождался периодическими ремонтами с заменой листов и целых блоков, что накапливало в корпусе остаточные сварочные напряжения, которые, в свою очередь, не могли не сказаться на прочности корпуса.

Компенсация остаточных сварочных напряжений в поперечных стыковых швах палубного настила

При сваривании листов стыковым швом в нем возникают продольные и поперечные сварочные напряжения (рис. 4) [9].

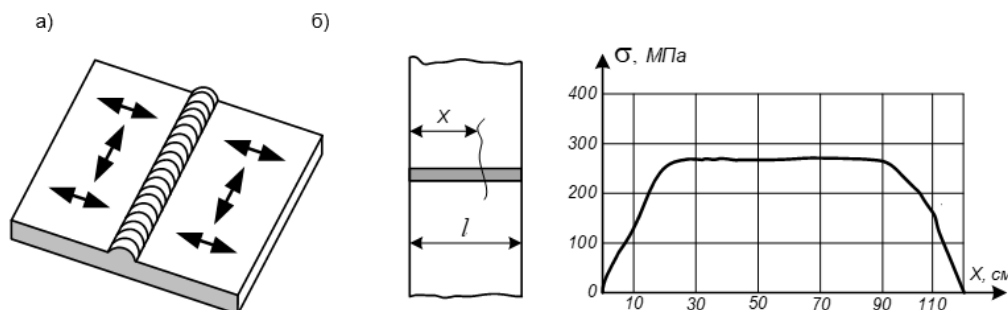


Рис. 4. Сварочные напряжения в стыковом шве: а – продольные и поперечные напряжения; б – распределение остаточных напряжений по длине шва [8]

Распределение остаточных сварочных напряжений при выполнении шва по всей ширине l свариваемых листов таково [8], что на его концах из-за возможности свободной усадки они незначительны, а в средней части имеют достаточно

большую величину, достигая предела текучести (рис. 4, б).

Иначе дело обстоит, если заварить длинную прорезь, имитирующую сварочный зазор при вварке листа, в поле большой пластины. В этом случае картина будет, видимо, иной (рис. 5, б).

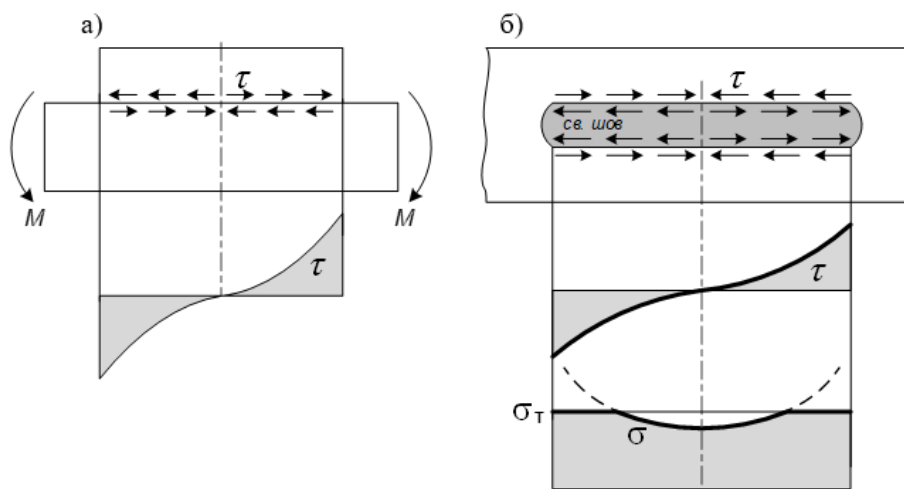


Рис. 5. Предполагаемое распределение остаточных сварочных напряжений по длине стыкового шва ограниченной длины в поле широкой пластины: а – касательные напряжения по линии соединения надстройки с корпусом судна; б – касательные напряжения вдоль границ между сварным швом и основным металлом, распределение касательных и нормальных напряжений по длине шва

При напряжениях, равных пределу текучести, начнутся пластические деформации и рост напряжений прекратится до момента начала упрочнения, что маловероятно.

Стыковой сварочный шов ограниченной длины в поле широкой пластины

Для компенсации сварочных напряжений в стыковом шве необходимо перед сваркой создать растягивающие напряжения вдоль кромок свариваемых листов. Величина этих напряжений

должна быть равна расчетным сварочным напряжениям, как максимум, достигающим предела текучести материала.

Рассмотрим широкую пластину с локальной прорезью, имитирующей сварочный зазор, в которой впоследствии будет сформирован стыковой сварочный шов. Соответствующая схема предварительного нагружения сосредоточенными силами на концах прорези представлена на рис. 6.

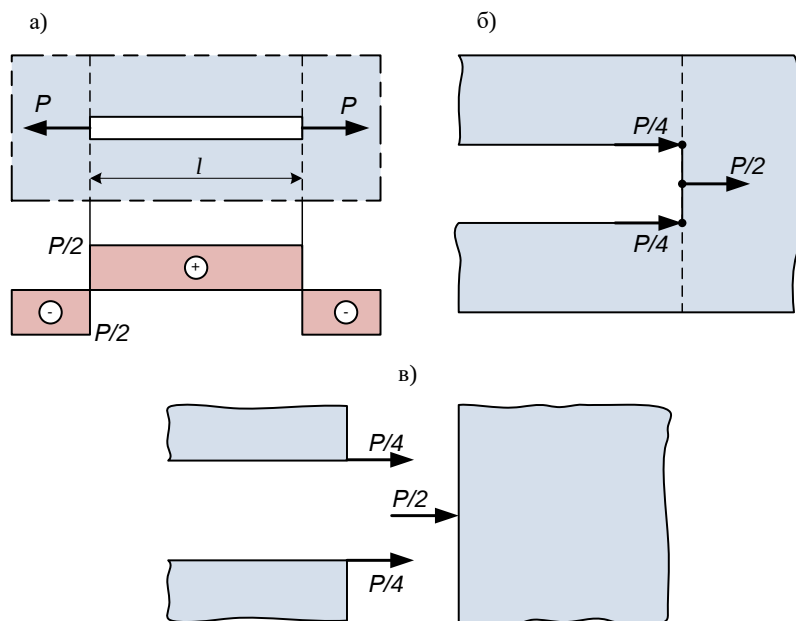


Рис. 6. Схема предварительного нагружения пластины с прорезью (а, б) и эквивалентная расчетная схема (в)

В теории упругости нет решения задачи, соответствующей расчетной схеме, представленной на рис. 6, а. Однако для получения приближенного результата ее можно представить как сумму решений двух известных задач [5] (рис. 6, в): напряженное

состояние клина, нагруженного сосредоточенной силой в вершине (рис. 7, а) и напряженное состояние полубесконечно протяженной пластины, нагруженной на свободной кромке сосредоточенной силой (рис. 7, б).

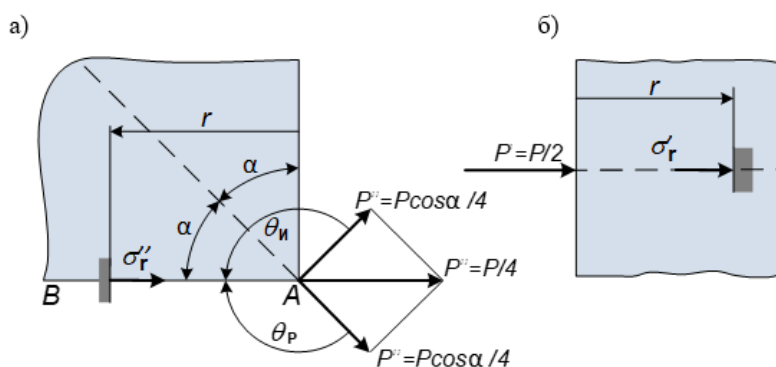


Рис. 7. Две расчетные схемы: сила приложена к вершине клина (а) и сила приложена к свободной кромке полубесконечно протяженной пластины (б)

Приложенная к вершине клина вдоль продольной кромки АВ прорези растягивающая сила $P'' = P/4$ (рис. 7, а) раскладывается на две равные составляющие: $(P/4)\cos\alpha$, одна из которых,

действуя вдоль оси клина, растягивает его, а вторая, перпендикулярная к первой, изгибает клин. Напряжения на кромке АВ от растяжения клина [5]

$$\sigma_{rp} = -\frac{P'' \cos \alpha \cos \theta}{(\alpha + \sin \alpha \cos \alpha) r^2} \quad (5)$$

При подстановке $\alpha = \pi/4$, $\theta = 3\pi/4$, и $P'' = P/4$ получим

$$\sigma_{rp} = \frac{P}{2(\pi+2)r^2} \quad (6)$$

При изгибе клина напряжения на кромке АВ

$$\sigma_{ru} = -\frac{P'' \cos \alpha \cos \theta}{(\alpha - \sin \alpha \cos \alpha) r^2} \quad (7)$$

или после подстановки тех же величин

$$\sigma_{ru} = \frac{P}{2(\pi-2)r^2} \quad (8)$$

После суммирования получим

$$\sigma''_r = \frac{\pi P}{(\pi^2 - 4)r} = 0,536 \frac{P}{r} \quad (9)$$

Напряжения в полубесконечной пластине от сосредоточенной силы на свободной кромке в зависимости от r (рис. 7, б)

$$\sigma'_r = -\frac{2P'}{\pi r} = -\frac{P}{\pi r} = 0,318 \frac{P}{r} \quad (10)$$

Заметим, что и по (9), и по (10) напряжения определены при любом r , кроме $r = 0$. Очевидно, что при одинаковых силе P и координате r напряжения, вычисленные по (10) – в поле пластины – ниже, чем на кромке прорези (9).

Вследствие того, что силы P приложены к обоим конечным сечениям прорези, происходит наложение полей напряжений, то есть напряжения от обеих сил суммируются (рис. 8).

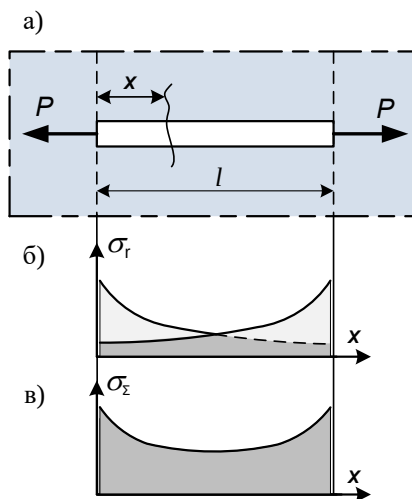


Рис. 8. Распределение предварительных компенсирующих напряжений вдоль кромки прорези при приложении двух сил по ее концам: а – вид пластины с прорезью; б – напряжения на кромках прорези от двух сил; в – суммарные напряжения

Суммарные напряжения (рис. 8, б, в) при $r \equiv x$ (см. (9))

$$\sigma_\Sigma = \frac{\pi P}{(\pi^2 - 4)x} + \frac{\pi P}{(\pi^2 - 4)(l - x)};$$

после сложения и перехода к относительной координате $\bar{x} = x/l$ получим

$$\sigma_\Sigma = \frac{\pi P}{(\pi^2 - 4)l} \cdot \frac{1}{\bar{x}(1 - \bar{x})} \quad (11)$$

или окончательно с учетом толщины пластины t

$$\sigma_\Sigma = \frac{\pi P}{(\pi^2 - 4)lt} \cdot \frac{1}{\bar{x}(1 - \bar{x})} \quad (12)$$

Видно, что при $x = 0$ и $x = l$, то есть при $\bar{x} = 0$ и $\bar{x} = 1$ соответственно, расчетные суммарные напряжения σ_Σ бесконечно возрастают, чего на практике быть не может – рост напряжений прекратится при достижении ими величины предела текучести σ_T . Реальное распределение напряжений по длине прорези в общем случае должно соответствовать показанному на рис. 9.

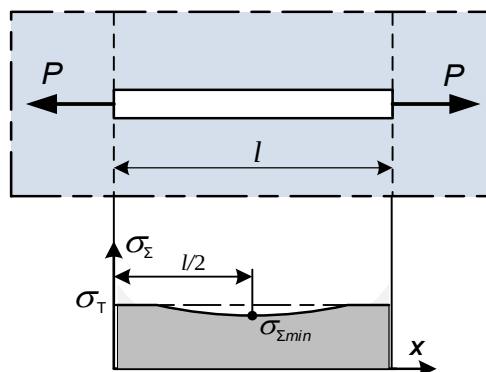


Рис. 9. Распределение напряжений вдоль кромки прорези с учетом пластичности материала

Если на середине длины прорези ($\bar{x} = 0,5$), где напряжения имеют минимальную величину (рис. 9), принять ее равной пределу текучести ($\sigma_{\Sigma \min} = \sigma_T$), то такие напряжения будут действовать по всей длине кромок прорези. Этому соответствуют максимальная сила (см. (12))

$$P_{\max} = \frac{\sigma_T(\pi^2 - 4)lt}{4\pi}, \quad (13)$$

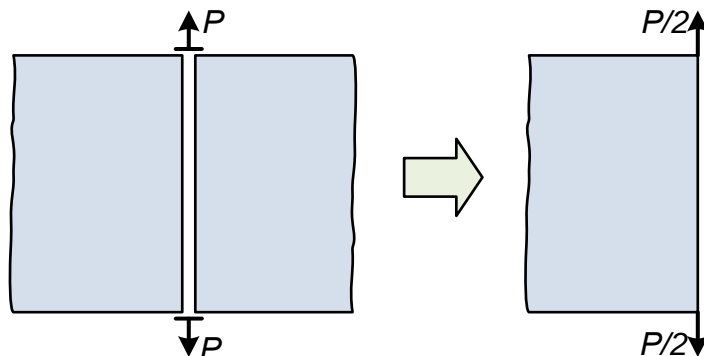


Рис. 10. Схема создания начальных компенсирующих напряжений при стыковом шве по всей ширине свариваемых листов

Задача сводится к рассмотренному выше нагружению клина приложенной в вершине силой, создающей его растяжение и изгиб. Отличие состоит только в том, что в данном случае к вершине клина приложена в два раза большая сила (не $P/4$, а $P/2$) (см. рис. 7, а). При этом зависимость (12) примет вид

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{2\pi P}{(\pi^2 - 4)lt} \cdot \frac{1}{\bar{x}(1 - \bar{x})}, \quad (14)$$

а максимальная нагрузка, соответствующая $\sigma_{\Sigma} = \sigma_T$ (см. 13) уменьшится также в два раза

$$P_{\max} = \frac{\sigma_T(\pi^2 - 4)lt}{8\pi}. \quad (15)$$

Заключение

Полученные результаты в основном сводятся к следующему:

Показано, что при учете остаточных сварочных напряжений, суммарные напряжения – сварочные

Стыковой сварочный шов по всей ширине свариваемых листов

Такое соединение может быть при стыковке палубного стрингера судна с широким раскрытием палубы. Соответствующая расчетная схема представлена на рис. 10.

плюс напряжения от эксплуатационных нагрузок – существенно превосходят допускаемые напряжения (на 45% и 28% без учета и с учетом касательных напряжений при кручении соответственно).

Получены зависимости, определяющие характер распределения создаваемых компенсирующих растягивающих напряжений в кромка свариваемых листов при приложении к сечениям стыка, совпадающим с концами будущего сварного шва, сосредоточенных сил.

Получены зависимости, позволяющие в двух типовых случаях выполнения сварочных швов в поперечных стыках листов определить необходимую растягивающую нагрузку, создающую в кромках свариваемых листов начальные напряжения, которые после сварки и снятия нагрузки компенсируют остаточные напряжения.

Литература

1. Правила классификации и постройки морских судов. Часть II «Корпус». – СПб., Российский морской регистр судоходства, 2025.
2. Николаев Г.А., Куркин С.А., Винокуров В.А. Сварные соединения. Прочность сварных соединений и деформации конструкций. – М.: Высшая школа, 1982.
3. Гатовский К.М., Гунин И.А. Изменение напряженного состояния корпусов судов в процессе эксплуатации и ремонта. Труды ЛИИВТ, выпуск 8, М. – Л., Транспорт, 1965.
4. Аносов А.П. и др. Применение надувных эластичных оболочек для выполнения технологических операций при ремонте и испытаниях корпусов судов / А.П.Аносов, Н.И. Восковщук, Ю.К. Шарапов // Морские интеллектуальные технологии. – 2019. - №2 (44). – Т.2. – С. 29–38.
5. Сегаль А.И. Прикладная теория упругости / Учебное пособие для кораблестроительных вузов и факультетов. – Л., Судпромгиз, 1961. – 268 с.
6. Аносов А.П., Шарапов Ю.К. Способ регулирования изгиба корпуса судна при его постановке в док. Патент на изобретение №2626781 Б.И. № 22, 01.08.2017.
7. Воробьева А.А., Аносов А.П. Расчет предварительного изгиба корпуса судна с использованием НЭО с представлением силовых параметров изгиба различными расчетными методами. Всеросс. н.-т. конф. по строительной механике корабля памяти П.Ф. Папковича. Тезисы докладов. – СПб.: 2024. –С. 16–17.
8. Деформация и напряжения при сварке стыковых и тавровых соединений / Интернет-ресурс: <https://bibit.ru/30/104.htm>.
9. Салманов И.Д., Барановский М.Ю., Тарасов В.А. Остаточные напряжения и деформации при сварке. Строительство уникальных зданий и сооружений, 2014, № 12(27). С. 64–75.

10. Пономаренко Д.В., Сюкасов Г.М. Механизм возникновения сварочных напряжений и деформаций. Учеб. электрон. текст. изд. Уральский гос. техн. ун-тет. – Екатеринбург. 2009. 46 с.
11. Фесик С.П. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Будівельник, 1970.
12. Барабанов Н.В., Турмов Г.П. О вероятных причинах гибели танкера «Находка» // Материалы междунар. конф. «Кораблестроение и океанотехника...» –1998. – С. 16–20.
13. Житников А.В., Кулеш В.А., Подгорнов А.В. Ремонт и переломы корпусов танкеров. – Интернет-ресурс: <https://cyberleninka.ru/article/n/remonty-i-perelomy-korpusov-tankerov>

References

1. Rules for the classification and construction of naval vessels. Part II "The Building". St. Petersburg, Russian Maritime Register of Shipping, 2025.
2. Nikolaev G.A., Kurkin S.A., Vinokurov V.A. Welded joints. The strength of welded joints and structural deformations. Moscow: Higher School, 1982.
3. Gatovsky K.M., Gunin I.A. Changing the stress state of ship hulls during operation and repair. Proceedings of the LIIVT, issue 8, M. L., Transport, 1965.
4. Anosov A.P. and others. The use of inflatable elastic shells for performing technological operations during the repair and testing of ship hulls. A.P. Anosov, N.I. Voskovchuk, Yu.K. Sharapov. Marine intelligent Technologies. 2019. №2 (44). Vol. 2. pp. 29-38.
5. Segal A.I. Applied theory of elasticity. Textbook for shipbuilding universities and faculties. L., Sudpromgiz, 1961. 268 p.
6. Anosov A.P., Sharapov Yu.K. A method for regulating the bending of the ship's hull when it is docked. Patent for invention No. 2626781 B.I. No. 22, 08.01.2017.
7. Vorobyeva A.A., Anosov A.P. Calculation of the preliminary bending of the ship's hull using the NEO with the representation of bending force parameters by various calculation methods. All-Russian Scientific and Technical conference on the structural mechanics of the ship in memory of P.F. Papkovich. Abstracts of reports. St. Petersburg: 2024. pp. 16-17.
8. Deformations and stresses during welding of butt joints and branded joints. Online resource: <https://bibit.ru/30/104.htm> 9.
9. Salmanov I.D., Baranovsky M.Yu., Tarasov V.A. Residual stresses and deformations during welding. Construction of unique buildings and structures, 2014, No. 12(27). pp. 64-75.
10. Ponomarenko D.V., Syukasev G.M. The mechanism of occurrence of welding stresses and deformations. Study electron. text. ed. Ural State Technical University University of Yekaterinburg, 2009. 46 p.
11. Fesik S.P. Handbook on the resistance of materials. Kiev: Budivelnik, 1970.
12. Barabanov N.V., Turmov G.P. On the probable causes of the death of the tanker Nakhodka. Materials of the International Conference "Shipbuilding and Ocean Engineering ..." 1998. pp. 16-20.
13. Zhitnikov A.V., Kulesh V.A., Podgornov A.V. Repair and fractures of tanker hulls. Online resource: <https://cyberleninka.ru/article/n/remonty-i-perelomy-korpusov-tankerov>

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

Воробьева Анна Андреевна, аспирант, Дальневосточный федеральный университет, 690922, Приморский край, остров Русский, полуостров Саперный, поселок Аякс, 10, e-mail: vorobeva.aand@dvfu.ru

Аносов Анатолий Петрович, доктор технических наук, профессор, профессор департамента морской техники и транспорта, Дальневосточный федеральный университет, 690922, Приморский край, остров Русский, полуостров Саперный, поселок Аякс, 10, e-mail: anosov49@mail.ru

Anna A. Vorobeva, graduate student, Far Eastern Federal University, 690922, Primorsky Krai, Russian Island, Saperny Peninsula, Ajax village, 10, e-mail: vorobeva.aand@dvfu.ru

Anatoly P. Anosov, Dr. Sci. (Eng), Professor, Professor of the Department of Marine Engineering and Transport, Far Eastern Federal University, 690922, Primorsky Krai, Russian Island, Saperny Peninsula, Ajax settlement, 10, e-mail: anosov49@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 14.04.2026.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 01.06.2026.

Принята к публикации/accepted for publication 29.06.2026.