

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

110100100100100010101010110101010000110111000110010010010110011001100010 ISSN 2073-7173 (print)

0010100100101011110100110100100010111001001110010101001100100110001100 ISSN 2588-0233 (on line)

10010001111001101111001010011011100110010100011010100110011001010101100010100100101011110100110

00101001011001100100110010011101100111000100110010010010101000011100110010011100010110100100100

00110101001101001000010110100101010001001000011111100110011001101101011001110000001110010100101

11011100110010101111001010100101001101001110001011001010011001010111100101011100101101001010

0000111010100111100010101100100011100110110100100110110110011001010100111

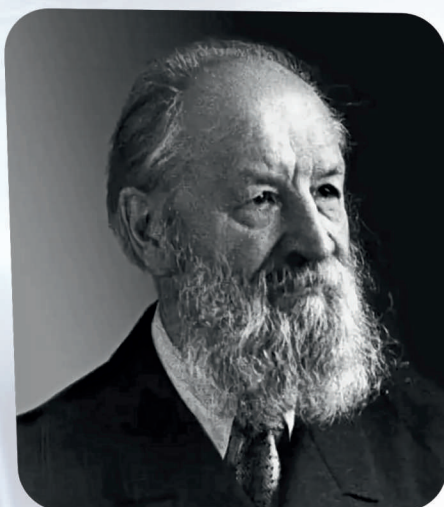
1100110001110010011000101001010011110101010100000101010100011010111001100

00101001110011010011110001010010101110101001000010110001100110010101100

№ 3 Часть 2 2024
№ 3 Part 2 2024



Morskie intelektual'nye tehnologii



ТРУДЫ

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

памяти «академиков-кораблестроителей»

Алексея Николаевича Крылова и Юлиана Александровича Шиманского



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

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Научный журнал № 3 часть 2 2024 Сквозной номер 65

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. Форма выпуска: печатный, электронный. Язык текстов: русский, английский. Язык метаданных: русский, английский. Статьям присваивается уникальный идентификатор DOI.

В журнале обязательно рецензирование статей ведущими специалистами по профилю статьи.

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

Инструкция по оформлению статьи и другие документы можно скачать с нашего сайта www.morintex.ru из раздела «для авторов». Аннотации выпусков журнала с 2008 по 2014 год и с № 3(25) 2014 полные выпуски размещены на сайте журнала <http://morintex.ru> в открытом доступе. Стоимость публикации 19500 рублей. Стоимость публикации включает: публикацию в журнале, электронное издание журнала, размещение в научной электронной библиотеке E-library, в Web of Science (Emerging Sources Citation Index ESCI) и в Ulrich's Knowledgebase. Для аспирантов публикации бесплатно, если аспирант единственный автор.

Подписной индекс 99366 в объединенном каталоге «Пресса России».

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

Рубрики журнала

(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: mit-journal@mail.ru)

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

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

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

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

Перепечатка допускается только с разрешения редакции.

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

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

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

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

Стоимость номера журнала без доставки 3500 рублей.

Дизайн: А.В. Антонов

Верстка: А.И. Соломонова

© ООО «НИЦ «МОРИНТЕХ», 2024



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

MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES

Scientific journal № 3 part 2 2024 www.morintex.ru
Subject: shipbuilding, computer science, computer engineering and management

ABOUT SCIENTIFIC JOURNAL «MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES»

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

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

Frequency of publication - 4 issues per year.

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

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

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

Journal headings:

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

The journal is coming since 2008

Publication frequency — 4 issues per year

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

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

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

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

Member of Association of science editors and publishers.

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

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

e-mail: mit-journal@mail.ru

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

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

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

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

Editorial ethics of the scientific journal «MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES»

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

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

Design: A.V. Antonov

Page-proofs: A.I. Solomonova

© RESEARCH CENTRE «MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES» Ltd, 2024



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

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

www.morintex.ru

Тематика: кораблестроение, информатика, вычислительная техника и управление

Главный редактор:

Н.В. Никитин, д.т.н., профессор

Редакционная коллегия

Заместители главного редактора

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

Члены Редколлегии

В.Г. Бугаев, д.т.н., профессор, Дальневосточный федеральный университет, Владивосток
Е. П. Бураковский, д.т.н., профессор, филиал Военно-морской академии, Калининград
Ю.А. Власов, к.ф.-м.н., преподаватель, Флоридский Международный Университет, Майами, США
М.В. Войлошников, д.т.н., профессор, Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток
В.А. Евтеев, д.т.н., Объединенная судостроительная корпорация, Санкт-Петербург
И.И. Костылев, д.т.н., профессор, Государственный университет морского и речного флота имени адм. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
В.В. Родионов, к.т.н., Си Проект, Санкт-Петербург
В.Ю. Семенова, д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский морской государственный университет, Санкт-Петербург
Н.А. Тарануха, д.т.н., профессор, Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет, Комсомольск-на-Амуре
Ю.С. Федосенко, д.т.н., профессор, Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород

Редакционный Совет

Председатель

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

Члены Совета

Е.М. Апполонов, д.т.н. генеральный директор, "ЦКБ "Лазурит", Нижний Новгород
И.Г. Малыгин, д.т.н., профессор, директор, Институт проблем транспорта им. Н.С. Соломенко Российской академии наук, Санкт-Петербург
Г.Н. Муру, к.т.н., генеральный директор, 51 ЦКТИ судоремонта, Санкт-Петербург
С.А. Огай, д.т.н., Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток
Одд М. Фалтинсен, профессор, Норвежский университет науки и технологии, Норвегия
Пентти Куяла, профессор, университет Аалто, Финляндия
В.Н. Половинкин, д.т.н., профессор, научный руководитель предприятия, Крыловский государственный научный центр, Санкт-Петербург
К.В. Рождественский, 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

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

Editorial Staff Deputy Chief Editors

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

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

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

Members of Editorial Staff

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Editorial Board chairmen

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

Council Members

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

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

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

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

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

Pentti Kujala, Professor, Aalto University, Finland

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

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

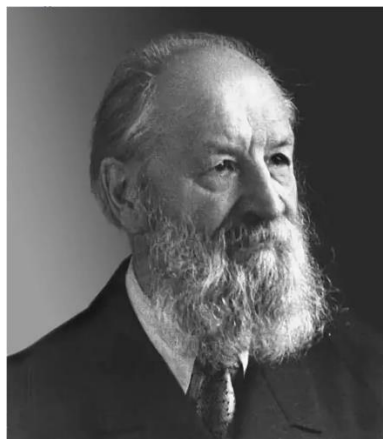
**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ ЖУРНАЛА
ВЫРАЖАЕТ ИСКРЕННЮЮ БЛАГОДАРНОСТЬ
РЕЦЕНЗЕНТАМ ЭТОГО НОМЕРА:**

- **Дмитрий Алексеевич Скороходов**, доктор технических наук, профессор, Институт проблем транспорта имени Н.С. Соломенко Российской академии наук
- **Николай Васильевич Никитин**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Альберт Георгиевич Назаров**, кандидат технических наук, конструкторское бюро «АН Марин Консалтинг»
- **Алексей Юрьевич Яковлев**, доктор технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Александр Александрович Родионов**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Кирилл Дмитриевич Овчинников**, кандидат технических наук, доцент Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Александр Викторович Кириченко**, доктор технических наук, профессор, ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова
- **Николай Николаевич Гордеев**, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Борис Федорович Дмитриев**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Михаил Вячеславович Хачумов**, кандидат физико-математических наук, Институт программных систем им. А.К. Айламазяна РАН
- **Егор Юрьевич Чебан** доктор технических наук, доцент, Волжский государственный университет водного транспорта
- **Борис Петрович Ионов**, доктор технических наук, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Леонид Андреевич Краснодубец**, доктор технических наук, профессор, Севастопольский государственный университет
- **Андрей Евгеньевич Пластинин**, доктор технических наук, профессор, Волжский государственный университет водного транспорта
- **Сергей Алексеевич Огай**, доктор технических наук, доцент, Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского
- **Вадим Александрович Крамарь**, доктор технических наук, профессор, Севастопольский государственный университет
- **Андрей Григорьевич Шпекторов**, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ»
- **Анатолий Владимирович Алексеев**, д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Геннадий Анатольевич Зеленков**, доктор физико-математических наук, доцент, ГМУ имени адмирала Ф.Ф. Ушакова
- **Алексей Геннадьевич Котенко**, доктор технических наук, профессор, Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта
- **Светлана Владимировна Лисиенко**, доктор технических наук, доцент, Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет
- **Владимир Борисович Мелехин**, доктор технических наук, профессор, профессор Дагестанский государственный технический университет
- **Елена Борисовна Амбросовская**, кандидат технических наук, доцент Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ» В.И. Ульянова (Ленина)
- **Олег Николаевич Петров**, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Павел Александрович Бимбереков**, доктор технических наук, доцент, Сибирский государственный университет водного транспорта
- **Александр Алексеевич Таранцев**, доктор технических наук, профессор, 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, St. Petersburg State Marine Technical University
- **Albert G. Nazarov**, Ph.D. (Eng.), Design bureau "AN Marine Consulting"
- **Aleksej YU. Yakovlev**, Dr. Sci. (Eng), Associate professor, St. Petersburg state marine technical university
- **Alexander A. Rodionov**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg state marine technical University
- **Kirill D. Ovchinnikov**, Ph.D. (Eng), Associate 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
- **Boris F. Dmitriev**, Dr. Sci. (Eng), professor, State marine technical university of Saint-Petersburg
- **Mikhail V. Khachumov**, Ph.D. (Phys & Math), Ailamazyan Program Systems Institute of Russian Academy of Sciences
- **Egor Yu. Cheban**, Dr. Sci. (Eng), assistant professor, Volga State University of Water Transport
- **Leonid A. Krasnodubets**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Sevastopol State University
- **Boris P. Ionov**, Dr. Sci. (Eng.), St. Petersburg state marine technical University
- **Andrey E. Plastinin**, Dr. Sci. (Eng), assistant professor, Volga State University of Water Transport
- **Sergei A. Ogai**, Dr. Sci. (Eng), associate professor, Maritime state university named Admiral Nevelskoi
- **Vadim A. Kramar'**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Sevastopol State University
- **Andrey G. Spektorov**, Ph.D. (Eng), associate professor, Petersburg Electrotechnical University "LETI"
- **Anatolii V. Alekseev**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg state marine technical University
- **Gennadiy A. Zelenkov**, Dr. Sci. (Phys & Math), Assistant professor, Admiral Ushakov maritime State University
- **Alteksei G. Kotenko**, Dr.Sci. (Eng), Professor, Railway research institute
- **Svetlana V. Lisienko**, Dr. Sci. (Eng), Associate Professor, Far Easten state technical fishery University
- **Vladimir B. Melekhin**, Dr. Sci. (Eng), professor, Dagestan State Technical University
- **Elena B. Ambrosovskaya**, Ph.D. (Eng), Associate Professor St. Petersburg State Electrotechnical University (LETI)
- **Oleg N. Petrov**, Ph. D. (Eng), associate professor, St. Petersburg state marine technical University
- **Pavel A. Bimberekov**, Dr. Sci. (Eng.), Assistant professor, Siberian state University of water transport
- **Alexander A. Tarantsev**, Dr.Sci. (Eng), professor, Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Science

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
МОРСКОЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**



**А.Н. Крылов
1863-1945**



**Ю.А. Шиманский
1883-1962**

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

памяти «академиков-кораблестроителей»

**посвященной 160-летию Алексея Николаевича Крылова и 140-
летию Юлиана Александровича Шиманского**

декабрь 2023

СОДЕРЖАНИЕ

стр.

ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

Родионов А.А. Эволюция науки о прочности корабля и вектор ее развития, заданный столетие назад.....	10
Крыжевич Г.Б. Методический подход к назначению нормативных разрушающих напряжений для численных расчетов прочности узлов конструкций.....	19
Крыжевич Г.Б., Санников В.А. Ледовые нагрузки, определяющие прочность крепления анодов системы электрохимической защиты морской платформы.....	25
Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение цифровых моделей для анализа методики проектирования трапецевидных балок из ПКМ.....	34
Аносов А.П., Макарова Т.А. Влияние диагональных элементов рамного набора на жесткость бортового перекрытия при сдвиге.....	44
Аносов А.П., Макарова Т.А. Влияние бортовых перекрытий, подкрепленных диагональными балками рамного набора, на жесткость корпуса судна при кручении.....	49
Родионов А.А., Карпенко Е.А. Численный метод расчета силы сопротивления воды при движении погруженных и полупогруженных тел различных форм.....	54
Манухин В.А. Влияние полимерно-композиционного покрытия на прочность и жесткость свободстоящей деревянной мачты парусной яхты.....	61
Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Расчет параметров совместной вибрации корпуса и соосного валопровода.....	68
Миронов М.Ю., Кириллов П.А.-Алексеев П.А. Равнонапряженное регулярное перекрытие на упругом основании.....	75
Родионов А.А., Рябушкин С.В. Использование бессеточных процедур для численного моделирования механического поведения льда в широком диапазоне внешних воздействий.....	83
Мелконян А.Л., Николаев Д.А., Яремчук С.А. Расчёт параметров вибрации трубопровода без выполнения последовательных приближений.....	94
Молоков К.А. Новиков В.В. Оценка остаточной надежности судокорпусных конструкций из феррито-перлитных сталей с макротрещинами по структурным и механическим характеристикам.....	102
Андреев А.Н., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Алгоритм и программа определения положения центра кручения тонкостенного профиля.....	110

ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Линёв Д.В., Шалаев Д.Ю., Дворникова А.А. Устройство обеспечения аварийного сброса давления при испытаниях подводной техники с использованием камеры-мультипликатора.....	115
---	-----

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Кондаков Б.И., Островская Н.В., Рутман Ю.Л. Коэффициенты динамичности нагрузок от воздействия цунами на береговые сооружения.....	125
--	-----

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ

Сутырин В.И., Кужахметова Э.Р. Расчет по частям конечно-элементной (3D) модели конструкции стационарной морской платформы как механической системы «сооружение – свайный фундамент – грунтовое основание».....	132
---	-----

CONTENTS	page
THEORY OF SHIP AND STRUCTURAL MECHANICS	
Alexander. A. Rodionov The evolution of the science of ship strength and the vector of its development, set a century ago.....	10
Gennady B. Kryzhevich Methodological approach to assigning standard failure stresses in numerical calculations of the strength of structural units.....	19
Gennady B. Kryzhevich, Vladimir A. Sannikov, Ice loads determining the strength of anode anchorage of the offshore platform electrochemical protection system.....	25
Vladimir A. Korshunov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov Application of Digital Models for Analysis of Design Methodology of Trapezoidal Beams from PCM.....	34
Anatoly P. Anosov, Tatyana A. Makarova Influence of diagonal framing members on the rigidity of the side grillage under shear.....	44
Anatoly P. Anosov, Tatyana A. Makarova The influence of side grillages, supported with diagonal framing members, on the hull rigidity under torsion.....	49
Alexander A. Rodionov, Evgeniya A. Karpenko Numerical method for calculating the resistance force of water during the movement of submerged and semi-submerged bodies of various shapes.....	54
Vadim A. Manukhin Effect of polymer-composite coating on the strength and stiffness of a free-standing wooden mast of a sailing yacht.....	61
Nikolay V. Babanin, Armen L. Melkonyan, Dmitry A. Nikolaev Calculation of parameters of joint vibration of the casing and coaxial shaft line.....	68
Mikhail Y. Mironov, Pavel A. Kirillov-Alekseev Equally mechanically stressed grid on the elastic base.....	75
Alexander A. Rodionov, Sergey V. Ryabushkin Usage of meshless procedures to numerical simulate the mechanical behavior of ice in a wide range of external influences.....	83
Armen L. Melkonyan, Dmitry A. Nikolaev, Sergei A. Yaremchuk Calculation of pipeline vibration parameters without performing successive approximations.....	94
Konstantin A. Molokov, Valery. V. Novikov Assessment of the residual reliability of ship hull structures made of ferrite-pearlite steels with macrocracks based on structural and mechanical characteristics.....	102
Alexander N. Andreev, Armen L. Melkonyan, Dmitriy A. Nikolaev Algorithm and program for determining the position of the center of torsion of a thin-walled profile.....	110
TECHNOLOGY OF SHIP BUILDING. SHIP REPAIR AND ORGANIZATION OF SHIPBUILDING PRODUCTION	
Dmitry V. Linyov, Denis Yu. Shalaev, Arina A. Dvornikova Device for providing emergency pressure relief during testing of underwater equipment using a multiplier chamber.....	115
COMPUTER MODELING AND DESIGN AUTOMATION	
Boris I. Kondakov, Nadezhda V. Ostrovskaya, Uriy L. Rutman Dynamic coefficients of loads arising from the action of a tsunami on coastal structures.....	125
MATHEMATICAL MODELLING AND NUMERICAL PROCEDURES	
Valerii I. Sutyurin, Elvira R. Kuzhakhmetova Calculation in parts of a finite element (3D) model of the structure of a stationary offshore platform as a mechanical system "Superstructure – Pile foundation – Soil base".....	132

ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА THEORY OF SHIP AND STRUCTURAL MECHANICS

Научная статья

УДК 539.4

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.001>

Эволюция науки о прочности корабля и вектор ее развития, заданный столетие назад

Родионов А.А.¹ rodionovsmk@yandex.ru

¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Рассмотрены причины, вызвавшие интерес к науке о прочности с древнейших времен, и способы решения проблем обеспечения необходимой прочности архитектурных сооружений. Поиск эффективных форм высотных металлических сооружений привел к появлению ажурных стержневых ферменных конструкций, каковыми явились Эйфелева башня – памятники строительной механики и сетчатые оболочки гиперboloида вращения русского инженера В.Г. Шухова. Начиная с середины XIX века в судостроении начали применять железо и его сплавы. Для нового материала потребовались новые конструктивные формы, поиск которых формировался на основе анализа опыта эксплуатации и разрушений. На этом фоне формируются корабельные науки: теория корабля, корабельная архитектура и прочность корабля. Огромную роль в области отечественного судостроения сыграл А.Н. Крылов. Ему принадлежит заслуга создания классической теории килевой качки корабля на волнении, он создал предпосылки строительной механики корабля. Честь создания строительной механики корабля принадлежит И.Г. Бубнову – ученику А.Н. Крылова. Новые математические модели строительной механики корабля развивались П.Ф. Папковичем, Ю.А. Шиманским. Важным инструментом решения задач прочности инженерных сооружений становится метод конечных элементов, появившийся в пятидесятых годах прошлого века и завоевавший большую популярность за счет эффективного использования развившейся вычислительной техники. Современное состояние вычислительных технологий и возможности строительной механики корабля на сегодняшний день позволяют строить цифровые двойники силовых конструкций судов и разнообразных объектов морской техники, которые будут использоваться не только для проектирования, но и на всех этапах жизненного цикла.

Ключевые слова: строительная механика корабля, прочность конструкций, внешние воздействия, внутренние реакции, предельные состояния, метод конечных элементов, металлические конструкции, цифровые двойники силовых конструкций.

Для цитирования: Родионов А.А. Эволюция науки о прочности корабля и вектор ее развития, заданный столетие назад. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 10–18. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.001.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.001>

The evolution of the science of ship strength and the vector of its development, set a century ago

Alexander. A. Rodionov¹ rodionovsmk@yandex.ru

¹St. Petersburg State Maritime Technical University

Abstract. The reasons that have aroused interest in the science of strength since ancient times, and ways to solve the problems of ensuring the necessary strength of architectural structures are considered. The search for effective forms of high-rise metal structures led to the appearance of openwork rod trusses, which were the Eiffel Tower - monuments of structural mechanics and mesh shells of the hyperboloid of rotation by Russian engineer V.G. Shukhov. Starting from the middle of the XIX century, iron and its alloys began to be used in shipbuilding. For the new material, new constructive forms were required, the search for which was formed based on the analysis of the experience of operation and destruction. Against this background, ship sciences are being formed: ship theory, ship architecture and ship strength. A.N. Krylov played a huge role in the field of domestic shipbuilding. He is credited with the creation of the classical theory of the keel pitching of a ship on a wave, he created the prerequisites for the construction mechanics of a ship. The honor of creating the ship's structural mechanics belongs to I.G. Bubnov, a student of A.N. Krylov. New mathematical models of the ship's structural mechanics were developed by P.F. Papkovich and Yu.A. Shimansky. The finite element method, which appeared in the fifties of the last century and gained great popularity due to the effective use of advanced computing technology, becomes an important tool for solving problems of strength of engineering structures. The current state of computing technologies and the capabilities of the ship's structural mechanics today make it possible to build digital counterparts of power structures of ships and various objects of marine technology, which will be used not only for design, but also at all stages of the life cycle.

Keywords: ship construction mechanics, structural strength, external influences, internal reactions, limit states, finite element method, metal structures, digital counterparts of power structures.

For citation: Alexander. A. Rodionov, The evolution of the science of ship strength and the vector of its development, set a century ago. Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 10—18. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.001.

Введение. Прочность, польза, красота

Наука о прочности не обладает звучным названием, на первый взгляд в ней нет увлекательных идей и завораживающих открытий. Но все технические достижения цивилизации связаны с обязательным обеспечением прочности изделия или инженерного сооружения. Решать проблему прочности человечество было вынуждено в течение всей истории своего существования, далеко не всегда понимая, что такое «прочность». Прочность — это великая тайна, ее нельзя пощупать, ее нельзя увидеть, проявляет она себя зримо в самые неподходящие моменты — когда ее не хватает! Храмы разрушаются, мосты обваливаются в реки, корабли тонут, самолеты ломаются и падают... Поломки, аварии, отказы и техногенные катастрофы с

большими человеческими жертвами — вот цена за несоблюдение законов науки о прочности. На протяжении веков люди познавали законы о прочности с помощью врожденного эмпирического метода, которому не нужно обучаться, — метода проб и ошибок. Причем проб с последующими ошибками было гораздо больше, чем удачных реализаций, которые дошли до нас как шедевры архитектуры, инженерного искусства, памятники человеческого гения. Здесь стоит отметить самый высокий, хотя и не законченный к настоящему времени французский готический собор Святого Петра в городе Бове на севере Франции (1225г.) (рис.1). Он несколько раз обрушивался во время строительства (1284г., 1573г.) [1].



Рис.1. Собор Святого Петра в Бове с самыми высокими готическими хорами в мире (48,5м): а) вид спереди; б) вид сзади (видны актбутаны, передающие наагрузки от свода со стен на контрфорсы, растяжки и распорки); в) интерьер собора; г) свод.

Памятником строительной механики можно назвать знаменитую Эйфелеву башню (1889г.), эта металлическая клепаная ажурная конструкция долгое время была самым высоким инженерным сооружением (325м) (рис.2) [2].



Рис.2. Эйфелева башня состоит из 18038 металлических деталей и 2,5 млн. заклепок, масса металлической конструкции — около 7300 тонн: а) общий вид; б) вид снизу на детали нижнего яруса.

Превзойти параметры Эйфелевой башни намеревался русский инженер В.Г. Шухов. Для радиобашни на Шаболовке в Москве он спроектировал оригинальную конструкцию сетчатой оболочки гиперboloида вращения, которая явилась совершенно новой, никогда раньше не применявшейся в архитектуре формой. Пространственно изогнутая сетчатая поверхность образовывалась из прямых, наклонно установленных стрижней. В итоге получалась лёгкая, жёсткая конструкция башни, которую можно просто и изящно рассчитать и построить. Первоначально Шухов предложил проект радиобашни высотой 350 м и весом 2200 тонн (в три раза легче башни Эйфеля в Париже), но из-за нехватки металла высота была уменьшена до 148,5 м. Тем не менее, башня была самой высокой конструкцией в Советской России до 1967 года (рис.3) [3].



Рис.3. Шуховская радио (позднее телевизионная) башня в Москве на Шаболовке, высота 148,5 метра, масса 240 тонн.

Для строительства судов и кораблей долгое время использовалось дерево – природный полимер. Особые проблемы с прочностью таких судов не выделялись. Суда погибали, и в немалых количествах, но основными причинами были потеря управляемости, потеря остойчивости, потеря плавучести. Наборные суда страдали значительной течью, особенно на волнении, обрастанием. Само дерево заражалось гнилью, поражалось личинками древоточцев. Наука о корабле, основой которой считается открытый в III в. до н.э. закон Архимеда, зародилась еще в глубокой древности и, совершенствуясь по мере развития физических и математических наук, включала в себя весь спектр вопросов обеспечения безопасности мореплавания.

Первый железный пароход «Аарон Мэнби» был построен в 1821 в Великобритании. Использование железных пластин для корпуса вместо деревянных широко копировалось в судостроении в последующие десятилетия.

Самым крупным судном, построенным в XIX веке, явился британский пароход «Грейт Истерн», спроектированный И.К. Брюнелем и спущенный на воду в 1858 году. Его корпус был цельнометаллическим с двойной обшивкой из 19 мм мягкого железа, с рёбрами, расположенными через 1,8 м. Было установлено свыше 3 млн заклёпок на около 30 тыс. листов, массой примерно по 300 кг каждый [4].

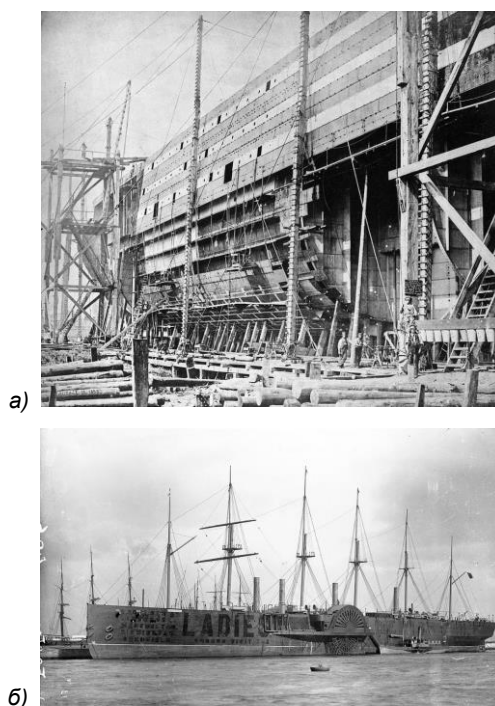


Рис.4. Пароход «Грейт Истерн», предназначенный для перевозки пассажиров в Индию вокруг Африки: а) корпус на стапеле во время строительства (1855г.); б) общий вид у причальной стенки (1886г.).

Практическое изучение прочности железных судов началось с анализа аварии английского судна «Айрон Дюк», севшего на мель в районе Ярмута (1841г.). Было установлено, что верхние листы обшивки судна не обладали достаточной жесткостью и теряли устойчивость при эксплуатационных

нагрузках, это повлекло за собой образование в них трещин [5].

Русский кораблестроитель, генерал-лейтенант Корпуса корабельных инженеров Степан Онисимович Бурачѣк (1800—1877) предложил разделить науку о корабле на три дисциплины: теорию корабля, корабельную архитектуру и прочность корабля.

Самостоятельное развитие этих наук происходит с конца XIX века, когда бурно развивается строительство стальных кораблей и судов, все увеличивающихся в размерах, накапливается обширный опыт успешной эксплуатации, отказов и аварий.

Формирование строительной механики корабля как самостоятельной науки о прочности

Важным импульсом в развитии корабельной науки послужило открытие в 1899г. нового высшего технического учебного заведения Российской империи – Императорского Санкт-Петербургского политехнического института. Здесь собралась едва ли не вся столичная школа механики: В.Л. Кирпичѣв, А.Н. Крылов, В.Г. Галеркин, С.П. Тимошенко, И.В. Мещерский, С.И. Дружинин, И.Г. Бубнов.

Необходимо отметить огромную роль, которую сыграл в области отечественного судостроения Алексей Николаевич Крылов. По воспоминаниям самого А.Н. Крылова, с 1887 года его «...главной специальностью стало кораблестроение, или, лучше сказать, приложение математики к разного рода вопросам морского дела...» [6]. Важной реализацией такого подхода явились капитальные труды А.Н. Крылова «О расчете балок, лежащих на сплошном упругом основании» [7] и «Вибрация судов» [8], в которых автор обосновал и развил оригинальный и весьма простой метод расчета балок и перекрестных связей, обобщил этот метод применительно к балкам переменного сечения и к набору судового днища, изложил строгую математическую теорию колебаний различных упругих систем, а также методику применения выводов этой теории к различным практическим задачам, в частности, к расчету вибрации корпуса корабля.

Основные научные работы А.Н. Крылова, доставившие ему мировую известность, были посвящены вопросам статики, динамики и непотопляемости корабля. А.Н. Крылову принадлежит заслуга создания классической теории килевой качки корабля на волнении. Еще в 1903 на учебном судне «Океан» А.Н. Крылов во время полноценного перехода из Балтики во Владивосток, Порт-Артур и обратно исследовал напряжения в связях корпуса при качке с помощью приборов собственного изготовления.

Своими работами по качке корабля и по оценке усилий в корпусе при плавании корабля на волнах А. Н. Крылов создал предпосылки появления строительной механики корабля. Особое значение имело то обстоятельство, что для решения кораблестроительных задач А.Н. Крылов применил весьма мощные и эффективные математические методы, основой которых было численное интегрирование дифференциальных уравнений. Освоение и внедрение данных методов позволили русским кораблестроителям ставить и решать на

высоком научном уровне самые разнообразные задачи в области прочности корабля.

Важнейшую роль в этом отношении играла деятельность выдающегося ученика и сотрудника А.Н. Крылова — Ивана Григорьевича Бубнова. Ему по праву принадлежит честь создания строительной механики корабля как самостоятельной науки, оформленной им к 1912 г. в виде первых курсов того же наименования [9], [10]. Модели и методы этой науки были восприняты из опыта строительства и проектирования металлических железнодорожных мостов, из трудов выдающихся механиков и математиков, работавших в институте Корпуса инженеров путей сообщения и в институте гражданских инженеров Санкт-Петербурга, видных ученых, профессоров: Габриеля Ламэ (1795-1870), Поля Эмиля Клапейрона (1799-1864), Михаила Васильевича Остроградского (1801-1862), Дмитрия Ивановича Журавского (1821-1891), Леопольда Федоровича Николаи (1844-1908), Николая Антоновича Белелюбского (1845-1922), Николая Егоровича Жуковского (1847-1927).

И.Г. Бубнов рассмотрел и решил многие вопросы, относящиеся к расчетам прочности и устойчивости балок, перекрытий и пластин в составе судового корпуса. Помимо этого, он стал автором первых научно обоснованных норм прочности в кораблестроении, а также строителем первых русских стальных линейных кораблей, миноносцев и подводных лодок.

И.Г. Бубнов систематизированно изложил и усовершенствовал методы исследования деформированного поведения корпуса корабля в целом и отдельных его конструктивных элементов. Он представил целостный образ предмета научного исследования в форме трех основных проблем строительной механики корабля, сформировал методологическое основание, в котором особую роль играют физические модели и новые математические методы. Наконец, И.Г. Бубнов существенно расширил диапазон прогнозирования новой науки.

Новые математические модели в строительной механике корабля и расширение ее возможностей

В первой половине XX века наиболее талантливыми продолжателями научных традиций А.Н. Крылова и И.Г. Бубнова выступили П.Ф. Папкович [11],[12] и Ю.А. Шиманский [13],[14],[15], которым удалось существенно обогатить достижения русской кораблестроительной школы с области строительной механики корабля.

Основные проблемы, которыми призвана заниматься строительная механика, в современном форме представляются как:

1. Проблема внешних воздействий. Выявление и количественное определение расчетных величин всех воздействий на инженерное сооружение в эксплуатационных условиях и в экстремальных ситуациях.
2. Проблема внутренних реакций (откликов). Определение параметров напряженно-деформированного состояния конструкции инженерного сооружения и отдельных его частей при известных расчетных величинах внешних воздействий.

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

Все три указанные проблемы связаны условными измерителями, обоснованное соотношение между которыми определяется опытом эксплуатации.

Традиционно основное внимание строительной механики было сосредоточено на развитии и совершенствовании методов расчета разнообразных и весьма сложных конструкций при заданной системе нагрузок с целью отыскания параметров напряженно-деформированного состояния, что составляет содержание второй проблемы строительной механики.

Менее проработанными оставались вопросы определения внешних воздействий и адекватного назначения расчетных нагрузок.

Проблемы анализа форм отказа и назначения допустимых значений параметров напряженно-деформированного состояния конструкции часто вообще оставались за пределами интересов строительной механики.

Между тем, внутренняя логика развития строительной механики как науки, призванной обеспечить проектирование, создание и безопасную эксплуатацию эффективных инновационных изделий, конструкций и сооружений, привела к необходимости расширения области знаний о внешней окружающей среде и об особенностях взаимодействия среды с проектируемым объектом, а также о возможных формах отказа и видах разрушения.

Помимо экспериментальных методов получения надлежащих знаний совершенствовались и методы математического моделирования. В середине XX века оформились численные методы решения уравнений математической физики, которыми описываются задачи механики сплошной среды. В частности, один из наиболее популярных методов – метод конечных элементов.

Идея метода связана с разделением большой и сложной модели на отдельные составляющие, она уже использовалась в строительной механике при расчете стержневых и балочных систем, которые естественным образом разделяются на отдельные элементы, соединяемые впоследствии между собой в узлах. Когда такое разделение было предпринято при анализе сплошных объектов – пластин, оболочек, массивных тел, создались предпосылки возникновения новых, вариационно-разностных методов математической физики, одним из вариантов которых и явился метод конечных элементов.

Первые публикации этого направления появились в работах канадского инженера русского происхождения Александра Павловича Хренникова (1941) [16] и математика польского происхождения Рихарда Куранта, профессора Гёттингенского и Нью-Йоркского университетов (1943) [17]. Подходы А.П. Хренникова и Р. Куранта отличались друг от друга, поскольку относились к разным аспектам вариационно-разностных процедур. Позднее оба

подхода были объединены и формализованы, а в статье Тёрнера, Гроуга и др. [18] (1956) впервые появился термин «конечный элемент». Активно метод стал применяться, начиная с 1960—1970-х гг., для расчетов судовых, авиационных и строительных конструкций, вместе с распространением компьютеров, обладающих значительной вычислительной мощностью.

Наглядные успехи, которые продемонстрировало применение МКЭ для решения проблемы анализа параметров напряженно-деформированного состояния конструкций, стимулировали попытки использования вариационно-разностных методов и для моделирования воздействия водной, а затем и воздушной среды на суда и морские инженерные сооружения, т.е. для решения первой проблемы строительной механики. Первоначально нагрузки определялись для балочной модели эквивалентного бруса корпуса с помощью метода плоских сечений. Поверхность корпуса судна идеализировалась набором призматических секций или сечений (рис.5). Трехмерная задача разбивалась на серию двумерных задач. Параметры нагрузки в каждом сечении находились независимо от остальных, а характеристики изгиба судна определялись интегрированием по длине [19], [20], [21].

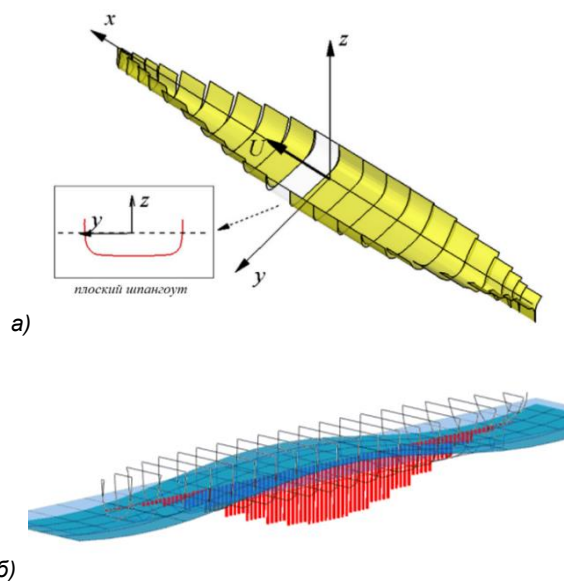


Рис.5. Метод плоских сечений для определения волновых нагрузок балочной модели эквивалентного бруса корпуса: а) идеализация подводной части корпуса судна; б) эпюра волновых нагрузок по длине корпуса.

Повысить точность моделирования внешних нагрузок корпуса судна позволили трехмерные модели метода граничных элементов (вариант вариационно-разностного метода). Поверхность корпуса судна и свободная поверхность дискретизировалась элементами – панелями (рис.6), в центре которых располагались потенциальные источники. Общая математическая формулировка задачи о нахождении потенциалов жидкости (уравнение Фредгольма второго рода) сводилась к методу коллокаций и поиску интенсивностей источников в каждой из панели из условия удовлетворения граничным условиям [22].

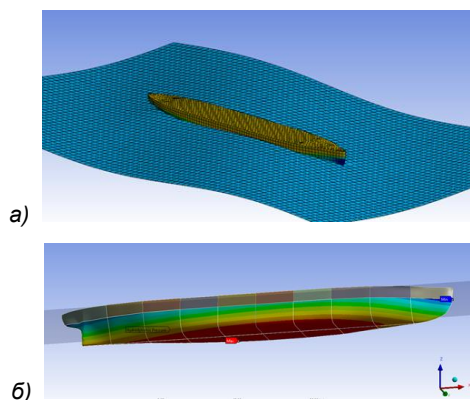


Рис. 6. Реализация панельного метода для расчета волновых нагрузок на корпус судна: а) дискретизация корпуса судна и свободной поверхности на отдельные панельные «КЭ»; б) вычисленные поля давлений на судовой поверхности

Применение расчетных методов для решения третьей проблемы опасных состояний повлекло за собой моделирование не только глубоко нелинейных задач деформирования, но и учет изменения свойств материалов и конструкций быстропротекающих процессов разрушения. Здесь для МКЭ необходимо использовать не только Лагранжевы (деформируемые) сетки дискретизации, но и Эйлеровы (неподвижные) сетки, через которые проходит изменяющаяся сплошная среда, а иногда - и бессеточные процедуры численного расчета.

Развитие моделей поведения сложного нелинейно-деформируемого объекта морской техники с учетом отказа отдельных связей конструкции (рис. 7) в разнообразных условиях внешней среды, включая волновые, ветровые и ледовые воздействия, при использовании мощной вычислительной техники позволяет существенно автоматизировать сложные, многофакторные расчеты прочности современных конструкций [23].

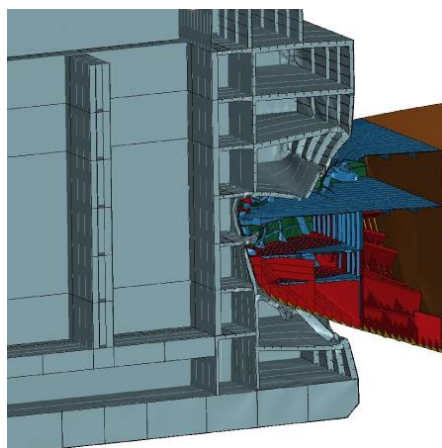


Рис. 7. Конечно-элементное моделирование процесса тарана носом ледокола защищаемой конструкции плавучего энергоблока с целью оценки эффективности защиты

Заключение. Строительная механика и жизненный цикл инженерного сооружения

Процесс проектирования и строительная механика тесно связаны между собой.

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

Прямая задача имеет единственное решение. Обратная же задача обладает множеством допустимых решений. Добиться единственности возможно, если добавить в формулировку задачи функцию качества (функцию цели). В этом случае задача проектировочного расчета естественным образом преобразуется в математическую задачу оптимизации – одного из перспективных направлений развития инженерных наук [24], [25].

Проектирование нового изделия, конструкции судна или морского инженерного сооружения начинается с отыскания допустимого начального приближения или, как принято его называть, «прототипа», т.е. вполне надежного варианта.

Для небольших модификаций проектируемого объекта используется метод малых вариаций. Он справедлив в диапазоне допустимой линеаризации контролируемых параметров и вполне обоснован математически. Более серьезные модификации существующих инженерных сооружений или даже создание принципиально новых объектов требуют с математических позиций привлечения более широкого арсенала средств математических методов, от аналитических до численных, для всё более детального моделирования физических процессов, описываемых широким спектром дисциплин механики сплошных сред, включая механику жидкости и газа, механику деформируемого твёрдого тела, механику разрушения.

Однако серьезные математические модели еще не гарантируют достижения требуемого результата. На пути создания новых объектов инженерных сооружений могут проявляться иные закономерности, не учтенные в используемых математических и физических моделях настоящего.

Здесь безусловно важен опыт, получаемый из натурных испытаний и модельных экспериментов, сама постановка которых должна совершенствоваться.

За прошедшие века человечество научилось бережно относиться к опыту проектирования, строительства и эксплуатации инженерных сооружений, систематизировать его и формулировать в виде требований и правил. В судостроении это Правила или Коды международных и национальных классификационных обществ [26], [27].

Ускорить процесс накопления опыта и предотвратить отказы вновь создаваемых, принципиально новых морских инженерных сооружений позволяют системы мониторинга. Они обеспечивают непрерывный сбор информации с функционирующего объекта о параметрах, в частности, его напряженно-деформированного

состояния на значительной части этапов жизненного цикла изделия (рис.8). Систематизация и обработка большого потока информации о состоянии конструкции в зависимости от регистрируемых внешних условий может осуществляться с помощью методов анализа больших данных и нейросетевых технологий [28],[29],[30]



Рис. 8. Этапы жизненного цикла сооружения или изделия, учитываемые в цифровом двойнике



Рис. 9. Структура цифровой платформы, обеспечивающей управление свойствами объекта на всех этапах жизненного цикла и накопление и обобщение информационных потоков

В этих условиях создаются более обоснованные предпосылки использования уточнённых математических моделей конструкции для обозримого диапазона прогнозирования поведения силовых элементов конструкции и возможных отказов, связанных с накоплением повреждений в текущем процессе эксплуатации.

Более тесная связь между натурными внешними воздействиями на реальный объект, замеряемыми откликами и восстанавливаемыми математически мгновенными полями разнообразных параметров напряженно-деформированного состояния дает возможность понизить погрешности метода условных измерителей, положенного в основу использования трех основных проблем строительной механики И.Г. Бубнова. Эта связь открывает перед строительной механикой будущего новые горизонты.

Современное состояние вычислительных технологий и возможности строительной механики корабля на сегодняшний день позволяют строить цифровые платформы, цифровые двойники силовых конструкций судов и разнообразных объектов морской техники (рис.9) [31]. Такие двойники будут использоваться не только для проектирования, но и на всех этапах жизненного цикла.

Литература

1. Собор Святого Петра (Бове). Википедия: https://translated.turbopages.org/proxy_u/en-ru.ru.2733dd91-66004a79-346b5e20-74722d776562/https/en.wikipedia.org/wiki/Beauvais_Cathedral
2. Эйфелева башня: неожиданные факты об одной из самых узнаваемых достопримечательностей мира. https://weekend.rambler.ru/places/49829864/?utm_content=weekend_media&utm_medium=read_more&utm_source=copylink
3. Шухов В. Г. (1853—1939). Искусство конструкции: Пер. с нем./Под ред. Р. Грефе, М. Гаппоева, О. Перчи. - Москва. Мир, 1995.—192 с.
4. Грейт Истерн – пароход. Википедия. <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%93%D1%80%D0%B5%D0%B9%D1%82%D0%98%D1%81%D1%82%D0%B5%D1%80%D0%BD>
5. Мытник Н.А. Краткая история корабельных наук (хронология событий с комментариями). - Издание второе, переработанное, Владивосток: Изд-во Дальневост. ун-та, 2004.- 197 с.
6. Крылов А.Н. Мои воспоминания. Ленинград. Судостроение. 1984.- 480с.
7. Крылов А.Н. О расчете балок, лежащих на упругом основании. — Академия наук СССР.Л. 1930. 128с.
8. Крылов А.Н. Вибрация судов: учебник. — Ленинград: ОНТИ НКТП. Гл. ред. судостр. лит., 1936. 442с.
9. Бубнов И.Г. Строительная механика корабля. Ч.1. С.-Петербург. Типография Морского Министерства, въ Главномъ Адмиралтействе. 1912.
10. Бубнов И.Г. Строительная механика корабля. Ч.2. С.-Петербург. Типография Морского Министерства, въ Главномъ Адмиралтействе. 1914.
11. 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.
12. Папкович П.Ф. Труды по прочности корабля. Ленинград: Гос. Изд. судостр. промышленности. 1956.680с.
13. Шиманский Ю.А. Строительная механика подводных лодок. — Ленинград: «Судостроение», 1948.
14. Шиманский Ю.А. Проектирование прерывистых связей судового корпуса. — Ленинград: «Судостроение», 1949. 160с.
15. Шиманский Ю.А. Динамический расчёт судовых конструкций, 3 изд. — Ленинград: «Судостроение», 1963. 444с.
16. Hrennikoff A. Solution of problems of elasticity by the framework method // Journal of Applied Mechanics. — 1941. — Vol. 8 — № 4. — P. 169—175.

17. Courant R. Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations, Amer. Math. Soc. Bull. 49, 1–23.
18. Turner M.J., Gough R.W., Martin H.C., Topp L.J. Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures, Journal Aeronaut Sci., 23, №9, 1956.
19. Короткин Я. И., Рабинович О. Н., Ростовцев Д. М., Волновые нагрузки корпуса судна. – Ленинград.-Судостроение, 1987. - 236 с.
20. Söding H., Bertram V., Thiert G. PDSTRIP: (hydrodynamic strip code)// SourceForge [site]. San Diego, 2006–2015. URL: <https://sourceforge.net/projects/pdstrip/> (Accessed: 01/03/2022)
21. Bertram V., Söding H., Graf K. Program PDSTRIP:Public Domain Strip Method // ResearchGate : [site].Berlin, [2009]. URL: https://www.researchgate.net/publication/262413711_Development_of_a_Freely_Available_Strip_Method_for_Seakeeping (Accessed: 01.03.2022).
22. Коршунов В.А., Кутейников М.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Сравнительный анализ различных моделей для прогнозирования волновых нагрузок корпуса судна. // В сб. «Труды Крыловского государственного научного центра». Вып.2(400) 2022. СПб 2022.с.17-23.
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. Родионов А.А. Математические методы проектирования оптимальных конструкций судового корпуса. Л.: Судостроение, 1990. 246 с.
25. 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
26. Правила классификации и постройки морских транспортных судов. РМРС, Санкт-Петербург, 2023.
27. DNV, RULES FOR CLASSIFICATION Ships Part 3, Edition July 2021.
28. Коршунов В.А., Петров О.Н., Пономарев Д.А., Родионов А.А.. Применение методов анализа данных к результатам работы системы мониторинга состояния морского инженерного сооружения, // «Морские Интеллектуальные Технологии», Научный журнал № 4 том 3, 2020, стр. 73-81.
29. 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.
30. 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.
31. 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.

References

1. St. Peter's Cathedral (Beauvais) . Wikipedia: https://translated.turbopages.org/proxy_u/en-ru.ru.2733dd91-66004a79-346b5e20-74722d776562/https/en.wikipedia.org/wiki/Beauvais_Cathedral
2. Eiffel Tower: unexpected facts about one of the most recognizable landmarks in the world. https://weekend.rambler.ru/places/49829864/?utm_content=weekend_media&utm_medium=read_more&utm_source=copylink
3. Shukhov V. G. (1853-1939). The art of construction: Trans. from it./Edited by R. Greffe, M. Gappoev, O. Perchi. - Moscow. Mir, 1995.-192 p.
4. Great Eastern is a steamship. Wikipedia. https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%93%D1%80%D0%B5%D0%B9%D1%82_%D0%98%D1%81%D1%82%D0%B5%D1%80%D0%BD
5. Mytnik N.A. Kratkaya istoriya korabel'nyh nauk (hronologiya sobytij s kommentariyami) [A brief history of ship sciences (chronology of events with comments)]. - Izdanie vtoroe, pererabotannoe, Vladivostok: Izd-vo Dal'nevost. un-ta, 2004.- 197 s.
6. Krylov A.N. Moi vospominaniya [My memories]. Leningrad. Sudostroenie. 1984.- 480s.
7. 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.
8. Krylov A.N. Vibraciya sudov: uchebnyk [Vibration of ships: textbook]. — Leningrad: ONTI NKTP. Gl. red. sudostr. lit., 1936. 442s.
9. Bubnov I.G. Stroitel'naya mekhanika korablya. CH.1. [Structural mechanics of the ship. Part 1.]. S.-Peterburg". Tipo-grafiya Morskogo Ministerstva, v" Glavnom" Admiralteystve. 1912.
10. Bubnov I.G. Stroitel'naya mekhanika korablya. CH.2. [Structural mechanics of the ship. Part 2.]. S.-Peterburg". Tipo-grafiya Morskogo Ministerstva, v" Glavnom" Admiralteystve. 1914.
11. . 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.
12. Papkovich P.F. Trudy po prochnosti korablya. [Works on the strength of the ship]. Leningrad: Gos. Izd. sudostr. promyshlennosti. 1956.680s.
13. Shimanskij Yu.A. Stroitel'naya mekhanika podvodnyh lodok [Struction mechanics of submarines]. — Leningrad: «Sudostroenie», 1948.

14. Shimanskij Yu.A. Proektirovanie preryvistykh svyazej sudovogo korpusa [Design of intermittent connections of the ship's hull]. — Leningrad: «Sudostroenie», 1949. 160s.
15. Shimanskij Yu.A. Dinamicheskij raschyot sudovykh konstrukcij [Dynamic calculation of ship structures], 3 izd. — Leningrad: «Sudostroenie», 1963. 444s.
16. Hrennikoff A. Solution of problems of elasticity by the framework method // Journal of Applied Mechanics. — 1941. — Vol. 8 — № 4. — P. 169—175.
17. Courant R. Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations, Amer. Math. Soc. Bull. 49, 1—23.
18. Turner M.J., Grough R.W., Martin H.C., Topp L.J. Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures, Journal Aeronaut Sci., 23, №9, 1956.
19. Korotkin YA. I., Rabinovich O. N., Rostovcev D. M., Volnovye nagruzki korpusa sudna [Wave loads of the ship's hull]. — Leningrad.- Sudostroenie, 1987. - 236 s.
20. Söding H., Bertram V., Thiert G. PDSTRIP: (hydrodynamic strip code)// SourceForge [site]. San Diego, 2006–2015. URL: <https://sourceforge.net/projects/pdstrip/> (Accessed: 01/03/2022)
21. Bertram V., Söding H., Graf K. Program PDSTRIP:Public Domain Strip Method // ResearchGate : [site].Berlin, [2009]. URL: https://www.researchgate.net/publication/262413711_Development_of_a_Freely_Available_Strip_Method_for_Seakeeping (Accessed: 01.03.2022).
22. Korshunov V.A., Kutejnikov M.A., Mudrik R.S., Ponomarev D.A., Rodionov A.A. Sravnitel'nyj analiz razlichnykh model'ej dlya prognozirovaniya volnovykh nagruzok korpusa sudna [Comparative analysis of various models for predicting wave loads on ship hull]. //V sb. «Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra». Vyp.2(400) 2022. SPb 2022.s.17-23.
23. Korshunov, V. A., Kudinovich, 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. — V. 13, No 2. — C. 211—222.
24. Rodionov A.A. Matematicheskie metody proektirovaniya optimal'nykh konstrukcij sudovogo korpusa [Mathematical methods of designing optimal ship hull structures]. L.: Sudostroenie, 1990. 246 s.
25. Korshunov V., Ponomarev D., Rodionov A. Up-to-date methodology for optimization of structural force diagrams. //Transactions of the Ktylov State Research Centre. 2020; Special Edition 1: 73-81.
26. Pravila klassifikacii i postrojki morskikh transportnykh sudov. RMRS, Sankt-Peterburg, 2023 g.
27. DNV, RULES FOR CLASSIFICATION Ships Part 3, Edition July 2021.
28. Korshunov Vladimir A., Petrov Oleg N., Ponomarev Dmitry A., Rodionov Alexander A. Application of data analysis methods to the results of operation of the marine structure health monitoring system. //Marine intellectual technologies № 4 part 3, 2020, p. 73-81.
29. 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.
30. 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.
31. 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.

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 department of ship mechanics, St. Petersburg state marine technical University, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation, e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 18.04.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 31.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 08.06.2024.

Научная статья

УДК 539.42:621.3.035.21

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.002>**Методический подход к назначению нормативных разрушающих напряжений для численных расчетов прочности узлов конструкций**Крыжевич Г.Б.^{1,2} g_kryzhevich@ksrc.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, ²Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Аннотация. В статье предлагается методический подход к назначению нормативных разрушающих напряжений, используемых в численных расчетах статической прочности узлов металлических конструкций морской техники. Метод основан на использовании математических моделей разрушения Дагдейла-Леонова-Панасюка и пригоден для анализа статической прочности районов конструкций со значительной концентрацией напряжений (в том числе узлов соединения их элементов) при обычных и низких климатических температурах. В качестве основных учитываемых характеристик материала рассматриваются критическое раскрытие трещины в вершине и эффективная удельная работа разрушения. Предложенные нормативные величины принимаются зависимыми от характеристик жесткости напряженного состояния в узле и позволяют обеспечить одновременное выполнение требований хрупкой и вязкой прочности узлов. Обсуждаемый подход предназначен для оценки предельных (разрушающих) нагрузок конструкций на основе численного анализа статической прочности узлов. Также возможно использование подхода для формирования нормативной базы, обеспечивающей компьютерный поиск прогрессивных технических решений для узлов на базе программ топологической и параметрической оптимизации.

Ключевые слова: прочность конструкций, статическая прочность узлов, нормы прочности, разрушающие напряжения, низкотемпературная прочность.

Для цитирования: Крыжевич Г.Б. Методический подход к назначению нормативных разрушающих напряжений при численных расчетах прочности узлов конструкций, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 19—24. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.002.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.002>**Methodological approach to assigning standard failure stresses in numerical calculations of the strength of structural units**Gennady B. Kryzhevich^{1,2} g_kryzhevich@ksrc.ru,¹ State marine technical university of Saint-Petersburg, ²Baltic State Technical University "Voenmeh" D.F. Ustinov

Abstract. The article proposes a method for determining the normative destructive stresses used in numerical calculations of the static strength of components of metal structures of marine equipment. The method is based on the use of mathematical models of Dugdale-Leonov-Panasjuk fracture and is suitable for analyzing the static strength of structural areas with a significant stress concentration (including junctions of their elements) at normal and low climatic temperatures. The critical crack opening at the apex and the effective specific fracture work are considered as the main characteristics of the material to be taken into account. The proposed standard values are assumed to depend on the characteristics of the stiffness of the stressed state in the node and allow simultaneous fulfillment of the requirements of brittle and viscous strength of the nodes. The approach under discussion is designed to assess the ultimate (destructive) loads of structures based on a numerical analysis of the static strength of the nodes. It is also possible to use the approach to form a regulatory framework that provides a computer search for advanced technical solutions for nodes based on topological and parametric optimization programs.

Keywords: structural strength, static strength of nodes, strength standards, destructive stresses, low-temperature strength

For citation: Gennady B. Kryzhevich, Methodological approach to assigning standard failure stresses in numerical calculations of the strength of structural units. 2024. № 3 part 2, P. 19—24. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.002.

Введение

Актуальность данной работы, посвященной разработке рекомендаций по назначению нормативных величин разрушающих (опасных) напряжений для узлов конструкций морской техники, связана с двумя обстоятельствами.

Во-первых, в настоящее время введен в действие ряд международных и отечественных стандартов, предусматривающих оценку прочности металлических сооружений и конструкций на основе

ее нормирования по предельным (разрушающим) нагрузкам. В частности, такие требования к расчетам прочности установлены для морских нефтегазодобывающих платформ [1,2]. Важным вопросом, связанным с установлением предельных нагрузок для конструкций, является назначение уровней разрушающих (опасных) напряжений, при которых в узлах конструкций, подверженных статическому экстремальному нагружению, появляются недопустимые повреждения в виде трещин. Вместе с тем в современных нормативных

документах и методических разработках отсутствуют четкие указания по поводу величин нормативных разрушающих напряжений для узлов. В разных источниках в качестве таких величин рекомендуется использовать предел прочности материала, предел текучести, истинные напряжения при разрыве стандартных образцов в условиях одноосного растяжения [3], напряжения отрыва [4-6] и другие параметры.

Во-вторых, оформление узлов новых конструкций морской техники с использованием программ топологической и параметрической оптимизации требует научно обоснованной нормативной базы для обеспечения компьютерного поиска прогрессивных технических решений [7,8].

Оценка прочности узлов конструкций обычно производится с использованием двух критериев прочности, один из которых гарантирует отсутствие хрупких разрушений, а второй – вязких [3-5]. Настоящая статья посвящена созданию единого критерия, необходимость которого диктуется особенностью работоспособности конструкций морской техники при относительно низких температурах.

Современные судостроительные стали с зернами с ОЦК-решёткой меняют своё поведение при понижении температуры. В высокотемпературной области реализуется разрушение конструкций с высокими концентраторами напряжений и трещинами по вязкому механизму слияния пор (вязкое стабильное разрушение). Для высокопрочных сталей с небольшим удлинением при разрыве может наблюдаться вязкое нестабильное разрушение. В низкотемпературной области трещины проявляют хрупкие свойства и распространяются быстро, демонстрируя в момент старта нестабильность. Между этими областями находится температурный диапазон вязко-хрупкого перехода, ширина которого тесно связана с микроструктурой и химическим составом стали. Для современных малоуглеродистых, низко- и среднелегированных сталей, в том числе бейнитного класса, ширина диапазона может составлять 60°C и более. В этой области, захватывающей иногда и положительные температуры, высока вероятность распространения разрушения с признаками хрупкости и вязкости. Характеристики трещиностойкости сталей (вязкость разрушения, критическое раскрытие трещины в ее вершине и другие параметры) в этом диапазоне имеют большую статистическую изменчивость. Поэтому для области вязко-хрупкого перехода представляется целесообразным выработка таких критериев прочности и нормативных значений разрушающих напряжений, которые обеспечивали бы одновременное выполнение условий вязкой и хрупкой прочности. Назначение нормативных напряжений должно выполняться с учетом характеристик материала, присущих этому диапазону температур.

В наибольшей мере сказанное относится к сварным конструкциям. Современные стали с ультрамелкодисперсной структурой при сварке претерпевают сложные структурные изменения в зонах сварного шва и термического влияния. В последней зоне при перегреве наблюдается рост зерна (особенно при больших значениях

тепловложения при сварке), снижение прочности и повышение разброса характеристик трещиностойкости. Обычно сварные соединения низколегированных сталей, эксплуатируемых в Арктике, находятся в области вязко-хрупкого перехода [9, 10].

Критерий прочности. Характеристики напряженно-деформированного состояния в узлах конструкций и вершинах трещин

При формулировке комплексного критерия прочности полезно учитывать, что условия для образования макротрещины формируются не в точке, а в некотором конечном объеме материала конструкции (в структурном элементе). Понятие структурного элемента введено в рассмотрение Г. Нейбером и уточнялось в дальнейшем в работах В.В. Новожилова, Н.Ф. Морозова и Ю.В. Петрова. В современном понимании размер этого элемента является характеристикой материала при определенном виде разрушения (например, при развитии трещины). Этот размер определяется по формуле

$$d = 2K_{Ic}^2 / (\pi \sigma_p^2),$$

где K_{Ic} - вязкость разрушения; σ_p – разрушающие напряжения.

При использовании подхода Нейбера-Новожилова для структурного элемента интегральный силовой критерий разрушения в случае плоской деформации имеет вид

$$\frac{1}{d} \int_0^d \sigma_1(x) dx \leq k \sigma_p,$$

где $\sigma_1(x)$ — распределение наибольшего главного напряжения в зоне концентрации напряжений подлине структурного размера (длины отрезка осреднения, расположенного перед вершиной надреза), k — коэффициент запаса прочности.

Величины разрушающих напряжений σ_p зависят от характеристик материала и напряженно-деформированного состояния в наиболее напряженных точках узла.

При трехмерном напряженном состоянии, характерном для узлов конструкций, нормативное значение разрушающего напряжения должно существенно отличаться от истинного напряжения при разрыве стандартного гладкого образца при испытаниях его на растяжение. Причем различие должно увеличиваться с возрастанием жесткости напряженного состояния, характеризуемого коэффициентом η , равным отношению главного напряжения σ_1 к интенсивности напряжений σ_i ($\eta = \sigma_1/\sigma_i$). Этот коэффициент можно выразить через главные напряжения σ_2 и σ_3 следующим образом

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1 + \bar{\sigma}_2^2 + \bar{\sigma}_3^2 - \bar{\sigma}_2 - \bar{\sigma}_2 \bar{\sigma}_3 - \bar{\sigma}_3}},$$

где $\bar{\sigma}_2 = \sigma_2/\sigma_1$ и $\bar{\sigma}_3 = \sigma_3/\sigma_1$.

При росте жесткости напряженного состояния (при приближении к всестороннему растяжению) коэффициент η стремится к бесконечности, что затрудняет его использование в расчетной практике. Существует другой коэффициент D_e , характеризующий трехмерность напряженного состояния и способность материала к пластическому

деформированию в условиях трехмерного напряженного состояния [5]. Этот коэффициент равен отношению интенсивности напряжений к сумме главных напряжений в рассматриваемой точке. Он связан с η следующей зависимостью [11]

$$D_e = \frac{1}{\eta(1+\bar{\sigma}_2+\bar{\sigma}_3)}.$$

При одноосном напряженном состоянии (т.е. при $\bar{\sigma}_2 = \bar{\sigma}_3 = 0$) коэффициенты η и D_e равны единице. При появлении положительных значений всех главных напряжений (т.е. при $\bar{\sigma}_2 > 0$ и $\bar{\sigma}_3 > 0$) коэффициент η увеличивается, а при равенстве всех трёх главных напряжений он стремится к бесконечности. В последнем случае коэффициент D_e стремится к нулю, показывая тем самым невозможность реализации пластического деформирования и вязкого разрушения при таком напряженном состоянии. Прямо противоположная ситуация возникает при трехосном напряженном состоянии с растяжением в одном направлении и сжатием хотя бы в одном из других направлений. При этом знаменатель в выражении (1.6) становится малой величиной, а коэффициент D_e принимает большие значения (по сравнению с единицей), свидетельствуя о возможности реализации очень больших пластических деформаций перед разрушением.

Полезно рассмотреть ситуацию, в которой наблюдается малое значение коэффициента D_e и высокий уровень жесткости напряженного состояния. Характерным примером такой ситуации является состояние плоской деформации в вершине трещины, находящейся в стандартном образце, испытывающем трехточечный изгиб при уровне нагружения, соответствующем страгиванию трещины. Распределение параметра η и безразмерного напряжения $\bar{\sigma}_z = \sigma_z/(\sigma_x + \sigma_y)$, направленного вдоль фронта трещины, приведены на рис. 1 [12].

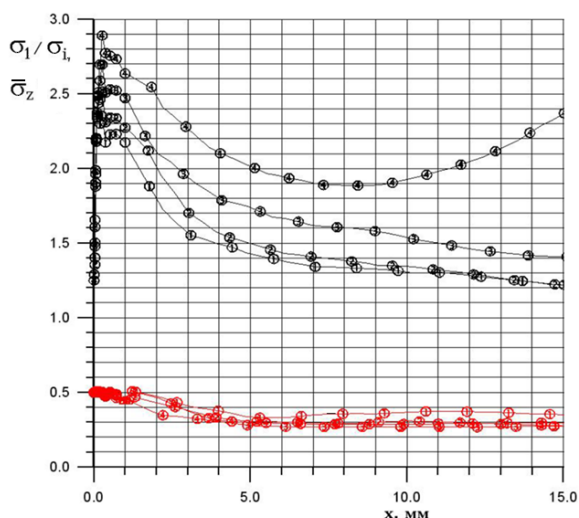


Рис. 1. Кривые распределения параметра η перед вершиной трещины для длин трещин 5, 6, 9, и 14 мм (наименьшая длина трещины соответствует нижнему положению кривой, а наибольшая – верхнему)

Обычно максимальные значения параметра η укладываются в диапазон от 2,4 до 2,9, а

коэффициента D_e в диапазон от 0,26 до 0,30. Осредненные по площади структурного элемента [7] Также как и главные напряжения $\sigma_1(x)$ величины коэффициентов $\eta(x)$ и $D_e(x)$ могут быть осреднены в пределах структурного элемента. При этом средние значения несущественно отличаются от максимальных значений.

Рекомендации по оценке разрушающих напряжений

Для разработки рекомендаций по назначению величин разрушающих напряжений необходимо выявить особенности разрушения металлических материалов при разных уровнях концентрации напряжений в элементах конструкций, установить характер влияния характеристик материала на разрушающие напряжения и предложить расчетные зависимости для их оценки.

При очень малой концентрации напряжений, характерной для последней стадии испытания стандартного гладкого образца в условиях одноосного растяжения, разрушающим является истинное сопротивление разрыву S_n , определяемое по приближенной формуле [3]

$$S_n \approx \sigma_b(1 + 1,4\psi_k), \quad (1)$$

где ψ_k – относительное сужение площади поперечного сечения стандартного образца при его разрыве; σ_b – предел прочности материала.

При очень большой концентрации напряжений, характерной для вершины трещины, разрушающие напряжения могут быть найдены на основе модели разрушения Дагдейла-Леонова-Панасюка [13-15], описывающей растяжение напряжением σ_0 бесконечной пластины с центральной трещиной длиной $2l$. Модель учитывает наличие тонкой пластической зоны перед ее вершиной на линии продолжения трещины (рис.1). Такая зона характерна для плоского напряженного состояния тела с трещиной.

Предполагается, что тонкая пластическая зона с длиной $d_{пл}$ имеет порядок упругих смещений, что позволяет сделать мысленный разрез перед вершиной трещины на длину пластической зоны. Для сохранения условий равновесия тела на полученных поверхностях мысленного разреза (границе упругопластической зоны) необходимо приложить напряжения, которые в момент разрушения могут отождествляться с разрушающими напряжениями $\sigma_{рх}$. Полученная задача может рассматриваться не как упругопластическая, а как чисто упругая. Взаимное расхождение берегов трещины вследствие пластического деформирования (пластическое раскрытие) в направлении оси y принимает в точке $x = l$ значение δ . В момент разрушения пластическое раскрытие принимает критическое (разрушающее) значение δ_c , рассматриваемое как постоянная материала. Для определения протяженности слоя ослабленных связей требуется введение еще одного условия, которым может быть плавность смыкания противоположных поверхностей дополнительного разреза на его конце или условие ограниченности напряжений.

На основании такой модели получено следующее выражение для раскрытия вершины трещины [13-15]

$$\delta = \frac{8\sigma_p l}{\pi E} \ln \sec \frac{\pi \sigma_0}{2\sigma_{px}}. \quad (2)$$

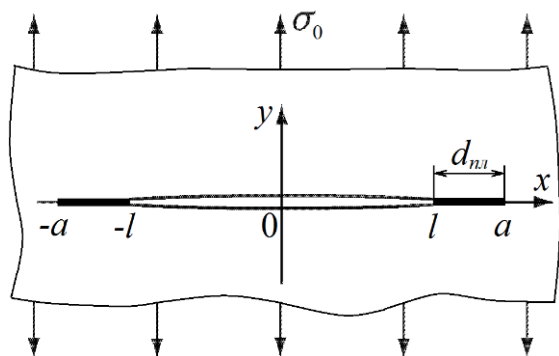


Рис. 2. Трещина с тонкими пластическими зонами в растянутой пластине

Длина пластической зоны $d_{пл} = a - l$ определяется по зависимости

$$l/a = \cos(\pi \sigma_0 / (2\sigma_{px})).$$

Учитывая, что в момент разрушения δ принимает критическое значение δ_c и используя выражение для δ (2) получим зависимость разрушающего напряжения от длины трещины:

$$\sigma_c = \frac{2}{\pi} \sigma_{px} \cdot \arccos \exp\left(-\frac{\pi E \delta_c}{8\sigma_{px} l}\right). \quad (3)$$

Из этого выражения следует, что при $l \rightarrow 0$ прочность материала пластины конечна и разрушающие напряжения равны $\sigma_c = \sigma_{px}$. Заметное расхождение полученной функции $\sigma_c(l)$ от аналогичной зависимости линейной механики разрушения наблюдается при значении критического напряжения, превышающего 60% от предела текучести. При больших длинах трещин σ_c мало по сравнению с σ_{px} и из зависимости (3) следует, что

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{E \sigma_{px} \delta_c}{\pi l}}.$$

Эта зависимость совпадает с формулой Гриффитса для критического напряжения при условии, что

$$\sigma_{px} \delta_c = G_c,$$

где G_c – эффективная удельная работа разрушения.

Это условие можно использовать для оценки разрушающих напряжений при наличии чрезвычайно острых концентраторов напряжений (трещин)

$$\sigma_{px} = G_c / \delta_c. \quad (4)$$

Панасюк и Леонов [13,14], исходя из представления о разрушении хрупкого материала как о преодолении сил межатомного взаимодействия в вершине трещины, получили аналогичное выражение $\sigma_{отр} \delta_c = G_c$, в котором вместо напряжения σ_{px} фигурирует теоретическая прочность материала на отрыв $\sigma_{отр}$, что подтверждает достоверность выражения (4).

Таким образом, при изменении коэффициента снижения предельных значений интенсивности пластических деформаций D_e , соответствующих разрушению, от 0,28 до 1,0 разрушающее напряжение меняется от значения $\sigma_{px} = G_c / \delta_c$ до S_H . Поэтому в рамках допустимости использования в расчетах упругопластического деформирования материала в зоне концентрации напряжений схематизированной диаграммы упругопластического деформирования с линейным упрочнением можно сделать вывод о линейном характере зависимости разрушающего напряжения σ_p от коэффициента D_e . Эту зависимость можно при $0,28 < D_e < 1,0$ представить в виде

$$\sigma_p \approx 1,4[(1 - D_e) G_c / \delta_c + (D_e - 0,28) S_H]. \quad (5)$$

Достижение напряжений σ_1 величины разрушающего напряжения, вычисленного по формуле (5), означает статическое разрушение узла конструкции. Предложенные нормативные величины σ_p принимаются зависимыми от характеристики напряженного состояния в узле D_e и позволяют обеспечить одновременное выполнение требований хрупкой и вязкой прочности узлов. Величины σ_p можно использовать для оценки предельных (разрушающих) нагрузок конструкций на основе численного анализа статической прочности узлов.

На рис. 3 приведен пример оценки разрушающих напряжений в вершине трещины σ_p для хладостойкой судостроительной стали Е36W, вычисленных по формуле (4), на основе экспериментальных значений G_{lc} и δ_c , полученных при испытаниях образцов с трещинами на трехточечный изгиб (кривая 1). Там же содержится сопоставление напряжений σ_{px} с истинными напряжениями при разрыве образца S_H .

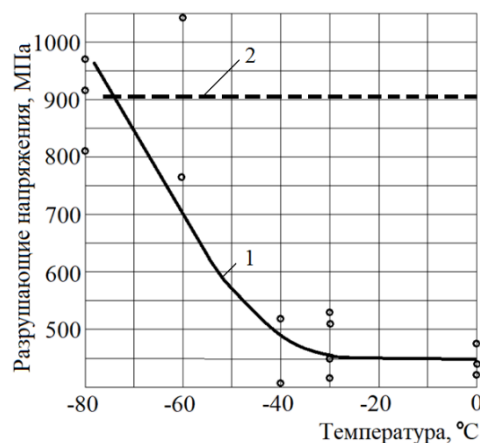


Рис. 3. Зависимость разрушающих напряжений σ_{px} от температуры для хладостойкой стали Е36W, вычисленных по формуле (4) (кривая 1) и истинные напряжения S_H (линия 2).

Поведение кривой 1 полностью определяется характеристиками материала G_c и δ_c от температуры. В диапазоне отрицательных температур от нуля до нижней точки – 60 °С, характерной для арктических регионов, параметр G_c снижается на 60-70%, что влечет за собой сильное снижение структурного параметра d . Величина δ_c уменьшается при этом в 2-3 раза, что приводит к сильному увеличению разрушающих напряжений σ_{px} .

При уменьшении температуры ниже уровня порядка -30°C происходит резкое снижение пластических свойств материала, в зоне вершины трещины, увеличивающее разрушающие напряжения $\sigma_{\text{рх}}$.

Из рисунка видно, правее точки пересечения линий 1 и 2 нормативные значения разрушающих напряжений лежат в области, расположенной между этими линиями.

Данный способ определения разрушающих напряжений может быть легко распространен на сварные узлы, если учесть структурные изменения в зонах сварного шва и термического влияния (в области крупного зерна или перегрева) и установить для этих свои разрушающие напряжения. При этом характеристиками материала G_c и δ_c следует считать

величины, относящиеся к основному металлу и к указанным двум зонам.

Заключение

Изложенный методический подход может использоваться для оценки разрушающих напряжений, используемых в численных расчетах предельных (разрушающих) нагрузок для узлов конструкций морской техники. Подход также пригоден для формирования нормативной базы, обеспечивающей компьютерный поиск прогрессивных технических решений для узлов на базе программ топологической и параметрической оптимизации.

Литература

1. ISO/FDIS 19906:2019(E) International standard Petroleum and natural gas industries — Arctic offshore structures. 2019. 457 с.
2. ГОСТ Р 71120-2023. Нефтяная и газовая промышленность. Сооружения нефтегазопромысловые морские. Платформы морские стационарные стальные. Обеспечение механической безопасности. Общие требования. 2023. 46 с.
3. Махутов Н.А. Деформационные критерии и расчёт элементов конструкций на прочность. — М.: Машиностроение, 1981. 323 с.
4. Копельман Л. А. Основы теории прочности сварных конструкций: Учебное пособие. 2-е изд., испр. — СПб.: Издательство «Лань», 2010. — 464 с.
5. Крыжевич Г.Б. Интегральные критерии разрушения в численных расчетах низкотемпературной прочности конструкций морской техники. // Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; 1(383). стр. 29-42.
6. Соколов С. А. Критерии работоспособности металлических конструкций машин. Проектирование с применением МКЭ. СПб.: Страта. 2023. 202 с.
7. Крыжевич Г.Б., Филатов А.Р. Конструктивное оформление узлов судовых конструкций с использованием программ топологической и параметрической оптимизации. Труды Крыловского государственного научного центра. 2020, специальный выпуск 1, стр. 67-72.
8. Крыжевич Г.Б., Филатов А.Р. Комплексный подход к топологической и параметрической оптимизации судовых конструкций. Труды Крыловского государственного научного центра. 2020. № 1(391). С. 95–108.
9. Махутов Н.А., Фомин В.М., Москвичев В.В. Создание техники северного исполнения – проблема социально-экономического развития восточных регионов России. Вестник Российской академии наук. 2015, №2. С. 155-163.
10. Ведяков И.И., Одесский П.Д., Гуров С.В. Обеспечение прочности сварных соединений для уникальных конструкций из проката больших толщин повышенной и высокой прочности. Строительная механика и расчет сооружений. 2018, №2(277). С. 68-75.
11. Крыжевич Г.Б. Механика разрушения металлических конструкций. СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2021. — 184 с.
12. Ильин А.В., Филин В.Ю. Обоснование требований к материалу корпусных конструкций судов и морских технических сооружений по критерию хладостойкости. Труды Международной научно-технической конференции RAO/CIS Offshore 2023. СПб: Рестек, 2021. — С. 95–108.
13. Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов. Киев: Наукова думка, 1990.— 545 с.
14. Левин В. А., Морозов Е. М., Матвиенко Ю. Г. Избранные нелинейные задачи механики разрушения. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. - 408 с.
15. Матвиенко Ю.Г. Основы физики и механики разрушения. М.: Физматлит, 2022. - 144 с.

References

1. ISO/FDIS 19906:2019(E) International standard Petroleum and natural gas industries - Arctic offshore structures. 2019. 457 с.
2. GOST P 71120-2023. Oil and natural gas industries. Offshore oil and gas field structures. Fixed steel offshore platforms. Provision of mechanical safety. General requirements. 2023. 46 с.
3. Makhutov N.A. Deformation Criteria and Calculation of Structural Elements for Strength. - M.: Mashinostroenie, 1981. 323 с.
4. Kopelman L.A. Fundamentals of Welded Structures Strength Theory: Textbook. 2nd edition, revised. - SPb.: Publishers "Lan", 2010. - 464 с.
5. Kryzhevich G.B. Integral fracture criteria in numerical calculations of low-temperature strength of marine engineering structures. // Proceedings of the Krylov State Research Centre. 2018; 1(383). pp. 29-42.
6. Sokolov S. A. Serviceability criteria of metal machine structures. Designing with application of FEM. SPb.: Strata. 2023. 202 с.
7. Kryzhevich G.B., Filatov A.R. Structural design of ship structures nodes using topological and parametric optimisation programmes. Proceedings of Krylov State Research Centre. 2020, special issue 1, pp. 67-72.

8. Kryzhevich G.B., Filatov A.R. Complex Approach to Topological and Parametric Optimisation of Ship Structures. Proceedings of Krylov State Research Centre. 2020. № 1(391). С. 95-108.
9. Makhutov N.A., Fomin V.M., Moskvichev V.V.. Creation of the technique of northern execution - a problem of social and economic development of the eastern regions of Russia. Vestnik Rossiyskoy Akademii Nauk [Bulletin of the Russian Academy of Sciences]. 2015, №2. С. 155-163.
10. Vedyakov I.I., Odesskiy P.D., Gurov S.V. Provision of strength of welded joints for unique structures from rolled steel of large thicknesses of increased and high strength. Stroitel'naya mekhanika i calculatsiya stroitel'nosti [Structural mechanics and calculation of structures]. 2018, №2(277). С. 68-75.
11. . Kryzhevich G.B. Fracture mechanics of metal structures. SPb.: FGUP "Krylov State Scientific Centre", 2021. - 184 с.
12. . Ilyin A.V., Filin V.Yu. Justification of the Requirements to the Material of Hull Structures of Ships and Marine Technical Structures by the Criterion of Cold Resistance. Proceedings of the International Scientific and Technical Conference RAO/CIS Offshore 2023. SPb: Restek, 2021. - С. 95-108.
13. Panasyuk V.V. Mechanics of quasi-brittle fracture of materials. Kiev: Naukova Dumka, 1990.- 545 p.
14. Levin V. A. A., Morozov E. M., Matvienko Y. G. Selected Nonlinear Problems of Fracture Mechanics. M.: FIZMATLIT, 2004. - 408 с.
15. Matvienko Yu.G. Fundamentals of Physics and Mechanics of Fracture. M.: Fizmatlit, 2022. - 144 с.

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, профессор кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Россия, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3; e-mail: g_kryzhevich@ksrc.ru; профессор кафедры механики деформируемого твердого тела, Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, 190005, Россия, Санкт-Петербург, 1-я Красноармейская ул., 1; e-mail: kryzhevich_gb@voenmeh.ru
filatov_ar@voenmeh.ru

Gennadiy B. Kryzhevich, Dr.Sci. (Eng), Professor, head of sector, Krylov State Research Centre, 44, Moskovskoe shosse, St. Petersburg, 196158, Russian Federation; 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; Professor of the Department of solid mechanics, Baltic State Technical University "Voenmeh", Krasnoarmeyskaya street, 1, St. Petersburg, 190005, Russian Federation; e-mail: kryzhevich_gb@voenmeh.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 16.05.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 31.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 05.06.2024

Научная статья

УДК 539.42:621.3.035.21

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.003>**Ледовые нагрузки, определяющие прочность крепления анодов системы электрохимической защиты морской платформы**Крыжевич Г.Б.^{1,2} g_kryzhevich@ksrc.ru, Санников В.А.² sannikov_va@voenmeh.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, ²Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Аннотация. В работе приведены результаты критического анализа ледовых нагрузок на аноды электрохимической защиты морской ледостойкой стационарной платформы, принятых при ее проектировании. Поскольку при эксплуатационных воздействиях узлы крепления анодов разрушались, то проанализирована работоспособность узлов крепления анодов к обшивке опорного основания платформы и спейсера и сделан вывод об отличии реальных ледовых нагрузок от проектных. Для оценки реальных нагрузок выполнен комплекс работ, включавший анализ конструктивных особенностей платформы и анодов, сценариев ледовых воздействий, характеристик ледового режима, оценку компонент ледовой нагрузки на аноды от ровного льда и торосистых образований по различным методикам. Анализ характера ледовых воздействий показал возможность появления значительных вертикальных нагрузок на аноды, оказывающих периодическое воздействие на аноды и ведущих к исчерпанию ресурса узлов крепления. Для обеспечения расчетов ресурса узлов крепления с новым конструктивным оформлением выполнена оценка повторяемости горизонтальных и вертикальных ледовых нагрузок на аноды. Результаты исследования позволяют выполнять качественное проектирование новых элементов электрохимической защиты и выбирать рациональные конструктивные решения для анодов, обеспечивающие повышение их долговечности.

Ключевые слова: морские стационарные нефтегазодобывающие платформы, аноды системы электрохимической защиты морских платформ, ледовые нагрузки, повторяемость ледовых нагрузок, сценарии ледовых воздействий, нагромождения льда у морской платформы.

Для цитирования: Крыжевич Г.Б., Санников В.А. Ледовые нагрузки, определяющие прочность крепления анодов системы электрохимической защиты морской платформы, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 25—33. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.003.

Original article

DOI: <https://doi.org/>**Ice loads determining the strength of anode anchorage of the offshore platform electrochemical protection system**Gennady B. Kryzhevich^{1,2} g_kryzhevich@ksrc.ru, Vladimir A. Sannikov² Sannikov_va@voenmeh.ru¹ State marine technical university of Saint-Petersburg, ²Baltic State Technical University "Voenmeh" D.F. Ustinov

Abstract. The paper presents the results of critical analysis of ice loads on the anodes of electrochemical protection of the offshore ice-resistant stationary platform adopted during its design. Since the anode fastening nodes were destroyed under operational impacts, the performance of the anode fastening nodes to the platform and spacer support base cladding was analyzed and a conclusion was made about the difference between the real ice loads and the design ones. To assess the real loads, a set of works was performed, including the analysis of structural features of the platform and anodes, ice impact scenarios, ice regime characteristics, assessment of ice load components on the anodes from flat ice and hummocky formations using different methods. Analysis of the ice impact character showed the possibility of significant vertical loads on anodes, which have a periodic impact on anodes and lead to the exhaustion of the service life of the anchoring nodes. In order to ensure the calculations of the resource life of fastening units with a new design, the recurrence of horizontal and vertical ice loads on anodes was assessed. The results of the research allow to perform qualitative design of new elements of electrochemical protection and to choose more rational design solutions for anodes providing increase of their durability.

Keywords: stationary offshore platforms, anodes of the electrochemical protection system for offshore platforms, ice loads, repeatability of ice loads, ice impact scenarios, ice piles near the offshore platform.

For citation: Gennady B. Kryzhevich, Vladimir A. Sannikov, Ice loads determining the strength of anode anchorage of the offshore platform electrochemical protection system. Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 25—33. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.003.

Введение

Актуальность работы обусловлена разрушением узлов крепления анодов системы электрохимической защиты от коррозии морской стационарной ледостойкой платформы «Моликпак», эксплуатирующейся в Охотском море на северо-

восточном шельфе острова Сахалин. Проверка расчетов прочности этих узлов, выполненная при проектировании системы, показала, что максимальные расчетные нагрузки на аноды в целом соответствуют действующим стандартам, нормам и правилам, а запасы статической прочности находятся на достаточно высоком уровне. В связи с

этим потребовался детальный анализ условий эксплуатации платформы, особенностей ледовых условий в районе ее эксплуатации, поиск возможных нестандартных сценариев нагружения анодов и оценка повторяемости нагрузок, необходимая для расчетов усталостной долговечности узлов крепления. Результаты решения этих задач обсуждаются ниже.

1. Особенности конструкции платформы и анодов

Платформа «Моликпак» представляет собой стальную конструкцию гравитационного типа, состоящую из переоборудованной под эксплуатационное бурение мобильной ледостойкой буровой установки (включающей опорное основание (ОО) с палубой и верхнее строение (ВС)), установленной на подводную стальную секцию (спейсер или «шайбу») высотой 15 м (рис. 1), опирающуюся на морское дно. Для образования грунтового ядра с целью обеспечения устойчивости платформы потребовалась загрузка в полость внутри ОО и спейсера 278 тыс. м³ песка.

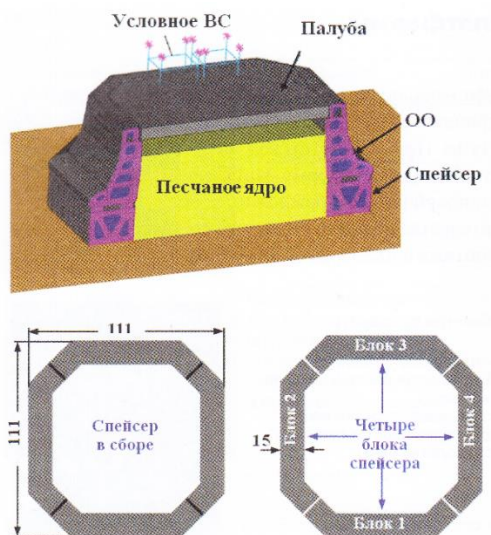


Рис. 1. Разрез опорного основания и спейсера платформы «Моликпак» (вверху) и план разбивки спейсера на блоки (внизу)

На платформе «Моликпак» (рис. 2) установлено буровое и технологическое оборудование для подготовки нефти, закачки газа и перекачки нефти на плавучее нефтехранилище, а в нижней части

опорного основания (на обшивке) смонтированы аноды системы защиты от коррозии (рис. 2а).

Аноды расположены горизонтально в нижней части ОО и соединены сваркой с обшивкой. Конструкция анодов (рис. 3) состоит из обеспечивающей защиту от коррозии отливки на основе алюминия (тело анода) и расположенной внутри отливки арматуры. Арматура представляет собой стальные полосы, соединенные между собой сваркой. Концы полос (лапы) выходят за пределы тела анода и служат для сварного соединения анода с обшивкой платформы. В местах выхода полос из тела анода наблюдалось разрушение лап, приводившее к отделению этих элементов защиты от обшивки и их потере.



а)



б)

Рис. 2. Платформа «Моликпак» на плаву (а) и в рабочем положении (б) на грунте в условиях воздействия на нее ровного льда

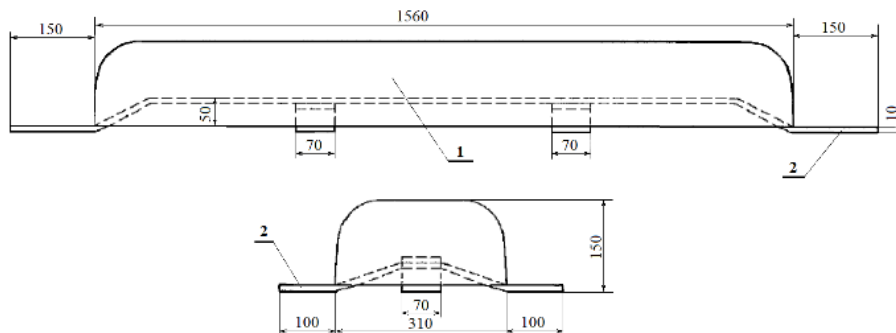


Рис. 3. Конструкция анодов: 1 – тело анода; 2 – стальная сварная арматура, расположенная внутри тела анода и снабженная выходящими наружу стальными лапами, привариваемыми к обшивке ОО

2. Анализ характеристик ледового режима

Для оценки предельной (статической) и усталостной прочности узлов крепления анодов определены локальные нагрузки, состоящие из постоянной и переменной частей. При нахождении квазистатической локальной ледовой нагрузки на опоры стационарных ледостойких сооружений рассмотрены воздействия от следующих движущихся объектов: ровных ледяных полей, дрейфующих торосов и айсбергов, наслоенного льда, вертикально перемещающихся обломков при нагромождении льда около платформ.

Существующие нормативные документы и стандарты [1-8] основываются на опыте проектирования и эксплуатации стационарных платформ для климатических условий залива Кука, моря Бофорта, Ботнического, Бохайского заливов и других акваторий, где применялись платформы свайного типа и гравитационные конструкции. Российские стандарты и методики [2-7] также не учитывают в полной мере специфику ледовых условий северо-восточного шельфа Сахалина и ее влияние на ледовые нагрузки от торосов, локального, динамического и истирающего воздействия льда.

В мировой практике на сегодняшний день не существует единого подхода к выбору нормативных значений параметров ледяного покрова и ледовых нагрузок. Некоторые исследователи предлагают в качестве расчетных принимать максимально возможные из имеющегося ряда наблюдений значения. Другие рекомендуют вводить в расчет наиболее вероятные значения. При проектировании конструкций для морских условий в настоящее время часто используются вероятностно-статистические методы определения расчетных параметров ледяного покрова и нагрузок [15-16].

Большие расхождения в значениях расчетных ледовых нагрузок, определенных по существующим методикам различными исследователями [9-12], обусловлены высокой степенью пространственно-временной изменчивости и неоднородностью ледяного покрова, разнообразием свойств морского льда, проявляющимся при взаимодействии с конструкциями, а также несовершенством принятых в нормах расчетных моделей ледовой нагрузки. Тем не менее, в последнее десятилетие отмечается значительный прогресс в совершенствовании расчетных методик оценки параметров ледового режима и ледовых нагрузок, действующих на сооружение.

Среднее направление и средняя величина дрейфа относительно толстого льда на шельфе северо-восточного Сахалина в период с декабря по март не меняются. В марте отчетливо преобладания льда определенной толщины не наблюдается. В основном встречается лед толщиной 0,3-1,2 м. В апреле начинают преобладать маломощный однолетний лед (0,3-0,7 м) и средний по толщине однолетний лед (0,7-1,2 м). Площади, покрытые таким льдом, составляют около 40-50% и 30-40% соответственно. В мае преобладает толстый однолетний лед (более 1,2 м), покрывающий 30...50% водного пространства.

В апреле-мае лед толщиной 0,7-1,2 м встречается в 54% случаев, 1,2 м – в 18%, 0,3-0,7 м – в 26% случаев. Средняя толщина льда в ледовый сезон равна 65 см. Распределение толщины льда по

данным российских исследователей представлено на рис. 1.

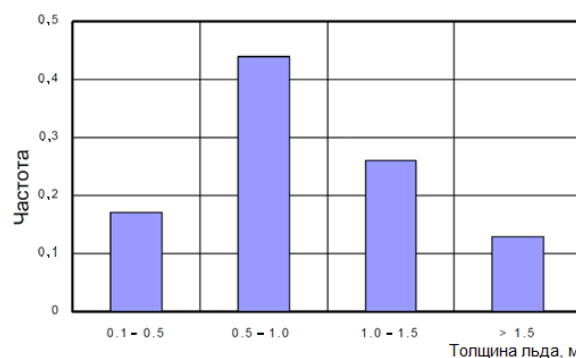


Рис. 4. Частота распределения толщин льда

Оценка максимальной толщины льда на основе статистики температуры воздуха метеостанций для северного района Охотского моря дает значение примерно равное 1,5 м. Ледовые образования равномерной толщины более 1,5 м в условиях Северного Сахалина формируются путем наслоения.

Ледовый режим северо-восточного шельфа Сахалина является одним из самых тяжелых в Охотском море. В суровые зимы максимальные величины толщины льда достигают 90-160 см, максимальные значения скорости дрейфа льда достигают 74-110 см/с, при этом особенностью дрейфа льда является его реверсивный характер вблизи берегов и в районе морских месторождений [12].

Акватории в районах месторождений характеризуются постоянной деформацией ледяного покрова, сопровождающейся торособразованием и разрушением ледяных полей. Высота паруса торосов в отдельных районах достигает 1,5-3,0 м, ширина килля составляет порядка 60 м, а максимальная глубина килля тороса находится в диапазоне 20-25 м [12].

Важно отметить, что имеется существенная межгодовая изменчивость ледовых условий в Охотском море. Изменение ледовитости (характеристики суровости ледовых условий, равной наибольшей за год относительной площади акватории, занятой льдом любой сплоченности) этого моря за период с 1882 по 2016 г.г. на основе данных, приведенных в работе [17], представлено на рис 2. Из этих данных можно сделать вывод об общей тенденции, наблюдаемой в последние десятилетия, к уменьшению суровости ледовых условий в рассматриваемом регионе вследствие глобального потепления (увеличения температуры воздуха). В марте-апреле кромка дрейфующего льда достигает своего максимального восточного положения.

Данные по ледовому режиму акватории северо-восточного шельфа о. Сахалин для оценки ледовой нагрузки на цилиндрическую опору платформы, опубликованы в работе [11]. Следует отметить очень низкое значение средней прочности льда на одноосное сжатие, не соответствующее не только работе [10], но и международному стандарту «Petroleum and natural gas industries — Arctic offshore structures ISO/FDIS 19906», где для северо-восточного шельфа о. Сахалин рекомендуется принимать среднее значение прочности, равное 2,4

МПа, однако в литературных источниках есть рекомендации в качестве расчетного принимать достаточно большое значение 2,63 МПа [2], которое

принято в настоящей работе за основу при оценке ледовых воздействий на аноды.

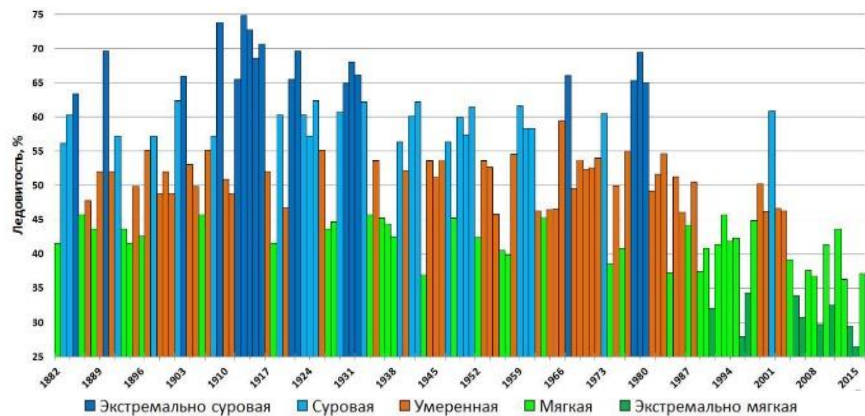


Рис. 5. Динамика ледовитости (характеристики суровости ледовых условий, равной наибольшей за год относительной площади акватории, занятой льдом любой сплоченности) в Охотском море за период с 1882 по 2016 г.г. [17].

При выполнении расчетов важно учитывать, что средняя и максимальная прочность на одноосное сжатие образцов льда существенно зависит от направления действия сжимающих усилий. Так, например, для образцов льда, изъятых из ровного ледового образования в центральной части Обской губы со средней толщиной около 1,4 м, получены следующие результаты: при приложении усилия перпендикулярно поверхности намерзания прочность на сжатие составляет в среднем 2,06 МПа и 4,66 МПа (максимальное значение), при усилии, параллельном поверхности намерзания - 0,60 МПа и 0,91 МПа. Таким образом, прочность льда при изменении направления действия сжимающих усилий изменяется от 3,4 до 5,6 раз.

В проекте платформы «Моликпак» приняты местные ледовые нагрузки, действующие в горизонтальном направлении (перпендикулярно к боковой поверхности анода), приведенные в табл. 1. Давления льда на аноды соответствуют малые площади контакта (порядка 0,2 м²) и большие заглубления (две нижние строки таблицы).

обломков ледового поля и воздействия их на конструкции (см. рис. 2б) образуются большие давления в зонах контакта. Для глубин ниже ледового пояса (ниже 4 м) непрерывное воздействие ровного льда на конструкции не происходит. Однако на этих глубинах возможно силовое воздействие торосов и установленные здесь аноды СПЗ в соответствии с проектом системы защиты от коррозии должны быть рассчитаны на ледовые нагрузки порядка 2-3 МПа. Кроме того, при непрерывном надвигании ровного ледового поля на платформу значительная часть обломков льда движется вниз (ниже уровня ватерлинии), образуя при этом многослойное нагромождение льда в подводной части платформы (рис. 6). При этом отдельные слои льда могут создавать как горизонтальные усилия (на боковые или наклонные плоскости анодов), так и вертикальные нагрузки (вниз) на верхние торцы анодов вследствие непрерывного заглубления крупных обломков льда.

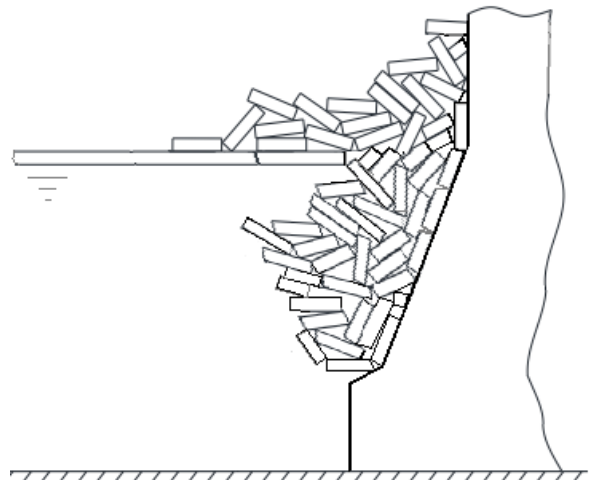


Рис. 6. Ледовое нагромождение у стенки платформы

Таблица 1
Локальные ледовые давления при малых площадях контакта в выделенных (по высоте) зонах платформы

Возвышение зоны контакта (по отношению к ватерлинии)	Площадь контакта S в м ² и давление льда в МПа	
	[1] =0,2	[2] =1,0 S
От + 1 м до +5 м	[3] МПа	[4] 3 МПа
[5] От - 4 м до +1 м	[6] 4 МПа	[7] 8 МПа
[8] От - 15 м до -4 м	[9] МПа	[10] 2 МПа
[11] От - 27 м до -15 м	[12] МПа	[13] 1 МПа

При высоком положении зоны контакта (от +5 м до -4 м) конструкции платформы взаимодействуют с относительно толстым и ровным льдом. При этом вследствие выламывания секторов и других

Реальная возможность реализации этого сценария с действием вертикальных нагрузок на верхние торцы анодов в материалах проекта бесосновательно проигнорирована. Вместе с тем,

если исходить из более высоких значений прочности льда при сжатии в вертикальном направлении (в среднем в 3,4 раза), можно предположить, что вертикальные ледовые давления на аноды могут составлять величины порядка 6,8-10,2 МПа. Правда, площадь контакта в этом случае будет примерно в 2 раза меньше.

Надводное нагромождение ледовых обломков оказывает самое значительное влияние на величину ледовой нагрузки, которая зависит от параметров (геометрических характеристик) нагромождения. Они, в свою очередь, зависят от геометрии сооружения, протяжённости и высоты его наклонных граней. К основным геометрическим характеристикам нагромождения относятся угол естественного скоса и максимальная высота. Если первая связана с физико-механическими характеристиками и размерами обломков ледового поля, то вторая – с надводным бортом, шириной и параметрами формы сооружения.

Механизм образования нагромождения можно кратко описать так. Ровное ледовое поле, надвигающееся на сооружение, при взаимодействии с ним покрывается трещинами, а затем разрушается с образованием обломков. После этого ближайшие к платформе ледовые обломки разворачиваются и надвигаются на наклонную грань и начинают скользить вверх, и затем, опрокидываясь на движущееся ледовое поле, формируют нагромождение. Таким образом, некоторое начальное время своего существования надводное нагромождение находится на поверхности льда, покрытого трещинами, а их образование в ледовом покрове до определенного момента времени не означает погружения нагромождения под лёд. Только при скоплении определенной массы льда в надводном нагромождении оно проламывает поле и проваливается на значительную глубину. Периодическое повторение скопления льда на поверхности поля с последующим провалом формирует значительное ледовое нагромождение.

Следует отдельно отметить, что габариты обломков поля при его толщине около 3 м могут достигать 15 м, а их разворот при наклонной грани и движение вверх сменяются при проломе поля погружением в воду. Качественная картина

нагромождения в конце его вертикальной подвижки изображена на рис. 3.

Наибольшие вертикальные ледовые давления на аноды при движении (скольжении) обломков льда вниз могут достигать таких же значительных величин, как и назначаемые при рассмотрении горизонтального воздействия льда на стенку платформы, т.е. значений порядка 2 МПа (рис. 7). К сожалению методики расчета, содержащиеся в стандартах, правилах классификационных обществ и других нормативных документах, не позволяют выполнить оценку вертикальных давлений льда. Поэтому основанием для назначения такого значения давления послужили результаты экспериментальных исследований [19].

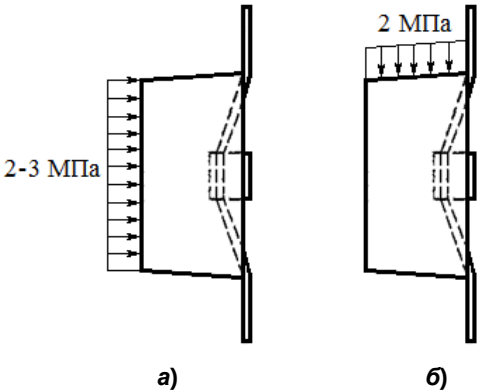


Рис. 7. Схемы приложения ледовых давлений при надвигании ледового образования (тороса) вследствие морского течения (а) и при вертикальной подвижке ледового нагромождения (б)

3. Расчет ледовой нагрузки на аноды от торосистых образований

Ниже в табл. 2 приведены результаты расчета ледовых нагрузок от торосов по рекомендациям свода правил СП 38.13330.2012 [4], Методики расчета ледовых нагрузок на ледостойкую стационарную платформу (СТО Газпром 2-3.7-29-2005) [6], Российского Морского Регистра Судоходства [3] и международного стандарта [1]. При расчетах учтено, что максимальная глубина килля тороса может составлять 25 м [12].

Таблица 2

Результаты расчета ледовых нагрузок на аноды от воздействия торосов

Возвышение зоны контакта (по отношению к ватерлинии)	Нормативный документ				Проектные давления льда
	[14] Свод правил СП 38.13330.2012	[15] СТ О Газпром	[17] Правила Российского морского регистра судоходства	[18] IS O/FDIS 19906	
[19] От - 4 м до +1 м	[20] 10,1 МПа	[21] 23,7 МПа	[22] 10,0 МПа	[23] 15, 1 МПа	[24] 14 МПа
[25] От - 15 м до -4 м	[26] 2,2 МПа	[27] 5,07 МПа	[28] 2,14 МПа	[29] 3,2 4 МПа	[30] 3 МПа
[31] От - 27 м до -15 м	[32] 1,5 МПа	[33] 3,38	[34] 1,43	[35] 2,1 6 МПа	[36] 2 МПа

Из таблицы следует, что имеется большой разброс результатов расчета. Наибольшие ледовые нагрузки получены на основе использования методики расчета ледовых нагрузок на ледостойкую стационарную платформу (СТО Газпром 2-3.7-29-2005) [6], наименьшие – по Правилам Российского

Морского Регистра Судоходства [3]. Наиболее близки к нагрузкам, принятым при проектировании системы защиты от коррозии платформы «Моликпак», результаты расчетов по международному стандарту ISO/FDIS 19906 [1].

Сопоставительные расчеты, приведенные здесь

и в других источниках, например, [12], показывают, что имеется значительная разница между результатами нагрузок, рассчитанных по различным методам. Большое расхождение в значениях ледовых нагрузок от торосов связано с особенностями этих ледяных образований и различными подходами в методологии оценки ледовых нагрузок от торосистых образований, принятых в различных нормах проектирования.

В нормах ISO/FDIS 19906 [1] нагрузка от торосов на вертикальную преграду представляется в виде независимых слагаемых - нагрузок от консолидированной части как от ледяной плиты, подводной части (киля) и надводной части тороса (паруса) как сыпуче-связанной среды Мора-Кулона. При этом нагрузкой от паруса тороса пренебрегается ввиду ее незначительного влияния на максимальное значение нагрузки. Такой подход достаточно обоснован и подтверждается наблюдениями за воздействием торосистых образований на реальные сооружения, а также крупномасштабными экспериментами в ледовых бассейнах. При оценке давлений учитывается как трехмерный характер взаимодействия, так и дополнительное нагромождение обломков перед опорой в процессе взаимодействия, что существенно занижает расчетную нагрузку от килей тороса [12].

Для расчета нагрузок от консолидированной части тороса многими нормативными документами рекомендуется использовать методики, разработанные для ровного льда, поскольку в большинстве норм принято, что основная часть ледовой нагрузки определяется разрушением у сооружения консолидированного слоя тороса.

В нормативных документах СНиП [4] и Морского Регистра Судоходства [3] учет торосистости льда производится умножением значений нагрузок от ровного льда на коэффициент торосистости, зависящий от географического района расположения акватории. Анализ результатов расчета [12] показывает, что значения ледовых нагрузок по этим нормам с использованием коэффициента торосистости не увеличивает точность оценки нагрузок. В целом анализ результатов расчетов ледовых нагрузок от торосов на различные типы конструкций ледостойких оснований показывает, что для уточнения и совершенствования нормативных методик необходимо дальнейшее всестороннее изучение морфометрических характеристик торосистых образований, прочностных свойств их элементов и механизма их воздействия на сооружения в реальных условиях акваторий обустройства месторождений [12].

[37] В отечественных нормах (СНиП [4], Морской Регистр [4]) есть рекомендации по расчету нагрузок от торосов на широкие сооружения. В целом же расчетные значения нагрузок определяются неточно, что объясняется объективными недостатками метода расчета на основе коэффициента торосистости, на который умножается нагрузка от ровного ледяного поля [12]. Значения коэффициента торосистости с учетом его зависимости от географического расположения моря недостаточно обоснованы. При расчете нагрузки не учитываются особенности строения торосистых образований, различие в свойствах их составных частей и специфики процесса разрушения каждой из них.

[38] В целом расчеты по методике ISO/FDIS 19906 имеют неплохое согласование с проектными значениями нагрузок. Эти нормы рекомендуют более реалистические нагрузки от ровных ледяных полей. Это связано с тем, что в расчетных зависимостях учитываются фактические данные натурных измерений давления льда на существующих сооружениях. Эмпирические коэффициенты, зависящие от типа сооружения назначены с ориентацией на ледовые условия моря Бофорта.

Анализ действующих нормативных документов по определению ледовых нагрузок на сооружения в целом показал, что все существующие методики требуют серьезного совершенствования, при этом необходимо проведение дальнейших экспериментальных, теоретических исследований и натурных измерений на построенных ледостойких сооружениях шельфа, особенно актуальных при эксплуатации сооружений в специфических тяжелых ледовых условиях Охотского моря [12].

4. Повторяемость ледовых воздействий на аноды

В соответствии с нормативным документом [1] при оценке локального давления льда на конструкцию с вертикальными стенками в области действия консолидированного льда зону действия такого льда следует принимать на уровне от +2 м выше многолетнего среднего уровня моря до глубины 4 м. Верхний анодный пояс заглублен несколько больше (до глубины ~5 м). Это означает, что нагрузки от торосов на аноды этого пояса не должны существенно отличаться от нагрузок, обусловленных как действием консолидированного льда, поскольку различие прочность льда на сжатие в верхней части килей тороса и в нижней части консолидированного льда мало. Расчетные (максимальные) ледовые давления верхней части килей тороса на аноды верхнего пояса мало зависят от максимальной толщины тороса, достигающей 27,3 м 1 раз за 100 лет. В соответствии с данными наблюдений на платформе общее число торосов за год, взаимодействующих с конструкцией, составляет не менее 8083 (и не более 10384). По данным авианаблюдений в 1997 г. среди всех форм ледовых образований торосенный лед присутствует на значительной протяженности трасс (от 11% до 48%). Дрейфующий лед с момента возникновения до окончательного разрушения испытывает значительные динамические воздействия, которые приводят к деформациям ледяного покрова и торосению. Торосистость однолетних и наложенных молодых льдов и ниласа в течение зимы высока. Чем больше возраст льда, тем величина (балльность) торосистости выше. Обеспеченность 4-х балльной торосистости однолетнего толстого льда составляет 15%, однолетнего средней толщины - 12%, однолетнего тонкого - 9%. Максимальная высота торосов может достигать 6-7 м. Средняя высота торосов в течение зимы изменяется от 1.1 м в феврале до 1.8 м в апреле. В период максимального развития ледяного покрова на акваториях нефтегазовых месторождений торосистость может достигать 4-5 баллов.

Закономерности в пространственном распределении торосистости пока не известны, но

отмечается увеличение торосистости с 1-2 балла на западной периферии акватории до 4-5 баллов на восточной. Одновременно в сплоченном льду наблюдаются как «старые» (более 2-3 месяцев), так и молодые торосы. «Старые» торосы преобладают в массиве дрейфующего льда.

Анализ публикаций по ледовой тематике показывает, что все авторы исходят из того, локальные нагрузки и прочность льда на сжатие распределены по нормальному (гауссовскому) закону. При этом имеется большой разброс данных, касающихся безразмерных параметров распределения. Наиболее подробная информация по параметрам распределений ледовых давлений содержится в статье [11]. В таблице 3 приведены результаты оценок параметров распределения ледовых давлений, относящихся к платформе «Моликпак».

Таблица 3

Статистические характеристики локального ледового давления от ровных ледяных полей на вертикальное сооружение

Параметры	Нормы проектирования	
	[39] П равила PMPC [40]	[41] М ежду- народный стандарт ISO/FDIS 19906
Отношение максимального значения к среднему значению	[42] 1 ,78	[43] 1, 66
[44] Коэффициент вариации (отношение стандарта к среднему значению)	0,25	0,198

Более консервативную оценку долговечности узлов закрепления анодов обеспечивают параметры распределения давлений на базе международного стандарта ISO/FDIS 19906, поэтому рекомендуется

принять отношение максимального значения к среднему значению равным 1,66, а коэффициент вариации равным 0,198.

Выводы

В данной работе получены результаты следующих проработок в обеспечение анализа причин разрушения узлов крепления анодов к обшивке платформы «Моликпак»:

- анализ характеристик ледового режима;
- анализ конструктивных особенностей платформы «Моликпак» и проектных нагрузок на аноды;
- по известным методикам выполнена оценка горизонтальной составляющей ледовой нагрузки на аноды от торосистых образований;
- в итоге подобного анализа сценария нагружения анодов при нагромождении обломков льда выявлены вертикальные ледовые нагрузки, вносящие решающий вклад в процесс усталостного повреждения и разрушения узлов соединения анодов с обшивкой;
- произведена оценка повторяемости ледовых воздействий на аноды, позволившая выполнить расчеты ресурса узлов крепления анодов к обшивке платформы и установить причины разрушения узлов.

Близость нагрузок, принятых при проектировании системы защиты от коррозии платформы «Моликпак», к результатам расчетов по международному стандарту ISO/FDIS 19906 [1] и удовлетворительное согласование их с результатами оценок, полученных по другим нормативным документам, дают основание использовать проектные нагрузки и при выполнении работ по модернизации системы электрохимической защиты. Установлено, что игнорирование действия вертикальных ледовых нагрузок на аноды приводит к их малой надежности и ошибкам при конструктивном оформлении узлов соединения анодов с обшивкой платформы. Для оценки долговечности узлов закрепления анодов предложены значения характеристик вероятностного распределения локальных ледовых давлений на основе нормального закона.

Литература

1. ISO/FDIS 19906:2019(E) International standard Petroleum and natural gas industries — Arctic offshore structures.
2. ГОСТ Р 58283-2018. Национальный стандарт Российской Федерации. Нефтяная и газовая промышленность. Арктические операции. Учет ледовых нагрузок при проектировании морских платформ. Дата введения 2019-04-01.
3. Правила классификации, постройки и оборудования плавучих буровых установок (ПБУ) и морских стационарных платформ (МСП). - СПб: Изд-во Российского Морского Регистра Судоходства, 2008.
4. Свод правил СП 38.13330.2012 (СНиП 2.06.04-82*). Нагрузки и воздействия на гидротехнические сооружения (волновые, ледовые и от судов). — М.: Министерство регионального развития Российской Федерации, 2014.
5. Документ 58283-2018 Нефтяная и газовая промышленность. Арктические операции. Учет ледовых нагрузок при проектировании морских платформ.
6. Методика расчета ледовых нагрузок на ледостойкую стационарную платформу. СТО Газпром 2-3.7-29-2005. М.: ВНИИГАЗ, 2005. 14 с.
7. ВСН 41.88. Проектирование ледостойких стационарных платформ. — М.: ВНИПИморнефтегаз Миннефтепрома СССР, 1988.
8. API RP 2N. Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Structures and pipelines for Arctic Conditions. Second Edition, December 1, 1995. American Petroleum Institute, Washington, DC 20005.
9. Bekker A., Sabodash O., and Kochev A. Analysis of Ice Loads on Offshore Structures for Okhotsk Sea Oil&Gas Fields // Proc. 30th Int. Conf. on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE-2011), Rotterdam, 2011, Vol.I, pp.439-448.

10. Ким С.Д., Финагенов О.М., Уварова Т.Э. Определение ледовых нагрузок на сооружения континентального шельфа по нормам различных стран. Вестник инженерной школы ДВФУ, 2013. № 3 (14). С. 97-103.
11. Гладкий В.В., Сабодаш О.А. Сопоставительный анализ локальных ледовых нагрузок на морскую ледостойкую платформу «Моликпак» по проекту «Сахалин-2». Вестник инженерной школы ДВФУ. 2015. № 4 (25). С. 87-92.
12. Сабодаш О.А., Борисов Е.К. Сравнительный анализ глобальных ледовых нагрузок на конструкции инженерных сооружений сахалинского шельфа. В книге «Архитектура и строительство Дальнего Востока», 2014, с. 107-125, 216 с.
13. Timco, G., and Croasdale, K. How Well Can We Predict Ice Loads? Proc. 18th Int. Symp. on Ice, IAHR'06, Sapporo, 2006, Vol. 1, pp.167-174.
14. Palmer, A., and Croasdale, K. Arctic Offshore Engineering. Published by World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd. 2012. 278 с.
15. Нечипоренко, Г. Ю. Нагрузка от льда на гидротехнические сооружения на протяжении ледового сезона в замерзающих морях / Г. Ю. Нечипоренко. Текст : непосредственный // Молодой ученый. 2021, № 24 (366). С. 52-58. URL: <https://moluch.ru/archive/366/82252/> (дата обращения: 20.04.2023).
16. Шарапов Д. А., Большев А.С. Гидротехническое строительство. Лед и его свойства для сооружений Арктики: учебное пособие. Санкт-Петербург: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023. 103 с.
17. Романюк В.А. Ледовый режим Охотского моря в условиях глобальной тенденции увеличения температуры воздуха. Диссертация на соискание ученой степени кандидата географических наук. Сахалинский государственный университет. Южно-Сахалинск, 2019. 182 с.
18. Enomoto H., Kumano T., Kimura N. et al. Sea-ice motion in the Okhotsk Sea derived by microwave sensors // Proc. 13th Intl. Offshore and Polar Engineering Conference. Honolulu, 2003. P. 518–522.
19. Крыжевич Г.Б. Экспериментальное обоснование способов снижения ледовых воздействий на шельфовые сооружения и методов расчета нагрузок. Морские интеллектуальные технологии. 2019. № 3 (45), том 2. С. 52-59.

References

1. ISO/FDIS 19906:2019(E) International standard Petroleum and natural gas industries - Arctic offshore structures.
2. GOST P 58283-2018. National standard of the Russian Federation. Oil and gas industry. Arctic operations. Accounting for ice loads in the design of offshore platforms. Date of introduction 2019-04-01.
3. Rules for Classification, Construction and Equipment of Floating Drilling Rigs (FDR) and Offshore Fixed Platforms (OFP). - St. Petersburg: Publishing house of the Russian Maritime Register of Shipping, 2008.
4. Code of Rules SP 38.13330.2012 (SNIp 2.06.04-82*). Loads and impacts on hydraulic structures (wave, ice and from ships). - Moscow: Ministry of Regional Development of the Russian Federation, 2014.
5. Document 58283-2018 Oil and gas industry. Arctic operations. Consideration of ice loads in the design of offshore platforms.
6. Methodology of calculation of ice loads on ice-resistant stationary platform. STO Gazprom 2-3.7-29-2005. M.: VNIIGAZ, 2005. 14 pp.
7. VSN 41.88. Design of ice-resistant stationary platforms. - Moscow: VNIImorneftegaz Minnefteprom of the USSR, 1988.
8. API RP 2N. Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Structures and pipelines for Arctic Conditions. Second Edition, December 1, 1995. American Petroleum Institute, Washington, DC 20005.
9. Bekker A., Sabodash O., and Kochev A. Analysis of Ice Loads on Offshore Structures for Okhotsk Sea Oil&Gas Fields // Proc. 30th Int. 30th Int. Conf. on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE-2011), Rotterdam, 2011, Vol.I, pp.439-448.
10. Kim S.D., Finagenov O.M., Uvarova T.E. Determination of ice loads on continental shelf structures according to the norms of different countries. Bulletin of FEFU Engineering School, № 3 (14) / 2013. pp. 97-103.
11. Gladkii V.V., Sabodash O.A. Comparative analysis of local ice loads on the offshore ice-resistant platform "Molikpaq" under the project "Sakhalin-2". Bulletin of FEFU Engineering School. 2015. № 4 (25), pp. 87-92.
12. Sabodash O.A., Borisov E.K. Comparative analysis of global ice loads on engineering structures of the Sakhalin shelf. In the book "Architecture and Construction of the Far East", 2014, pp. 107-125, 216 pp.
13. Timco, G., and Croasdale, K. How Well Can We Predict Ice Loads? Proc. 18th Int. 18th Int. Symp. on Ice, IAHR'06, Sapporo, 2006, Vol. 1, pp. 167-174.
14. Palmer, A., and Croasdale, K. Arctic Offshore Engineering. Published by World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd. 2012. 278 pp.
15. Nechiporenko, G. Yu. Ice load on hydraulic structures during the ice season in the freezing seas. G. Yu. Nechiporenko. Text: direct. Young Scientist. 2021. № 24 (366). С. 52-58. URL: <https://moluch.ru/archive/366/82252/> (date of reference: 20.04.2023).
16. Sharapov D.A., Bolshev A.S. Hydrotechnical construction. Ice and its properties for Arctic structures: textbook. St. Petersburg: POLITEKH-PRESS, 2023, 103 с.
17. Romaniuk V.A. Ice regime of the Sea of Okhotsk in the conditions of the global tendency of air temperature increase. Dissertation for the degree of Candidate of Geographical Sciences. Sakhalin State University. Yuzhno-Sakhalinsk, 2019. 182 p.
18. Enomoto H., Kumano T., Kimura N. et al. Sea-ice motion in the Okhotsk Sea derived by microwave sensors. Proc. of the 13th Intl. 13th Intl. Offshore and Polar Engineering Conference. Honolulu, 2003, pp. 518-522.
19. Kryzhevich G.B. Experimental substantiation of methods for reducing ice impacts on shelf structures and methods for calculating loads. Marine intelligent technologies. 2019. No. 3 (45), volume 2, pp. 52-59.

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, профессор кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Россия, Санкт-Петербург, ул. Лотманская, 3; e-mail: g_kryzhevich@ksrc.ru; профессор кафедры механики деформируемого твердого тела, Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, 190005, Россия, Санкт-Петербург, 1-я Красноармейская ул., 1; e-mail: kryzhevich_gb@voenmeh.ru

Gennadiy B. Kryzhevich, Dr.Sci. (Eng), Professor, head of sector, Krylov State Research Centre, 44, Moskovskoe shosse, St. Petersburg, 196158, Russian Federation; 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; Professor of the Department of solid mechanics, Baltic State Technical University "Voenmeh", Krasnoarmeyskaya street, 1, St. Petersburg, 190005, Russian Federation; e-mail: kryzhevich_gb@voenmeh.ru

Санников Владимир Антонович, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой механики деформируемого твердого тела, Балтийский государственный технический университет "ВОЕНМЕХ" им. Д.Ф. Устинова, 190005, Россия, Санкт-Петербург, 1-я Красноармейская ул., 1; e-mail: sannikov_va@voenmeh.ru

Vladimir A. Sannikov, Dr. Sci. (Eng.), Associate professor, head of the Department of solid mechanics, Baltic State Technical University "Voenmeh", Krasnoarmeyskaya street, 1, St. Petersburg, 190005, Russian Federation; e-mail: sannikov_va@voenmeh.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 16.05.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 31.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 06.06.2024.

Научная статья

УДК 539.422.5, 629.12

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.004>

Применение цифровых моделей для анализа методики проектирования трапецевидных балок из полимерных композиционных материалов

Коршунов В. А.¹ korshunov@smtu.ru, Мудрик Р. С.¹ roman.morning@gmail.com,
Пономарев Д. А.¹ ponomarev.smk@smtu.ru, Родионов А. А.¹ rodionovsmk@yandex.ru
¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация В работе проведен сопоставительный анализ возможностей различных моделей для оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) балок трапецевидного профиля из полимерных композиционных материалов (ПКМ). Подобные балки находят широкое применение в судостроении благодаря высокой технологичности и жесткости на кручение. Рассмотрены аналитическая модель на основе инженерной методики, балочная конечно-элементная модель с численными процедурами определения характеристик составного поперечного сечения, твердотельно-оболочечная модель и твердотельная модель высокого разрешения. Сопоставление результатов по общему НДС, полученных по аналитической модели и высокоточной твердотельной модели, показало хорошее согласование. Различия наблюдаются при оценке НДС в зонах концентрации напряжений, где твердотельная модель выявляет высокие градиенты напряжений. Результаты расчета НДС по различным конечно-элементным моделям хорошо согласуются между собой. Наименьшее сопротивление изгибу продемонстрировала аналитическая модель, что является результатом упрощенного учета сдвиговой жесткости. Сформулирована методология многоуровневой оценки НДС композитных конструкций, имеющих в своем составе балки трапецевидного профиля. На уровне оценки общего НДС рекомендовано использование инженерной методики и балочные цифровые реализации. После выявления опасных зон для детализации НДС необходимо использовать твердотельные и комбинированные оболочечно-твердотельные модели.

Ключевые слова: трапецевидный профиль, полимерные композиционные материалы, напряженно-деформированное состояние, аналитическая модель, конечно-элементная модель, зоны концентрации напряжений, сдвиговая жесткость.

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

Для цитирования: Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Применение цифровых моделей для анализа методики проектирования трапецевидных балок из полимерных композиционных материалов, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 34—43. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.004.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.004>

Application of digital models for analyzing the design method of hat-stiffened polymer composite beams

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

Abstract. The paper provides a comparative analysis of the capabilities of various models for assessing the stress-strain state (SSS) of trapezoidal beams made of polymer composite materials (PCM). Such beams are widely used in shipbuilding due to their high manufacturability and torsional rigidity. An analytical model based on an engineering technique, a finite element beam model with numerical procedures for determining the characteristics of a composite cross section, a solid-shell model and a high-resolution solid-state model are considered. A comparison of the total SSS results obtained from the analytical model and the high-precision solid-state model showed good agreement. Differences are observed in the assessment of SSS in stress concentration zones, where the solid-state model reveals high stress gradients. The results of calculating SSS for various finite element models are in good agreement with each other. The least bending resistance was demonstrated by the analytical model, which is the result of simplified accounting for shear stiffness. The methodology of multilevel SSS assessment of composite structures with trapezoidal beams is formulated. At the level of assessment of the total SSS, the use of engineering techniques and beam digital implementations is recommended. After identifying hazardous areas, solid-state and combined shell-solid models must be used to detail the SSS.

Keywords: hat-stiffened profile, polymer composite materials, stress-strain state, analytical model, finite element model, stress concentration zones, shear stiffness.

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

For citation: Vladimir A. Korshunov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov, Application of digital models for analyzing the design method of hat-stiffened polymer composite beams, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 34—43. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.004.

Введение

П-образные и трапециевидные профили балок из полимерных композиционных материалов (ПКМ) нашли широкое применение в судостроении [1],[2]. Хотя по массе они и превосходят традиционные тавровые профили, однако благодаря своей технологичности постепенно вытесняют использование последних. Кроме того, обладая большей жесткостью на кручение, трапециевидные профили обеспечивают повышение устойчивости подкреплённых пластин. Однако, использование в этих профилях легковесного заполнителя может привести к его отслоению в районах повышенных касательных напряжений, которые могут возникать у приформовки профиля к обшивке. Таким образом помимо оценки общей прочности для данных профилей необходимо выполнять оценку напряженно-деформированного состояния (НДС) локальных зон с большими градиентами напряжений. Применяемые в Правилах РМРС [3],[4] инженерные подходы к оценке НДС балок П-образных профилей основаны на теории изгиба балок и хорошо подходят для анализа общей прочности и жесткости балок. Тем не менее используемые в данном подходе обобщенные и осредненные параметры материала и геометрии не дают возможности провести детальный локальный анализ напряженного состояния в зонах повышенных напряжений. Наиболее приемлемым способом решения данной проблемы является применение численных процедур на основе метода конечных элементов (МКЭ) [5],[6]. В настоящей работе представлен сопоставительный анализ оценки НДС балок трапециевидного профиля, выполненный с помощью инженерного подхода и цифровых моделей на базе МКЭ с различным уровнем идеализации.

1. Реализация инженерного подхода

Инженерная методика оценки НДС трапециевидных балок набора применяется для профиля, представленного на рис.1.

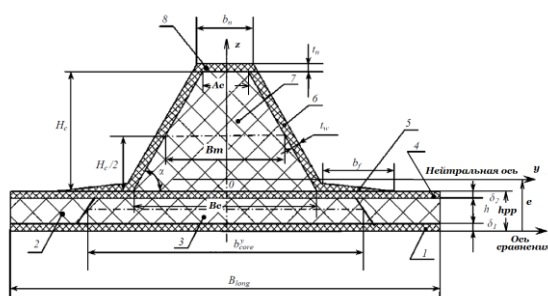


Рис. 1. Расчетная схема балки П-образного (трапециевидного) профиля:

1 — наружный несущий слой; 2 — заполнитель среднего слоя; 3 — усиление среднего слоя в виде заполнителя повышенной плотности; 4 — внутренний несущий слой; 5 — фланец; 6 — стенка балки; 7 — сердечник балки; 8 — свободный пояс

Здесь рекомендуемый присоединенный пояс обшивки корпуса (настила палуб, полотно переборки) имеет трехслойную структуру со сплошным или конструктивно-ортотропным заполнителем с приведенными упругими характеристиками. Под балкой средний слой трехслойного присоединенного пояска имеет усиление в виде заполнителя повышенной плотности.

Геометрические размеры, рассматриваемого в работе профиля, приведены в табл. 1. В качестве используемых материалов в работе взят условный композитный квазиизотропный материал с физико-механическими параметрами, приведенными в табл. 2. Здесь в соответствии с инженерной методикой эффект Пуассона не учитывается.

Вид трапециевидного профиля балки в соответствии с исходными данными показан на рис.3. Положение нейтральной оси (НО) профиля, учитывающее различие свойств материала, определяется по зависимости

$$e = \frac{\sum_{i=1}^8 E_i F_i z_i}{\sum_{i=1}^8 E_i F_i}, \quad (1)$$

где E_i — модуль упругости i -го элемента профиля; F_i — площадь i -го элемента профиля; z_i — отстояние центра тяжести площади i -го элемента профиля от оси сравнения. Изгибная жесткость балки П-образного профиля относительно НО (см. рис. 2) определяется по следующей зависимости:

$$D_{11} = \sum_{i=1}^8 (E_i F_i z_i^2 + E_i i_i) - e^2 \sum_{i=1}^8 E_i F_i, \quad (2)$$

где i_i — собственный момент инерции i -го элемента профиля. Приведенная осевая жесткость балки вычисляется по формуле:

$$B_{11} = \sum_{i=1}^8 E_i F_i. \quad (3)$$

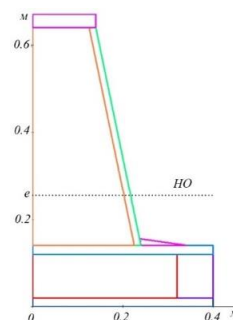


Рис. 2. Расчетный трапециевидный профиль

Жесткость поперечного сечения балки на сдвиг определяется как произведение приведенного модуля сдвига балки G_{ref} и приведенной площади профиля эффективно, работающей на сдвиг ω_{ref} .

$$K_{11} = G_{ref} \cdot \omega_{ref}. \quad (4)$$

Поскольку жесткость поперечного сечения формируется главным образом за счет стенок профиля балки и ее сердечника, эти характеристики вычисляются для указанных составляющих. Так

приведенный модуль сдвига профиля балки G_{ref} определяются по зависимости

$$G_{ref} = \frac{F_6 \cdot G_w + F_7 \cdot G_c}{F_6 + F_7} = \frac{(2t_w \cdot \frac{H_c}{\sin \alpha}) \cdot G_w + (B_m \cdot H_c) \cdot G_c}{(2t_w \cdot \frac{H_c}{\sin \alpha}) + (B_m \cdot H_c)}, \quad (5)$$

где G_w, G_c - модули сдвига стенок профиля и сердечника, соответственно. Вычисление ω_{ref} основывается на формуле Журавского для определения максимальных касательных напряжений, возникающих при заданной перерезывающей силе на уровне нейтральной оси (см рис. 3), т.е.:

$$\omega_{ref} = \frac{D_{11} \cdot b_e}{SE_{cut,e}}, \quad (6)$$

где b_e - ширина профиля на уровне нейтральной оси; $SE_{cut,e}$ - приведенный статический момент отсеченной по НО площади профиля, состоящей из стенки и сердечника. Ширина профиля, как видно из рис. 3, определяется по зависимости

$$b_e = B_{c,t} + 2 \cdot \frac{t_w}{\sin \alpha}. \quad (7)$$

Расчетные значения геометрических и жесткостных параметров рассматриваемого профиля приведены в табл. 3

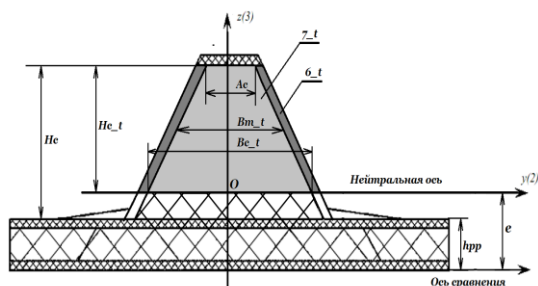


Рис. 3. Расчетная схема балки П-образного (трапецевидного) профиля для определения приведенной площади на сдвиг: 6_t - верхняя отсеченная нейтральной осью часть стенки профиля; 7_t - верхняя отсеченная нейтральной осью часть сердечника профиля

Для вычисления касательных напряжений в произвольной точке сечения построена кривая распределения приведенного статического момента отсеченной части профиля по высоте сечения, рис.4.

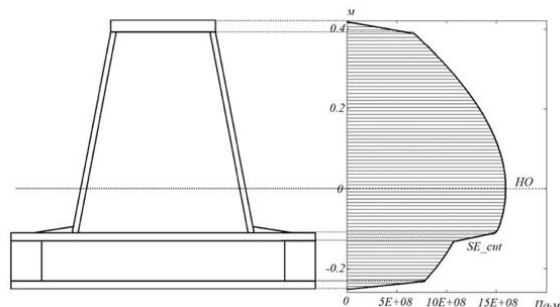


Рис. 5. Кривая распределения приведенного статического момента отсеченной части профиля по высоте сечения

Мембранные нормальные напряжения σ_{11_memb} при заданной величине осевой силы T_1 в элементах профиля определяется по зависимости

$$\sigma_{11_memb_i} = T_1 \cdot \frac{E_i}{B_{11}}, \quad (8)$$

здесь индекс «i» определяет элемент профиля, где вычисляются мембранные напряжения.

Изгибные нормальные напряжения σ_{11_ben} при заданной величине изгибающего момента M_1 в элементах профиля подсчитываются по зависимости

$$\sigma_{11_ben_i} = \frac{M_1}{W_i}, \quad (9)$$

где $W_i = \frac{D_{11} \cdot \tilde{z}_i}{E_i}$ - приведенный момент сопротивления крайнего фибра i-го элемента профиля; $\tilde{z}_i$ - отстояние крайнего фибра i-го элемента профиля от нейтральной оси.

Касательные напряжения σ_{13} в вертикальной плоскости при заданной величине перерезывающей силы N_1 , в элементах профиля:

$$\sigma_{13_i} = \frac{N_1}{\omega_{ref,i,z}}, \quad (10)$$

Таблица 1

Значения геометрических параметров трапецевидного профиля

δ_1 , мм	h , мм	δ_2 , мм	t_w , мм	B_c , мм	t_n , мм	B_{long} , мм	b_{core}^y , мм	b_f , мм	H_c , мм	A_c , мм	α , град.
20	100	20	15	450	30	800	640	100	500	250	79

Таблица 2

Физико-механические параметры материала элементов профиля

№ п/п	Элемент профиля	Модуль упругости, ГПа	Модуль сдвига, ГПа
1	Наружный несущий слой ПП	200	76.9
2	Заполнитель среднего слоя ПП	20	7.69
3	Усиление заполнителя среднего слоя ПП	20	7.69
4	Внутренний несущий слой ПП	200	76.9
5	Приформовочный фланец	200	76.9
6	Стенка профиля балки	200	76.9
7	Сердечник профиля балки	20	7.69
8	Свободный поясик профиля балки	200	76.9

где $\omega_{ref_i_z} = \frac{D_{11} \cdot b_{i_z}}{SE_{cut_z}}$ - приведенная площадь на сдвиг i -го элемента профиля для вертикальной координаты $\bar{z}$, отсчитываемой от положения нейтральной оси; b_{i_z} - приведенная ширина профиля на уровне вертикальной координаты $\bar{z}$ для i -го элемента профиля, в частности для сердечника на уровне нейтральной оси:

$$b_{c_0} = B_{c_t} + 2 \cdot \frac{t_w}{\sin \alpha} \cdot \frac{G_w}{G_c}, \quad (11)$$

для стенок обформовки на уровне нейтральной оси:

$$b_{w_0} = B_{c_t} \cdot \frac{G_c}{G_w} + 2 \cdot \frac{t_w}{\sin \alpha}. \quad (12)$$

2. Разработка цифровых моделей

2.1. Балочная реализация цифровой модели

Цифровая модель балки трапецевидного профиля в балочной реализации создается с использованием балочного конечного элемента (КЭ), обладающего шестью степенями свободы в каждом узле и учитывающего сдвиговые деформации [7].

Для учета различных материалов, составляющих профиль балки, используется специальное композитное поперечное сечение. Для получения жесткостных параметров профиля выполняется дискретизация на ячейки поперечного сечения, где каждой ячейке в зависимости от ее расположения назначается материал. По координатам узловых точек отдельной ячейки определяются ее геометрические параметры по следующим зависимостям [8]:

- площадь ячейки

$$Se = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i y_{i+1} - x_{i+1} y_i)}{2}, \quad (13)$$

- центр тяжести ячейки

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i y_{i+1} - x_{i+1} y_i) (y_i + y_{i+1})}{6Se}; \quad (14)$$

$$y_c = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i y_{i+1} - x_{i+1} y_i) (x_i + x_{i+1})}{6Se};$$

- моменты инерции ячейки

$$I_x = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i y_{i+1} - x_{i+1} y_i) (y_i^2 + y_i y_{i+1} + y_{i+1}^2)}{12}; \quad (15)$$

$$I_y = \frac{\sum_{i=1}^N (x_i y_{i+1} - x_{i+1} y_i) (x_i^2 + x_i x_{i+1} + x_{i+1}^2)}{12}.$$

где N – число узлов в ячейки. Далее, используя зависимости аналогичные (1)-(4), определяются приведенные жесткостные параметры.

На рис. 6-а представлено созданное в соответствии с исходными данными (см. табл. 1 и табл. 2) композитное поперечное сечение для балочного КЭ, а на рис. 6-б общий вид балочной конечно-элементной модели. Количество балочных элементов в модели составляет 80 шт.

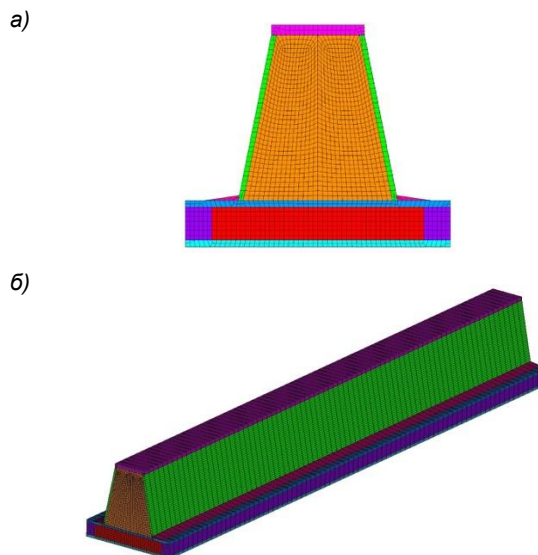


Рис. 6. Цифровая модель трапецевидной балки в балочной реализации:

а)- композитный профиль для балочного КЭ, разбитый на ячейки; б) - общий вид балочной конечно-элементной модели, состоящий из 80 элементов

Рассчитанные с помощью конечно-элементного программного комплекса приведенные параметры профиля представлены в табл. 3, здесь дополнительно помещены их значения, вычисленные по инженерной методике.

Таблица 3

Приведенные параметры трапецевидного профиля

Параметр	Инженерная методика	Цифровая балочная модель
Приведенная осевая жесткость B_{11} , ГПа·м ²	16.5	16.5
Приведенная изгибная жесткость D_{11} , ГПа·м ⁴	0.803	0.804
Приведенная сдвиговая жесткость K_{11} , ГПа·м ²	2.65	6.36
Положение приведенной нейтральной оси e , мм	252	253

Из представленных в табл.3 данных в большинстве случаев видно полное соответствие приведенных параметров, рассчитанных по двум подходам. Единственное различие наблюдается в приведенной сдвиговой жесткости, однако это объясняется пренебрежением дополнительного учета присоединенного пояска балки при расчете по инженерному подходу.

2.2. Твердотельно-оболочечная реализация цифровой модели

В данной реализации для моделирования трапецевидной балки используются два типа КЭ. Твердотельный элемент применяется для моделирования легкого заполнителя, а многослойный оболочечный элемент для моделирования пакета несущих слоев с учетом укладки монослоев. В данном случае укладка и характеристики монослоев подобраны так, чтобы интегральные физико-механические свойства ламината соответствовали данным из табл. 2. Для корректного учета общей жесткости балки оболочечные элементы смещены на половину толщины по нормали относительно срединной поверхности. Поперечное сечение и общий вид конечно-элементной модели в твердотельно-оболочечной реализации показан на рис. 7. Общее количество КЭ в модели составляет 209280 шт., в том числе твердотельных элементов 176640 шт.

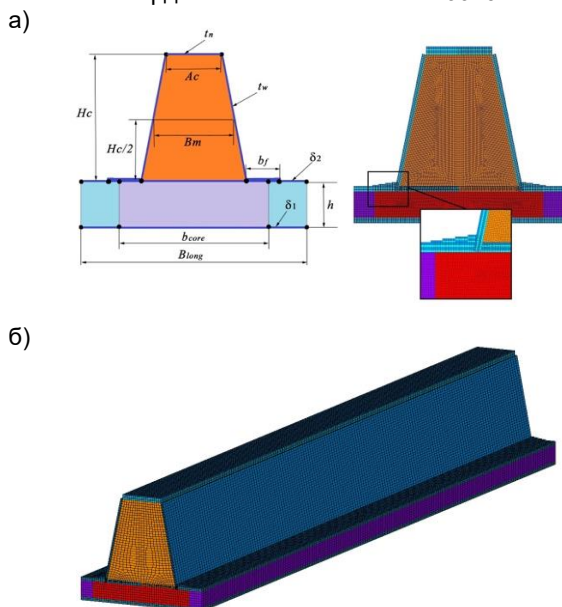


Рис. 7. Твердотельно-оболочечная реализация трапецевидной балки:

а) – поперечное сечение; б) – общий вид модели

2.3. Твердотельная реализация цифровой модели

В этой реализации для моделирования трапецевидной балки используются только твердотельные элементы. Для учета локальных эффектов в модели применяется достаточно мелкая сетка КЭ с количеством элементов по толщине пластинчатых связей не менее четырех. Параметры материалов для элементов балки соответствуют данным табл. 3.

Поперечное сечение и общий вид конечно-элементной модели в твердотельной реализации показан на рис. 8. Общее количество КЭ в модели составляет 3 330 320 шт.

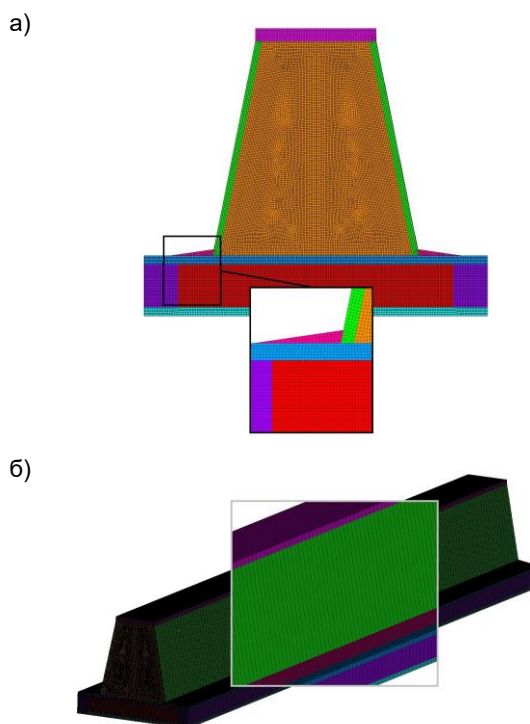


Рис. 8. Твердотельная реализация трапецевидной балки:

а) – поперечное сечение; б) – общий вид модели

3. Результаты расчетного анализа

Для разработанных реализаций трапецевидных балок выполнен анализ НДС при статическом нагружении. Схемы нагружения рассматриваемых балок показаны на рис. 9, здесь длина балок $L = 5$ м, размер области нагружения $2c = 4$ м, величина нагрузки $q = 1.6 \cdot 10^5$ Н/м. Балки жестко заделаны на обоих концах, для балок в твердотельно-оболочечной и твердотельной реализациях на продольных кромках дополнительно заданы условия симметрии, а в качестве нагрузки приложено эквивалентное давление по ширине пояса.

Оценка допущений аналитической балочной модели инженерного подхода выполняется путем сопоставления с результатами твердотельной модели, как наиболее подробной. Для сечения по середине длины балки анализируются полученные распределения нормальных напряжений по высоте балки и по ширине балки на уровне середины высоты (рис.10). Эпюры касательных напряжений по сечению, расположенному на отстоянии $\frac{L-2c}{4}$ от опоры, представлены на рис. 11.

В целом по оценке общей прочности результаты инженерного подхода показывают хорошее согласование с высокоточной цифровой моделью. Различие между решениями по сравниваемым моделям не превосходит 5%.

Распределение касательных напряжений на уровне соединения профиля с присоединенным пояском пластины показано на рис. 12.

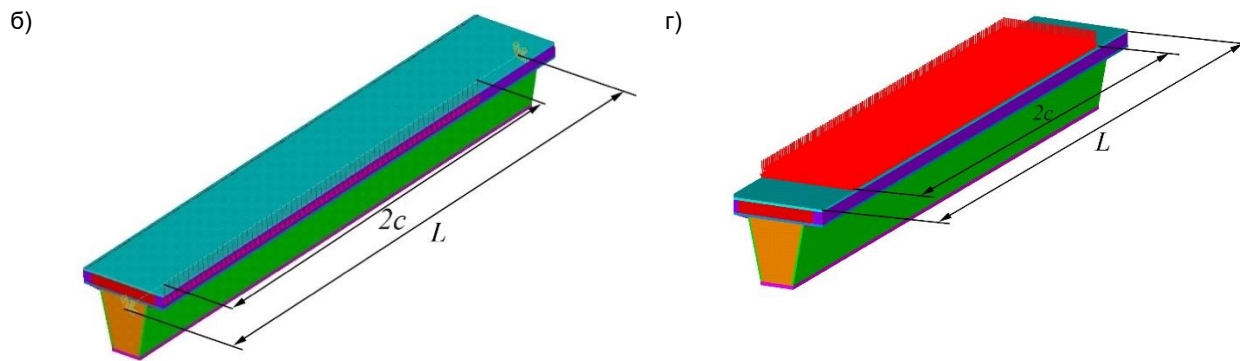


Рис. 9. Схемы нагружения трапецевидных балок:
а) – аналитическая модель (инженерный подход); б) – балочная КЭ модель; в) – твердотельно-оболочочная КЭ модель; г) – твердотельная КЭ модель.

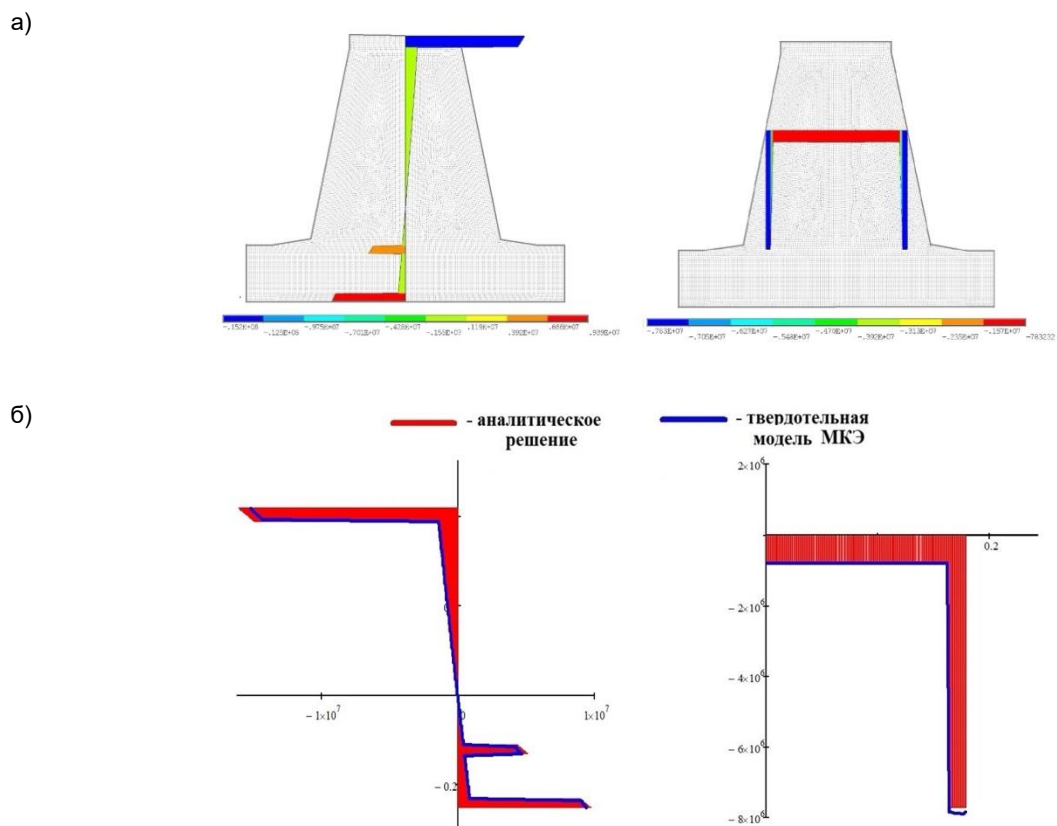
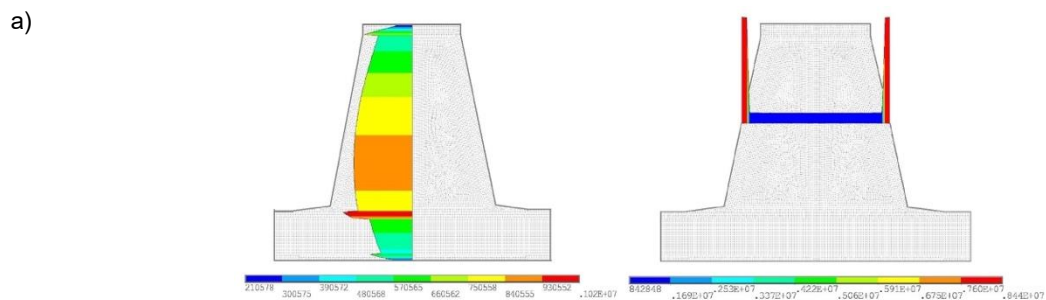


Рис. 10. Эпюры распределения нормальных напряжений:
а) – для твердотельной модели по высоте профиля (слева) и по ширине профиля (справа);
б) – для аналитической модели по высоте профиля (слева) и по ширине профиля (справа)



б)

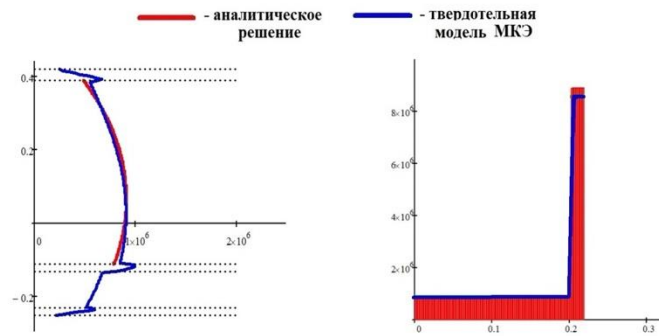
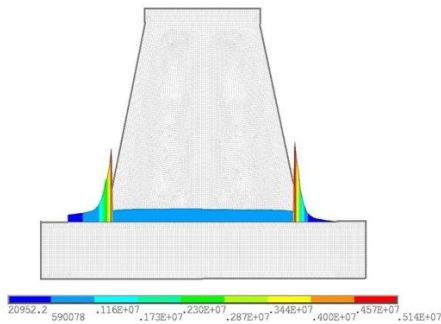


Рис. 11. Эпюры распределения касательных напряжений:
а) – для твердотельной модели по высоте профиля (слева) и по ширине профиля (справа);
б) – для аналитической модели по высоте профиля (слева) и по ширине профиля (справа)

а)



б)

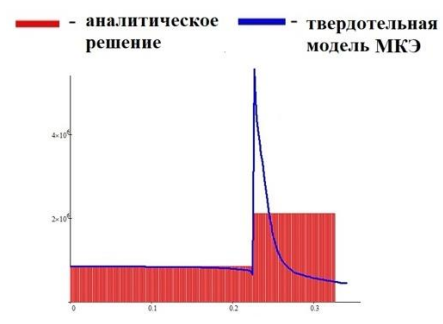


Рис. 12. Эпюры распределения касательных напряжений по ширине профиля на уровне соединения профиля с присоединенным пояском пластины:
а) – для твердотельной модели; б) – для аналитической модели

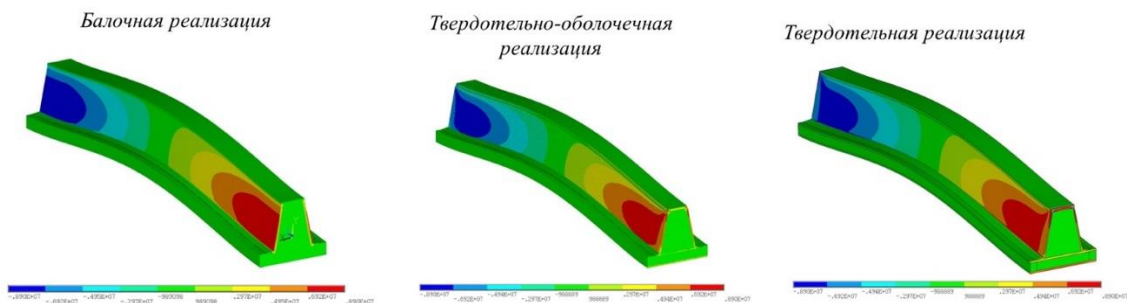


Рис. 13. Поля касательных напряжений в цифровых моделях трапецевидной балки (поля представлены в одинаковом масштабе)

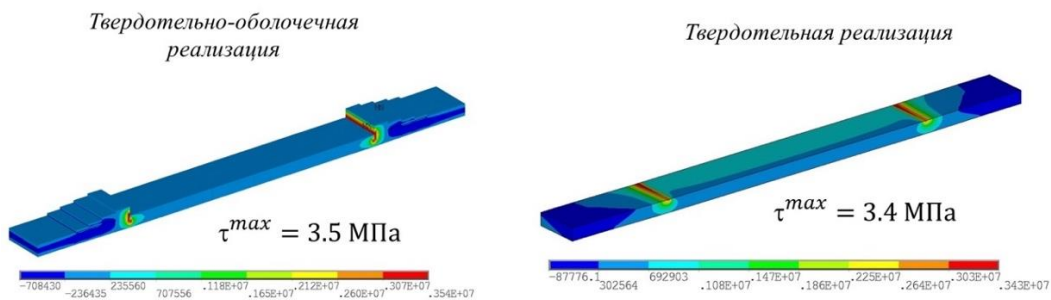


Рис. 14. Поля касательных напряжений в районах приформовки стенок к присоединенному пояску

В районах с малыми градиентами напряжений результаты хорошо согласуются, а в углах соединения стенки профиля с пояском, наблюдаются большие расхождения в результатах. Здесь инженерная методика дает некоторую осредненную оценку напряженного состояния, в то время как твердотельная модель обнаруживает большие пики напряжений. Для корректной оценки НДС в местах концентрации данная КЭ модель требует модификации, так как здесь имеет место эффект автомодельности (уменьшение размера КЭ приводит к увеличению напряжений).

Сопоставление полей касательных напряжений для рассмотренных КЭ моделей представлено на рис. 13. Видно, что в опорных сечениях твердотельной модели и твердотельно-оболочечной обнаруживается локальное возмущение полей напряжений, вызванных наложением кинематических граничных условий жесткой заделки. Но это возмущение ограничивается одним, двумя слоями КЭ от заделки.

На рис. 14 представлены поля касательных напряжений в районах приформовки стенок к присоединенному пояску для КЭ моделей высокого порядка. Видно, что обе модели практически одинаково оценивают пиковые значения, однако как указывалось ранее данные места требуют особого внимания.

Оценка жесткостных параметров рассматриваемых моделей выполнялась по величине максимального прогиба балок. Для аналитической модели максимальные прогибы от изгиба и сдвига определялись по зависимостям [9]:

$$w_{\text{изг}}^{\text{max}} = \frac{q \cdot L^4}{96 \cdot D11} \cdot \left(\frac{c}{L} - 4 \cdot \frac{c^3}{L^3} + 4 \cdot \frac{c^4}{L^4} \right), \quad (16)$$

$$w_{\text{сдв}}^{\text{max}} = \frac{q \cdot L^2}{2 \cdot K11} \cdot \left(1 - \frac{c}{L} \right) \cdot \frac{c}{L}.$$

В табл. 4 приведены экстремальные значения прогибов. Видно, что инженерная аналитическая модель дает наибольший прогиб по сравнению с другими, что можно считать верхней оценкой с ошибкой в безопасную сторону. Одной из причин завышенного прогиба, как уже упоминалось, является упрощенный учет сдвиговой жесткости. Среди КЭ моделей балочная модель показывает средний результат, а нижнюю оценку прогиба можно проводить по твердотельной КЭ модели.

Таблица 4
Максимальные значения прогиба рассматриваемых моделей трапециевидных балок, мм

Аналит. модель	Балочная КЭ модель	Твердотельно-оболочечная КЭ модель	Твердотельная КЭ модель
0.501	0.469	0.475	0.454

Заключение

В работе проведен сопоставительный анализ возможностей различных моделей оценки НДС балок трапециевидного профиля из композиционных материалов с несущими наружными пакетами монослоев и легким заполнителем сердечника балки и среднего слоя присоединенного пояса пластины. Рассмотрены аналитическая модель инженерной методики и три конечно-элементные модели различной степени подробности и детализации: балочная модель с возможностями численных процедур определения характеристик составного поперечного сечения; твердотельно-оболочечная модель (оболочечные КЭ использованы для моделирования несущих наружных пакетов монослоев, а твердотельные КЭ – для моделирования легких заполнителей); твердотельная модель для всей балки с присоединенным пояском.

Цифровые модели, основанные на применении МКЭ являются более ресурсоемкими, в частности твердотельная модель, и требуют использование программных продуктов высокого уровня.

Сопоставление результатов по общему напряженно-деформированному состоянию, полученных по аналитической модели и высокоточной твердотельной модели, показало хорошее согласование. Различия наблюдаются при оценке НДС в зонах концентрации, где твердотельная модель способна выявлять высокие градиенты напряжений.

Результаты расчета НДС, полученные по трем различным КЭ моделям, хорошо согласуются между собой. Здесь стоит отметить появление краевых эффектов для моделей более высокого порядка по сравнению с балочной.

Наименьшее сопротивление изгибу продемонстрировала аналитическая модель, что является результатом упрощенного учета сдвиговой жесткости. Более «жесткой» является твердотельная КЭ модель, а балочная КЭ реализация показывает промежуточный результат.

В итоге можно сформулировать методологию многоуровневой оценки НДС композитных конструкций, имеющих в своем составе П-образные балки трапециевидного профиля. На самом низком уровне для оценки общего НДС конструкции достаточно использование инженерных методик и балочных цифровых реализаций, при этом в данном случае для корректного учета жесткостных параметров следует использовать балочные КЭ. После выявления опасных районов или анализа узлов соединения осуществляется переход к более сложным твердотельным моделям и комбинированным оболочечно-твердотельным для определения параметров напряженно-деформированного состояния. Далее осуществляется переход к моделям микромеханики, где имеется возможность выполнить оценку НДС с помощью экспресс анализа на основе аналитических моделей или более точную оценку на основе численных моделей микромеханики.

Литература

1. Н.Н. Федонюк Е.А. Маслич Применение полимерных композиционных материалов в зарубежном судостроении Обзор по материалам прессы 2006 – 2022 гг. Санкт-Петербург 2023
2. Greene A. E. Marine composites / A. E. Greene Marine composites. – 2nd ed. – Annapolis, Md : Eric Greene Associates, 1999. – 377 с.
3. Правила классификации и постройки морских судов. Часть XVI. Конструкция и прочность судов из полимерных композиционных материалов. – Российский морской регистр судоходства, 2023
4. Rules for Classification of High Speed and Light Craft. DNV– 2020.
5. В.А. Коршунов, А.А. Родионов Введение в метод конечных элементов: учеб. пособие / В.А. Коршунов, А.А. Родионов. – СПб.: Изд-во СПбГМУ, 2016.
6. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. The Finite Element Method: vol.1 The Basis. Butterworth-Heinemann, 2000.
7. ANSYS release 2023 R1 documentation. ANSYS Inc., 2023.
8. М. Берг, О. Чеонг, М. Кревельд, М. Овермарс Вычислительная геометрия. Алгоритмы и приложения. 3-е изд. /Пер. с англ. Слинкин А.А. – М.: ДМК Пресс, 2017-438 с.: ил
9. Справочник по строительной механике корабля./Бойцов Г.В., Палий О.М., Постнов В.А., Чувиковский В.С. – В трех томах. Том 1. Общие понятия. Стержни. Стержневые системы и перекрытия. – Л.: Судостроение, 1982, с. 376

References

1. N.N. Fedonyuk E.A. Maslich Primenenie polimernyh kompozicionnyh materialov v zarubezhnom sudostroenii Obzor po materialam pressy 2006 – 2022 gg. [N.N. Fedonyuk E.A. Maslich Application of polymer composite materials in foreign shipbuilding Review of press materials 2006 - 2022]. Sankt-Peterburg 2023.
2. Greene, A.E. Marine composites. 2nd ed. Annapolis, Md: Eric Greene Associates, 1999. 377 p.
3. Pravila klassifikacii i postrojki morskikh sudov. Chast' XVI. Konstrukciya i prochnost' sudov iz polimernyh kompozicionnyh materialov [Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships. Part XVI. Structures and Strength of Ships Made of Polymer Composite Materials]. Rossijskij morskoy registr sudohodstva, 2023.
4. Rules for Classification of High Speed and Light Craft. DNV, 2020.
5. V.A. Korshunov, A.A. Rodionov Vvedenie v metod konechnyh ehlementov [Introduction to the Finite Element Method]: ucheb. posobie. SPb.: Izd-vo SPbGMTU, 2016.
6. Zienkiewicz, O.C., Taylor, R.L. The Finite Element Method: vol.1 The Basis. Butterworth-Heinemann, 2000.
7. ANSYS release 2023 R1 documentation. ANSYS Inc., 2023.
8. Berg, M., Cheong, O., Kreveld, M., Overmars, M. Vychislitel'naya geometriya. Algoritmy i prilozheniya [Computational Geometry: Algorithms and Applications]. 3rd ed. Transl. from English by A.A. Slinkin. M.: DMK Press, 2017. 438 p.: ill.
9. Spravochnik po stroitel'noj mekhanike korablya [Handbook of Ship Structural Mechanics]. Eds. G.V. Bojcov, O.M. Palij, V.A. Postnov, V.S. Chuvikovskij. In 3 vols. Vol. 1. Obshchie ponyatiya. Sterzhni. Sterzhnevye sistemy i perekrytiya [General Concepts. Rods. Rod Systems and Floors]. L.: Sudostroenie, 1982, p. 376.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

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

Conflict of Interest

None declared.

Review

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

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

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

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

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

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

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

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

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

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 10.04.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 07.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 08.06.2024.

Научная статья

УДК 629.072.22

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.005>

Влияние диагональных элементов рамного набора на жесткость бортового перекрытия при сдвиге

Аносов А.П.¹ anosov49@mail.ru, Макарова Т.А.¹ makarova_tanya_2000@mail.ru¹Дальневосточный федеральный университет (ДФУ), Владивосток, РФ

Аннотация. Одной из насущных проблем прочности корпусов судов с широким раскрытием палубы является обеспечение их жесткости при кручении, когда судовые перекрытия работают на сдвиг. Очевидным техническим решением, которое существенно повысит жесткость судовых перекрытий на сдвиг и, следовательно, жесткость всего корпуса при кручении, является введение в набор диагональных элементов, хотя бы, на уровне балок рамного набора. Несмотря на это в множестве опубликованных работ как в области общего проектирования судовых корпусных конструкций, так и посвященных актуальным для судов с широким раскрытием палубы вопросам прочности корпусов судов при кручении нет какой-либо информации о возможности применения системы набора, включающей диагональные элементы. В работе проведена оценка эффективности диагональных балок рамного набора при обеспечении жесткости бортового перекрытия на сдвиг. Показано, что при установке рамных диагональных балок жесткость рассмотренного бортового перекрытия на сдвиг увеличилась в 4,82 раза. Это, в свою очередь, должно существенно повлиять на жесткость при кручении всего корпуса.

Ключевые слова: сдвиговые деформации перекрытий, диагональные балки набора, жесткость конструкций при сдвиге.

Для цитирования: Аносов А.П., Макарова Т.А. Влияние диагональных элементов рамного набора на жесткость бортового перекрытия при сдвиге. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 44—48. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.005.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.005>

Influence of diagonal framing members on the rigidity of the side grillage under shear

Anatoly P. Anosov¹ anosov49@mail.ru, Tatyana A. Makarova¹ makarova_tanya_2000@mail.ru¹Far Eastern Federal University (FEFU), Vladivostok, Russian Federation

Abstract. One of the pressing issues in the strength of the hulls of ships with large deck openings is ensuring their rigidity under torsion, when the ship's grillage is subject to shear. An obvious technical solution that will significantly increase the rigidity of ship's grillage in shear and, consequently, the rigidity of the entire under torsion is the introduction of diagonal members, at least at the level of beams in the framing. Despite this, in many published works in the field of general ship hull design, as well as those dedicated to the strength of ship hulls with large deck openings under torsion, there is no information available on the possibility of using grillage with diagonal framing members. The study assessed the effectiveness of diagonal framing members in providing the rigidity of the side grillage in shear. It was shown that when installing frame diagonal members, the rigidity of the considered side grillage in shear increased by 4.82 times. This, in turn, should significantly influence the rigidity under torsion of the entire hull.

Keywords: shear deformations of grillage, diagonal members, rigidity of structures under shear.

For citation: Anatoly P. Anosov, Tatyana A. Makarova. Influence of diagonal framing members on the rigidity of the side grillage under shear. Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 44—48. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.005.

Введение

Одной из насущных проблем прочности корпусов судов с широким раскрытием палубы является обеспечение их жесткости при кручении, когда судовые перекрытия работают на сдвиг. Балки набора судовых перекрытий, как правило, пересекаются под прямыми или близкими к ним углами, образуя четырехугольные рамы, обладающие низкой сдвиговой жесткостью. Очевидным техническим решением, которое существенно повысит жесткость судовых перекрытий на сдвиг и, следовательно, жесткость всего корпуса при кручении, является введение в набор диагональных элементов, хотя бы, на уровне балок

рамного набора. Несмотря на это в множестве опубликованных работ как в области общего проектирования судовых корпусных конструкций, например [5, 6, 8, 10, 11], так и посвященных актуальным для судов с широким раскрытием палубы вопросам прочности корпусов судов при кручении [7, 9] нет какой-либо информации о возможности применения системы набора, включающей диагональные элементы.

Ясно, что введение в набор диагональных элементов создаст дополнительные конструктивные и технологические сложности.

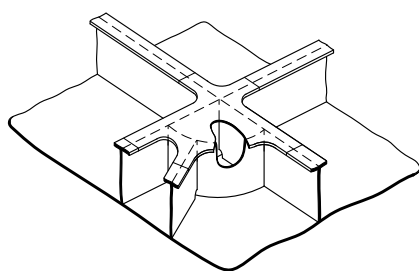
Ранее была разработана и запатентована конструкция узла пересечения балок рамного набора, содержащего диагональный элемент [1] (рис.

1, а). Цель этого технического решения состоит в исключении повышенной концентрации напряжений из-за скученности сварных швов в узле пересечения балок и в обеспечении приемлемой технологии его сборки.

В работе [2] с использованием программного комплекса SolidWorks выполнен анализ напряженного состояния упомянутого узла при различных вариантах закрепления и нагрузки, результаты расчета по одному из которых с использованием цветовой визуализации приведены на рис. 1, б).

В работе [3] проведен анализ изменения веса набора бортового перекрытия при установке диагональных балок на примере бортового перекрытия в пределах одного отсека некоего условного судна.

а)



б)

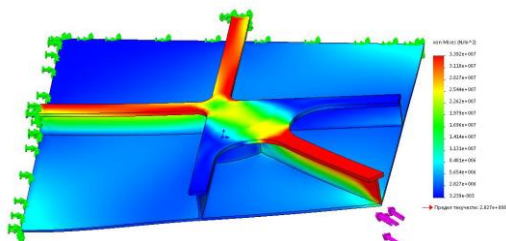


Рис. 1. Узел пересечения балок рамного набора с диагональным элементом (а) и его напряженное состояние при действии нагрузки вдоль оси последнего (б)

Показно, что увеличение веса набора перекрытия при установке диагональных балок в значительной мере компенсируется снижением размеров и, следовательно, веса балок основного набора в результате уменьшения их расчетных пролетов, исходя из условия местной прочности.

1. Постановка задачи

Цель работы состоит в оценке эффективности диагональных балок рамного набора при обеспечении жесткости бортового перекрытия на сдвиг.

В продолжение упомянутых выше исследований выполнен анализ влияния диагональных балок рамного набора бортового перекрытия (рис. 2) некоего условного судна на его сдвиговую жесткость (использована конструкция, приведенная в работе [3]). В расчетах применена стержневая идеализация перекрытия. Все рамные балки имеют одинаковое поперечное сечение площадью $A=214 \text{ см}^2$ с осевым моментом инерции $I_x=154889 \text{ см}^4$. Размеры балок, толщина обшивки и ширина ее присоединенного

пояска приняты в соответствии с правилами Российского морского регистра судоходства.

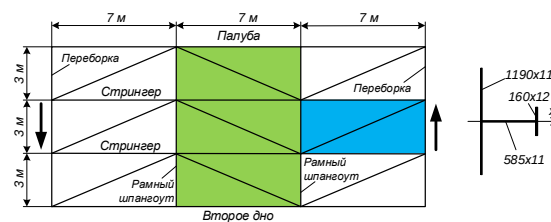


Рис. 2. Конструкция расчетного бортового перекрытия

В силу регулярности набора и для упрощения оценочных расчетов анализ выполнялся для двух вариантов фрагментов перекрытия, адекватно отражающих его работу в целом: отдельной рамы и панели перекрытия между двумя рамными шпангоутами.

2. Расчет рамы

Рассмотрена сдвиговая деформация замкнутой прямоугольной рамы (на рис. 2 выделена синим цветом). При этом в простейшем варианте не учитывалось стеснение, которое имеет место при деформировании судовых перекрытий вследствие кручения корпуса.

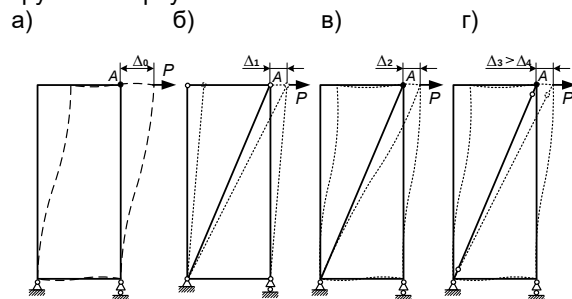


Рис. 3. Варианты расчетных схем: а – рама без диагонального элемента; б – рама с диагональным элементом с врезанными в узлы шарнирами (ферма); в – рама с диагональным элементом; г – то же с врезанными в диагональный элемент шарнирами

На рис. 3 показаны варианты расчетных схем рамы, для которых были выполнены сопоставительные расчеты (повернуты по отношению к положению рамы на рис. 2).

Расчеты ферм и статически неопределимых рам выполнены общеизвестными традиционными методами [4]: методом вырезания узлов и методом сил соответственно. Перемещения при расчете рам определялись с использованием графо-аналитической интерпретации вычисления интеграла Мора (способ Верещагина). Рассмотрены пять вариантов расчетной схемы.

1. Базовый вариант. Прямоугольная рама без диагонального элемента, характерная для традиционной конструкции, – трижды статически неопределимая рама (рис. 3, а). При указанных выше исходных данных определено линейное перемещение $\Delta_0 = 0,0659P$ (м) точки А под действием сдвигающей силы P .

2. Рама с диагональным элементом в варианте статически определимой фермы – в узлы врезаны шарниры (рис. 3, б). Перемещение точки А составило $\Delta_1 = 0,0115P$ (м).

3. Рама с диагональным элементом при жестком соединении стержней в узлах – шесть раз статически неопределимая (рис. 3, в). Перемещение точки А составило $\Delta_2 = 0,0115P$ (м).

4. Рама с диагональным элементом, в который врезаны два шарнира – четырежды статически неопределимая (рис. 3, г). Перемещение точки А составило $\Delta_3 = 0,0115P$ (м).

5. То же, что в пункте 4, но перемещение точки А вычислено с учетом осевых деформаций стержней и составило $\Delta_4 = 0,0172P$ (м).

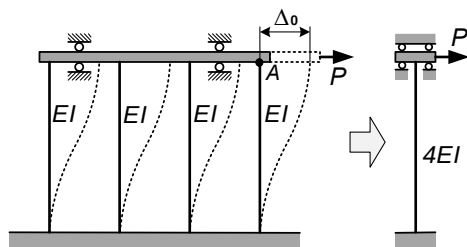
В вариантах 2-4 перемещения оказались одинаковыми, но значительно (в данном случае на 50%) меньшими, чем в варианте 5. Традиционно перемещения в рамах рассчитывают без учета осевых и сдвиговых деформаций из-за их относительной малости. Полученный результат свидетельствует о том, что при наличии в рамной конструкции треугольных контуров перемещения существенно зависят от осевых деформаций стержней, которыми в силу этого обстоятельства пренебрегать нельзя.

Для каждого варианта конструкции определено отношение $\lambda_i = \Delta_0 / \Delta_i$, которое характеризует увеличение жесткости перекрытия на сдвиг при установке диагональных балок. Для рассмотренных вариантов эти отношения соответственно $\lambda_1 = 5,73$; $\lambda_2 = 5,73$; $\lambda_3 = 5,73$; $\lambda_4 = 3,83$.

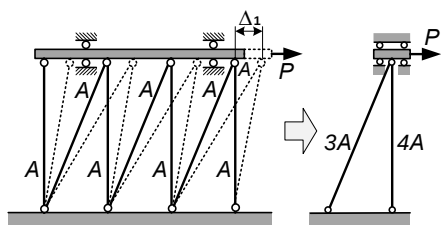
3. Расчет панели перекрытия

Аналогичные расчеты были выполнены для панели перекрытия (на рис. 2 выделена зеленым цветом) при тех же конструктивных вариантах.

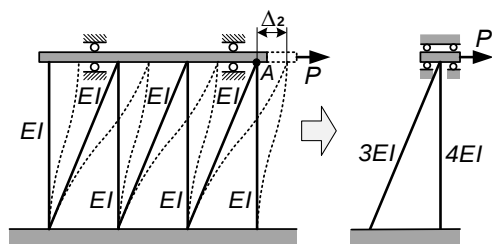
а)



б)



в)



г)

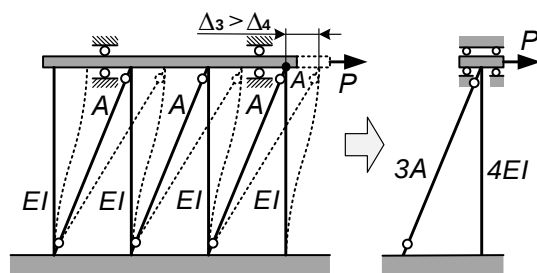


Рис. 4. Варианты расчетных схем панели перекрытия: а – рама без диагональных элементов; б – рама с диагональными элементами с врезанными в узлы шарнирами (ферма); в – рама с диагональными элементами; г – то же с врезанными в диагональные элементы шарнирами

При этом были использованы условия закрепления, позволяющие моделировать сдвиг при стесненном кручении, т.е. исключающие поворот. поперечных сечений перекрытия друг относительно друга.

На рис. 4 приведены конструктивные варианты расчетной схемы панели перекрытия и их упрощенные, благодаря регулярности набора, представления.

Рассмотрены пять вариантов расчетной схемы с конструктивными и расчетными особенностями, которые указаны выше в пунктах 1-5.

1. Как и ранее в качестве базового выбран вариант рамной конструкции без диагональных элементов (рис. 4, а). В упрощенном варианте (схема справа по стрелке) конструкция трижды статически неопределима. При указанных выше исходных данных линейное перемещение точки А под действием сдвигающей силы P составило $\Delta_0 = 0,0231P$ (м).

2. Рама с диагональными элементами (ферма) – в узлы врезаны шарниры (рис. 3, б). Перемещение точки А составило $\Delta_1 = 0,00382P$ (м).

3. Рама с диагональным элементом при жестком соединении стержней в узлах – шесть раз статически неопределимая (рис. 3, в). Перемещение точки А составило $\Delta_2 = 0,00389P$ (м).

4. Рама с диагональным элементом, в который врезаны два шарнира – четырежды статически неопределимая (рис. 3, г). Перемещение точки А составило $\Delta_3 = 0,00382P$ (м).

5. То же, что в пункте 4, но перемещение точки А вычислено с учетом осевых деформаций стержней и составило $\Delta_4 = 0,00479P$ (м).

Как и при расчете отдельной рамы (раздел 2) в вариантах 2-4 перемещения оказались практически одинаковыми, но на 25% меньшими, чем в пятом варианте, что подтверждает сделанный в разделе 2 вывод о необходимости учета осевых деформаций при расчете перемещений в стержневых системах с диагональными элементами.

Отношения $\lambda_i = \Delta_0 / \Delta_i$ для панели перекрытия, которые характеризуют увеличение жесткости перекрытия на сдвиг при установке диагональных балок, в сопоставлении с результатами расчета отдельной рамы приведены в таблице.

Оценка влияния диагональных элементов набора бортового перекрытия при расчете отдельной рамы и панели перекрытия для различных вариантов их расчетных схем.

Относительные сдвиговые перемещения λ_i

Конструкция	Варианты расчетной схемы			
	2	3	4	5
Отдельная рама (раздел 2)	5,73	5,73	5,73	3,83
Панель перекрытия (раздел 3)	6,04	5,94	6,04	4,82

Отличие сдвигового перемещения при расчете отдельной рамы и панели перекрытия лежат в пределах 5,5 % за исключением варианта, в котором при расчете перемещений учитывались осевые деформации стержней (отличие составляет 26 %).

Заключение

Проведенное исследование позволяет сделать следующие выводы.

1. При расчетах конструктивно и по размерам различных фрагментов перекрытия получены достаточно близкие результаты, что дает основание экстраполировать их на все перекрытие в целом.

2. Для предварительных оценочных расчетов вполне приемлемы сравнительно простые классические методы сопротивления материалов.

3. Расчеты подтвердили высокую эффективность использования диагональных элементов рамного набора с целью увеличения сдвиговой жесткости судовых перекрытий, а, следовательно, и судового корпуса в целом. Для рассмотренного бортового перекрытия получено почти пятикратное (4,82) ее увеличение.

4. Параметр $\lambda = 4,82$, наиболее адекватно отражающий работу конструкции с диагональными элементами, использован в последующих расчетах на кручение отсека судового корпуса

Литература

1. Узел соединения балок. Патент на изобретение № 2667203 / Д.И. Пантюшин, Д.В. Козырев, Н.И. Восковщук, А.П. Аносов. БИ №15, 27.05.2015.
2. Климов С.О., Аносов А.П., Исследование напряженного состояния узла соединения рамных балок набора, включающего диагональный элемент. Труды Крыловского государственного научного центра. 2019. Специальный выпуск 2: 43-48.
3. Аносов А.П., Макарова Т.А. Влияние диагональных элементов набора бортового перекрытия на его местную прочность и весовые характеристики. Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. 2023, № 70/71. – С. 67-80.
4. Феодосьев В.И. *Сопротивление материалов*: Учеб. для вузов. - 10-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. - 592 с.
5. Барабанов Н.В. Конструкция корпуса морских судов: Учебник. 4-е изд., перераб. и доп. В двух томах. Том 1. Общие вопросы конструирования корпуса судна. СПб.: Судостроение, 1993, 304с.
6. Барабанов Н.В. Конструкция корпуса морских судов: Учебник. 4-е изд., перераб. и доп. В двух томах. Том 2. Местная прочность и проектирование отдельных корпусных конструкций судна. СПб.: Судостроение, 1993, 336с.
7. Бойко М.С., Кутейников М.А., Одегов В.С. Основные направления совершенствования требований классификационных обществ к корпусу крупнотоннажных контейнеровозов, Судостроение 4 (815), 2014, с.20-24.
8. Бойцов Г.В., Кноринг С.Д. Прочность и работоспособность корпусных конструкций. Л.: Судостроение, 1972, 264 с.
9. Бурменский А.Д., Тарануха Н.А. Развитие и современное состояние открытых контейнеровозов. Морские интеллектуальные технологии S2, 2011, с. 49-53
10. Курдюмов А.А. Прочность корабля. Л.: Судпромгиз, 1956.
11. Правила классификации и постройки морских судов. Ч. II, «Корпус». СПб.: Российский морской регистр судоходства. 2023.

References

1. Uzel soedineniya balok. [Girder connection unit] Patent na izobretenie № 2667203 / D.I. Pantyushin, D.V. Kozyrev, N.I. Voskovshchuk, A.P. Anosov. BI №15, 27.05.2015.
2. Klimov S.O., Anosov A.P., Issledovanie napryazhennogo sostoyaniya uzla soedineniya ramnykh balok nabora, vkluychayushchego diagonal'nyy element. [Investigation of the stress state of the frame girder joint of a set including a diagonal element] Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. 2019. Spetsial'nyy vypusk 2: 43-48.
3. Anosov A.P., Makarova T.A. Vliyanie diagonal'nykh elementov nabora bortovogo perekrytiya na ego mestnuyu prochnost' i vesovye kharakteristiki. [Influence of diagonal elements of the board slab set on its local strength and weight characteristics] Nauchno-tekhnicheskii sbornik Rossiyskogo morskogo registra sudokhodstva. 2023, № 70/71. – S. 67-80.
4. Feodos'ev V.I. Soprotivlenie materialov: Ucheb. dlya vuzov. [Resistance of Materials: Textbook for Universities] - 10-e izd., pererab. i dop. M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 1999. - 592 s.
5. Barabanov N.V. Konstruktsiya korpusa morskikh sudov: Uchebnik. [Hull structure of marine vessels: Textbook.] 4-e izd., pererab. i dop. V dvukh tomakh. Tom 1. Obshchie voprosy konstruirovaniya korpusa sudna. [Volume 1. General issues of ship hull design.] SPb.: Sudostroenie, 1993, 304s.

6. Barabanov N.V. Konstruktsiya korpusa morskikh sudov: Uchebnik. [Hull structure of marine vessels: Textbook.] 4-e izd., pererab. i dop. V dvukh tomakh. Tom 2. Mestnaya prochnost' i proektirovanie otdel'nykh korpusnykh konstruktsiy sudna. [Volume 2. Local strength and design of individual ship hull structures.] SPb.: Sudostroenie, 1993, 336s.
7. Boyko M.S., Kuteynikov M.A., Odegov V.S. Osnovnye napravleniya sovershenstvovaniya trebovaniy klassifikatsionnykh obshchestv k korpusu krupnotonnazhnykh konteynerovozov, [Main directions of improvement of requirements of classification societies to the hull of large-capacity container ships] Sudostroenie 4 (815), 2014, s.20-24.
8. Boytsov G.V., Knoring S.D. Prochnost' i rabotosposobnost' korpusnykh konstruktsiy. [Strength and serviceability of hull structures] L.: Sudostroenie, 1972, 264 s.
9. Burmenskiy A.D., Taranukha N.A. Razvitie i sovremennoe sostoyanie otkrytykh konteynerovozov. [Development and current status of open container ships] Morskie intellektual'nye tekhnologii S2, 2011, s. 49-53
10. Kurdyumov A.A. Prochnost' korablya. [Ship's strength] L.: Sudpromgiz, 1956.
11. Pravila klassifikatsii i postroyki morskikh sudov. Ch. II, [Rules for Classification and Construction of Naval Vessels. PART II] «Korpus». SPb.: Rossiyskiy morskoy registr sudokhodstva. 2023.

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

Аносов Анатолий Петрович, доктор технических наук, профессор, профессор Департамента морской техники и транспорта Политехнического института (Школы), Дальневосточного федерального университета, г.Владивосток, Россия; SPIN: 6877-7763, AuthorID: 260719; e-mail: anosov49@mail.ru

Anatoly P. Anosov, Dr. Sci. (Eng), Professor, Professor of the Department of Marine Engineering and Transport, Polytechnic Institute (School), Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia; SPIN: 6877-7763, AuthorID: 260719; e-mail: anosov49@mail.ru

Макарова Татьяна Анатольевна, ассистент Департамента морской техники и транспорта Политехнического института (Школы), Дальневосточного федерального университета, г.Владивосток, Россия e-mail: makarova_tanya_2000@mail.ru

Tatyana A. Makarova, assistant, Department of Marine Engineering and Transport, Polytechnic Institute (School), Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia, e-mail: makarova_tanya_2000@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 18.04.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 31.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 05.06.2024.

Научная статья

УДК 629.072.22

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.006>

Влияние бортовых перекрытий, подкрепленных диагональными балками рамного набора, на жесткость корпуса судна при кручении

Аносов А.П.¹ anosov49@mail.ru, Макарова Т.А.¹ makarova_tanya_2000@mail.ru¹Дальневосточный федеральный университет (ДФУ), Владивосток, РФ

Аннотация. Жесткость корпуса при кручении определяется жесткостью на сдвиг входящих в его состав перекрытий. Ранее было показано, что при установке рамных диагональных балок жесткость бортового перекрытия на сдвиг увеличилась в 4,82 раза. Столь значительное увеличение жесткости каждого из двух бортовых перекрытий должно существенно повлиять на жесткость корпуса судна в целом. Цель работы состоит в оценке влияния бортовых перекрытий с диагональными элементами рамного набора на сопротивление корпуса судна в целом деформациям при кручении. Рассмотрено несколько конструктивных вариантов бортовых перекрытий судна с широким раскрытием палубы, а также вариантов их расчетных схем. Выполненные расчеты показали, что жесткость на кручение корпуса судна с широким раскрытием палубы и двойными бортами при установке в последних диагональных балок рамного набора увеличивается приблизительно в три раза. В такой же мере уменьшаются углы закручивания корпуса. Используются приближенные, но широко апробированные методики, обеспечивающие достаточную для сравнительных оценочных расчетов.

Ключевые слова: кручение корпуса судна, жесткость корпуса на кручение, диагональные элементы рамного набора.

Для цитирования: Аносов А.П., Макарова Т.А. Влияние бортовых перекрытий, подкрепленных диагональными балками рамного набора, на жесткость корпуса судна при кручении. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 49—53. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.006.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.006>

The influence of side grillages, supported with diagonal framing members, on the hull rigidity under torsion

Anatoly P. Anosov¹ anosov49@mail.ru, Tatyana A. Makarova¹ makarova_tanya_2000@mail.ru¹Far Eastern Federal University (FEFU), Vladivostok, Russian Federation

Abstract. The rigidity of the hull under torsion is determined by the shear rigidity of the grillages included in its structure. It was previously shown that by installing framing diagonal members, the rigidity of the side grillage in shear increased by 4.82 times. Such a significant increase in rigidity of each of the two side grillage should significantly impact the overall rigidity of the ship's hull. The objective of the study is to evaluate the influence of side grillage with diagonal framing members on the overall resistance of the ship's hull to deformation under torsion. Several structural options of side grillage with large deck openings were considered, as well as variants of their analytical schemes. The calculations carried out have shown that the torsional rigidity of the ship's hull with large deck openings and double skin side increases approximately threefold when diagonal framing members are installed in the latter. At the same time, the torsion angles of the hull are reduced to a similar extent. Approximate but widely tested methods were used, providing sufficient accuracy for comparative estimative calculations.

Keywords: torsion of the ship's hull, hull rigidity under torsion, diagonal framing members

For citation: Anatoly P. Anosov, Tatyana A. Makarova. The influence of side grillages, supported with diagonal framing members, on the hull rigidity under torsion. Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 49—53. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.006.

Введение

Жесткость корпуса при кручении зависит от жесткости на сдвиг входящих в его состав перекрытий. В свою очередь сдвиговая жесткость судовых перекрытий определяется их конструкцией, в частности, системой набора. Вопросам прочности и жесткости корпусов судов при кручении посвящено большое количество публикаций. Некоторые из них упомянуты в библиографическом списке [1-9]. Ни в одной из известных авторам этой статьи работ нет упоминания об использовании в наборе перекрытий диагональных балок для увеличения их сдвиговой

жесткости, хотя это техническое решение кажется очевидным.

Для анализа был использован отсек условного судна ($L \times B \times D = 120 \times 20 \times 10$ м) с полным раскрытием палубы в нескольких конструктивных вариантах. Для упрощения предварительных расчетов все перекрытия — днище и второе дно, наружный и внутренний борта — приняты конструктивно одинаковыми и рассматриваются как пластины, эквивалентные перекрытиям с точки зрения сдвиговой жесткости. Отношение ширины отсека к высоте борта равно 2. В сравнительных расчетах угла закручивания отсека за базу принят исходный

вариант его конструкции, т.е. с неподкрепленными диагональными балками бортовыми перекрытиями.

Ранее на примере бортового перекрытия упомянутого условного судна было показано, что сдвиговая деформация неподкрепленного перекрытия Δ после установки диагональных балок уменьшается в 4,82 раза до величины Δ' , т.е. $\lambda = \Delta/\Delta' = 4,82$.

1. Постановка задачи

Цель работы состоит в оценке влияния бортовых перекрытий с диагональными элементами рамного набора на сопротивление отсека корпуса судна деформациям при кручении. Эта оценка носит предварительный характер и потому для сокращения вычислений использована упрощенная, но общепризнанная методика расчетов на кручение тонкостенных открытых профилей [10]. Кроме того, не учитывается сдвиговая жесткость поперечных переборок. Такой подход вполне приемлем, когда речь идет о сравнительных расчетах, при которых погрешности вычислений для сравниваемых объектов имеют одинаковый характер и величину.

На рис. 1 применительно к упомянутому судну показан характер деформирования отдельного отсека при кручении корпуса.

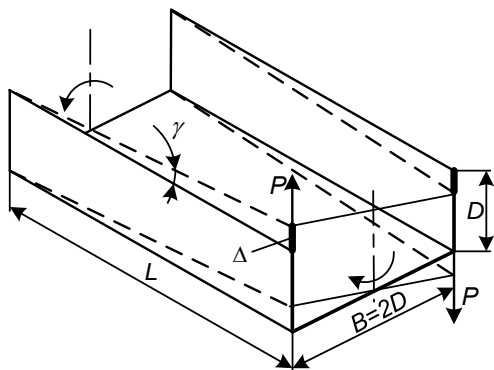


Рис. 1. Характер деформирования отдельного отсека при кручении корпуса судна

Для перекрытия без диагональных балок, представленного эквивалентной пластиной толщиной δ и шириной b , угол сдвига в соответствии с законом Гука (см также рис. 1)

$$\gamma = \tau/G = P/AG = \Delta/l, \quad (1)$$

где A и G – площадь поперечного сечения и модуль сдвига. После установки диагональных балок площадь сечения эквивалентной пластины A увеличивается до величины A' и угол сдвига

$$\gamma' = P/A'G = \Delta'/l. \quad (2)$$

Надо иметь в виду, что ни A , ни A' не являются площадями сечений в буквальном смысле слова, а представляют собой геометрический эквивалент эффекта сопротивления сдвигу, который возникает вследствие установки того или иного набора. Отношение углов сдвига неподкрепленного и подкрепленного диагональными балками перекрытия

$$\gamma/\gamma' = A'/A = \Delta/\Delta' = \lambda, \quad (3)$$

то есть

$$A' = \lambda A. \quad (4)$$

Угол закручивания тонкостенного открытого профиля [1], которым является отсек корпуса судна с широким раскрытием палубы,

$$\varphi_{OT} = M_K l / GI_{KOT}, \quad (5)$$

где $I_{KOT} = \alpha \sum I_{Ki}$ – момент инерции сечения отсека при кручении; $I_{Ki} = \delta_i^3 b_i / 3$ – моменты инерции при кручении отдельных пластин (перекрытий); δ_i и b_i – условные толщины и ширины пластин; α – коэффициент, учитывающий форму профиля отсека.

Имея в виду, что площадь сечения отдельной пластины (перекрытия) $A_i = \delta_i b_i$, ее момент инерции при кручении

$$I_{Ki} = A_i \delta_i^2 / 3 \quad (6)$$

Тогда для перекрытия с диагональными балками $I'_{Ki} = A'_i \delta_i^2 / 3$ или с учетом (4)

$$I'_{Ki} = \lambda A_i \delta_i^2 / 3 = \lambda \delta_i^3 b_i / 3 = \lambda I_{Ki}. \quad (7)$$

Таким образом, момент инерции при кручении сечения отсека с установленными в бортовых перекрытиях диагональными балками

$$I'_{KOT} = \alpha \sum \lambda_i \delta_i^3 / 3, \quad (8)$$

где $\lambda_i = 1$ для днищевых перекрытий, а $\lambda_i = 4,82$ в рамках решаемой задачи для бортовых перекрытий.

Далее определены относительные углы закручивания отсека

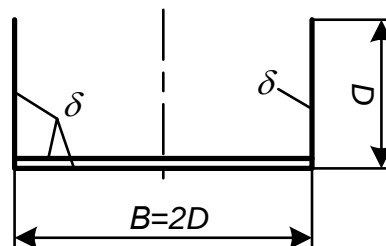
$$\psi = \varphi_{OT} / \varphi'_{OT} = I'_{KOT} / I_{KOT} \quad (9)$$

для пяти различных конструктивных вариантов расчетных схем отсека.

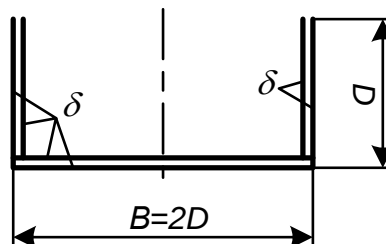
2. Углы закручивания отсека корпуса при его различных конструктивных вариантах

На рис. 2 представлены варианты расчетной схемы отсека корпуса судна. Длина отсека $L = 21$ м, $B = 20$ м, $D = 10$ м.

а)



б)



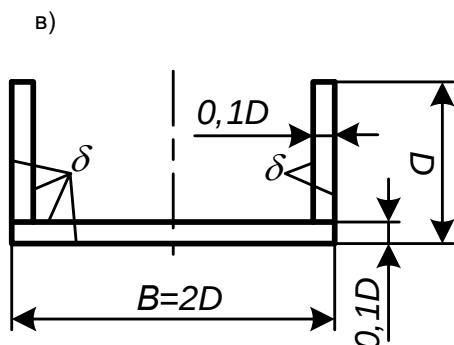


Рис. 2. Варианты расчетной схемы отсека: а – одинарные борта и двойное дно; б – двойные борта и двойное дно (в первых двух вариантах двойное дно и двойные борта рассматриваются как две расположенные рядом пластины); в – двойные борта и двойное дно, представленные замкнутыми коробчатыми профилями

Для двойных бортов и двойного дна рассматривались по два варианта соединения входящих в их состав перекрытий – отсутствие соединения и жесткое соединение внутренним набором. На самом деле в силу конечной жесткости внутреннего набора соединение является податливым и результат расчетов лежит внутри указанного диапазона. Кроме того, рассмотрен вариант, когда двойное дно и двойные борта представлены тонкостенными замкнутыми профилями.

Далее рассмотрены пять конструктивных вариантов отсека с диагональными элементами в составе бортовых перекрытий в сравнении с их аналогами без диагональных элементов.

1. Отсек с одинарными бортами и двойным дном (рис. 2, а). Днище и второе дно не связаны друг с другом. Здесь и далее расчет выполнен с использованием зависимости (8). При отсутствии диагональных элементов в наборе бортовых перекрытий $\lambda_i = 1$ для борта и для днища. Тогда

$$I_K = \frac{\alpha}{3} (2\delta^3 H + 2\delta^3 B) = \frac{\alpha}{3} (2\delta^3 H + 2\delta^3 2H) = 2\alpha\delta^3 H.$$

При наличии диагональных элементов в наборе бортовых перекрытий

$$I'_K = \frac{\alpha}{3} (2 \cdot 4,82\delta^3 H + 2\delta^3 2H) = 4,55\alpha\delta^3 H$$

Таким образом, после установки диагональных элементов в бортовых перекрытиях жесткость отсека на кручение увеличилась в (9)

$$\psi = \frac{I'_K}{I_K} = \frac{\varphi}{\varphi'} = \frac{4,55\alpha\delta^3 H}{2\alpha\delta^3 H} = 2,28 \text{ раза,}$$

то есть в такой же мере при прочих равных условиях уменьшится угол закручивания.

2. Отсек с одинарными бортами и двойным дном. Днище и второе дно жестко соединены друг с другом (рис. 2, а). При отсутствии диагональных элементов в наборе бортовых перекрытий

$$I_K = \frac{\alpha}{3} (2\delta^3 H + (2\delta)^3 B) = \frac{\alpha}{3} (2\delta^3 H + (2\delta)^3 2H) = 6\alpha\delta^3 H.$$

После установки диагональных элементов в бортовых перекрытиях получим

$$I'_K = \frac{\alpha}{3} (2 \cdot 4,82\delta^3 H + (2\delta)^3 2H) = 8,55\alpha\delta^3 H.$$

Следовательно

$$\psi = \frac{I'_K}{I_K} = \frac{\varphi}{\varphi'} = \frac{8,55\alpha\delta^3 H}{6\alpha\delta^3 H} = 1,43.$$

Для рассмотренного конструктивного варианта реальное увеличение жесткости отсека, с учетом податливости на сдвиг междудонного набора лежит в диапазоне

$$\psi = \frac{I'_K}{I_K} = \frac{\varphi}{\varphi'} = 1,43 \div 2,28.$$

3. Отсек с двойными бортами и двойным дном. Наружный и внутренний борта, а также днище и второе дно не связаны друг с другом соответственно. При отсутствии диагональных элементов

$$I_K = \frac{\alpha}{3} (4\delta^3 H + 2\delta^3 B) = \frac{\alpha}{3} (4\delta^3 H + 2\delta^3 2H) = 2,67\alpha\delta^3 H.$$

После установки диагональных элементов в бортовых перекрытиях получим

$$I'_K = \frac{\alpha}{3} (4 \cdot 4,82\delta^3 H + 2\delta^3 2H) = 7,76\alpha\delta^3 H.$$

Следовательно

$$\psi = \frac{I'_K}{I_K} = \frac{\varphi}{\varphi'} = \frac{7,76\alpha\delta^3 H}{2,67\alpha\delta^3 H} = 2,91.$$

4. Отсек с двойными бортами и двойным дном. Наружный и внутренний борта, а также днище и второе дно жестко связаны друг с другом набором междубортного пространства и междудонным набором соответственно. При отсутствии диагональных элементов имеем

$$I_K = \frac{\alpha}{3} (2(2\delta)^3 H + (2\delta)^3 B) = \frac{\alpha}{3} (2(2\delta)^3 H + (2\delta)^3 2H) = 10,67\alpha\delta^3 H$$

После установки диагональных элементов в бортовых перекрытиях получим

$$I'_K = \frac{\alpha}{3} (2 \cdot 4,82(2\delta)^3 H + (2\delta)^3 2H) = 35,89\alpha\delta^3 H.$$

Следовательно

$$\psi = \frac{I'_K}{I_K} = \frac{\varphi}{\varphi'} = \frac{35,89\alpha\delta^3 H}{10,67\alpha\delta^3 H} = 3,36.$$

Таким образом, учет связи между перекрытиями двойного борта и между перекрытиями двойного дна существенно увеличивает величину жесткости корпуса на кручение и при отсутствии диагональных элементов набора, и при их наличии (в обоих случаях приблизительно в 4 раза). Однако, если в случае одинарного борта при учете или неучете связи между перекрытиями двойного дна отношение жесткостей корпуса на кручение составляло соответственно 1,43 и 2,27, то в случае двойного борта и двойного дна эти отношения по величине ближе друг к другу и составляют 3,36 и 2,91 соответственно. Видно, что установка диагональных элементов набора при наличии двойного борта существенно эффективнее с точки зрения увеличения жесткости корпуса на кручение, чем при одинарном борте.

5. Отсек с двойными бортами и двойным дном. Двойные борта и двойное дно рассматриваются как тонкостенные брусья замкнутого профиля (рис. 2, в).

В данном случае, как и в предыдущих расчетах, будем исходить из того, что общая жесткость при кручении составного профиля, которым является

отсек корпуса судна, равна сумме жесткостей входящих в его состав элементов [10], то есть $I_{КОТ} = \alpha \sum I_{Ki}$. Этими элементами являются два двойных борта и двойное дно, но в отличие от предыдущих расчетов эти конструкции рассматриваются как тонкостенные замкнутые профили.

При принятом допущении, что перекрытия конструктивно и по размерам элементов набора одинаковы для определения угла закручивания тонкостенного замкнутого профиля справедлива формула [10]

$$\varphi = \frac{M_K l s}{4 f^2 G \delta}, \quad (10)$$

где M_K – крутящий момент; l – длина отсека; s – длина замкнутого контура; f – площадь контура, ограниченного его серединной линией; G – модуль сдвига; δ – постоянная по периметру толщина стенки. При этом в силу относительно малых толщин стенок длины замкнутых контуров принимаем равными их внешним периметрам, а площади серединных контуров – равными площадям прямоугольников, которые ограничены габаритами. Толщинами стенок считаем толщины эквивалентных перекрытиям с набором пластин

Приравнявая выражения (5) и (10), получим

$$\frac{M_K l s}{4 f^2 G \delta} = \frac{M_K l}{G I_{КОТ}},$$

откуда

$$I_{КОТ} = \frac{4 f^2 \delta}{s}. \quad (11)$$

Момент инерции при кручении сечения отсека без диагональных элементов в бортовых перекрытиях.

а. Бортовой блок (двойной борт):
площадь контура (рис. 2, в)

$$f_B = (H - 0,1H)0,1H = 0,099H^2;$$

периметр контура

$$s_B = 2(0,9H + 0,1H) = 2H;$$

момент инерции блока двойного борта (11)

$$I_{KB} = \frac{4(0,099H^2)^2 \delta}{2H} = 0,0196H^3 \delta.$$

б. Двойное дно:
площадь контура

$$f_D = 0,1H \cdot 2H = 0,2H^2;$$

периметр контура

$$s_D = 2(2H + 0,1H) = 4,2H;$$

момент инерции блока двойного дна

$$I_{KD} = \frac{4(0,2H^2)^2 \delta}{4,2H} = 0,0381H^3 \delta.$$

в. Суммарный момент инерции сечения отсека

$$I_{КОТ} = \alpha \sum I_{Ki} = \alpha (2I_{KB} + I_{KD}) = \alpha (2 \cdot 0,0196H^3 \delta + 0,0381H^3 \delta) = 0,0773\alpha H^3 \delta.$$

Момент инерции при кручении сечения отсека с диагональными элементами в бортовых перекрытиях.

а. Бортовой блок (двойной борт) при тех же площади и периметре контура, имея в виду, что вследствие установки диагональных элементов набора в 4,82 раза увеличивается площадь сечения условных пластин внешнего и внутреннего бортов $0,9H\delta$, то есть

$$I_{KB} = \frac{4(0,099H^2)^2 \delta}{2H} = 0,0196H^3 \delta = \frac{0,0196H^2}{2 \cdot 0,9} \cdot 2 \cdot 4,82 \cdot 0,9H\delta = 0,0945H^3 \delta.$$

б. Двойное дно остается неизменным, то есть

$$I'_{KD} = I_{KD} = 0,0381H^3 \delta.$$

в. Суммарный момент инерции сечения отсека

$$I'_{КОТ} = \alpha \sum I'_{Ki} = \alpha (2I'_{KB} + I'_{KD}) = \alpha (2 \cdot 0,0945H^3 \delta + 0,0381H^3 \delta) = 0,2271\alpha H^3 \delta.$$

Увеличение жесткости отсека корпуса при кручении после установки в бортовых перекрытиях диагональных элементов

$$\psi = \frac{I'_{K}}{I_K} = \frac{\varphi}{\varphi'} = \frac{0,2271\alpha H^3 \delta}{0,0773\alpha H^3 \delta} = 2,94.$$

Сводные данные расчетов по всем рассмотренным конструктивным вариантам приведены в таблице.

Сводные данные по увеличению жесткости отсека корпуса при кручении вследствие установки в бортовых перекрытиях диагональных элементов рамного набора при различных конструктивных вариантах

Увеличение жесткости при кручении	Конструктивные варианты				
	1	2	3	4	5
Параметр ψ	2,28	1,43	2,91	3,36	2,94

Закключение

Видно, что при наличии двойных бортов для различных вариантов расчетной схемы (3-5 варианты; см. таблицу) получились достаточно близкие результаты – расхождение лежит в пределах 15%. Наиболее точно моделирующим реальную конструкцию представляется пятый вариант, в котором двойные борта и двойное дно рассмотрены, как тонкостенные замкнутые профили. В этом случае при установке в бортовых перекрытиях диагональных элементов набора жесткость отсека увеличивается почти в 3 раза. Реальный эффект может быть несколько выше, так как в данном расчете не учитывался междубортный набор. В вариантах одинарного борта (1-2 варианты) увеличение жесткости отсека при кручении лежит в диапазоне 1,43-2,28.

Таким образом, установка диагональных балок рамного набора в бортовых перекрытиях существенно увеличивает жесткость корпуса судна при кручении.

Литература

1. Короткин Я.И. Вопросы прочности морских транспортных судов. Л.: Судостроение, 1965. 388 с.
2. Короткин Я.И. Прочность корабля.. Л.: Судостроение, 1974. 432 с.
3. Новиков В.В., Герман А.П. Расчетный анализ напряженного состояния корпуса судна при кручении. Вестник Инженерной школы ДВФУ. 2014. №2 (19).
4. Бойцов Г.В., Палий О.М. Прочность и конструкция корпуса судов новых типов. Л.: Судостроение, 1979. 359 с.
5. Герман А.П., Новиков В.В., Шемендюк Г.П. Вопросы прочности судов открытого типа. Вестник Инженерной школы ДВФУ. 2013. № 2. С. 98–109.
6. Давыдов В.В. Прочность корпуса при скручивании. М.: Речной транспорт, 1955. 315 с.
7. Давыдов В.В., Маттес Н.В., Сиверцев И.Н., Трянин И.И. Прочность судов внутреннего плавания: справочник. Изд. 3-е. М.: Транспорт, 1978. 520 с.
8. Путов Н.Е. Проектирование конструкций корпуса морских судов. Ч. 2. Л.: Судостроение, 1977. 424 с.
9. Shade H.A., The ship girder with multiple hatch openings under torsion, Journ. of ship Research. 1961; June:9-12.
10. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. - 10-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана,. 1999. - 592 с.

References

1. Korotkin Ya.I. Problems of Strength of Sea Transport Vessels. L.: Sudostroenie, 1965. 388 c.
2. Korotkin Ya.I. Strength of a ship. L.: Sudostroenie, 1974. 432 c.
3. Novikov V.V., German A.P. Calculated analysis of a stressed state of a ship hull at torsion. Bulletin of FEFU Engineering School. 2014. №2 (19).
4. Boytsov G.V., Paliy O.M. Strength and design of the hull of new types of ships. L.: Sudostroenie, 1979. 359 c.
5. German A.P., Novikov V.V., Shemendyuk G.P. Strength Problems of Open Type Ships. Bulletin of Engineering School of FEFU. 2013. № 2. C. 98-109.
6. Davydov V.V. Strength of the hull under torsion. Moscow: River Transport, 1955. 315 c.
7. Davydov V.V., Mattes N.V., Sivertsev I.N., Tryanin I.I. Strength of inland waterway vessels: reference book. Ed. 3rd. Moscow: Transport, 1978. 520 c.
8. Putov N.E. Designing of marine ship hull structures. Part 2. L.: Sudostroenie, 1977. 424 c.
9. Shade H.A., The ship girder with multiple hatch openings under torsion, Journ. of ship Research. 1961; June:9-12.
10. Feodosiev V.I. Resistance of Materials: Textbook for Higher Education Institutions. - 10th ed., rev. and supplement. M.: Bauman MSTU Publishing House. 1999. - 592 c.

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

Аносов Анатолий Петрович, доктор технических наук, профессор, профессор Департамента морской техники и транспорта Политехнического института (Школы), Дальневосточного федерального университета, г. Владивосток, Россия; SPIN: 6877-7763, AuthorID: 260719; e-mail: anosov49@mail.ru

Anatoly P. Anosov, Dr. Sci. (Eng), Professor, Professor of the Department of Marine Engineering and Transport, Polytechnic Institute (School), Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia; SPIN: 6877-7763, AuthorID: 260719; e-mail: anosov49@mail.ru

Макарова Татьяна Анатольевна, ассистент Департамента морской техники и транспорта Политехнического института (Школы), Дальневосточного федерального университета, г. Владивосток, Россия e-mail: makarova_tanya_2000@mail.ru

Tatyana A. Makarova, assistant, Department of Marine Engineering and Transport, Polytechnic Institute (School), Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russia, e-mail: makarova_tanya_2000@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 18.04.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 31.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 05.06.2024.

Научная статья

УДК 629.5.015.22

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.007>

Численный метод расчета силы сопротивления воды при движении погруженных и полупогруженных тел различных форм

Родионов А.А.¹ rodionovsmk@yandex.ru, Карпенко Е.А.¹ evgeniakappenko@gmail.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Мерой повреждения при навигационных авариях столкновения судов является кинетическая энергия таранящего судна, которая расходуется в том числе и на придание движения первоначально неподвижному таранимому судну. Уточнению этого явления посвящена работа. Предложена модельная задача поступательного движения подводной части корпуса судна в воде под действием внешней силы постоянной величины. Корпус судна ниже ватерлинии моделируется твердым цилиндрическим телом, движение рассматривается в рамках плоской задачи. Форма контура подводной части корпуса судна представлена как простыми геометрическими фигурами: прямоугольником, кругом и эллипсом, так и близкими к реальным формам поперечных сечений судовых корпусов. В работе использован численный метод крупных частиц для расчета силы сопротивления воды и поиска присоединенной массы тела. Приведены графики, демонстрирующие влияние присоединенной массы тела при движении в стационарном режиме. Численные результаты получения присоединенных масс для тел различных геометрических форм, полностью погруженных и полупогруженных в воду, сравниваются с аналитическими решениями, подтвержденными экспериментами. Хорошая корреляция построенных решений с имеющимися аналитическими результатами свидетельствует о достоверности и целесообразности применения метода при определении силы сопротивления воды при аварийных столкновениях судов.

Ключевые слова: столкновение судов, численный метод; сила сопротивления воды; плоская задача; движение твердого тела в жидкости; метод крупных частиц; присоединенные массы тел.

Для цитирования: Родионов А.А., Карпенко Е.А. Численный метод расчета силы сопротивления воды при движении погруженных и полупогруженных тел различных форм. Морские интеллектуальные технологии 2024. № 3 часть 2, С. 54—60. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.007.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.007>

Numerical method for calculating the resistance force of water during the movement of submerged and semi-submerged bodies of various shapes

Alexander A. Rodionov¹ rodionovsmk@yandex.ru, Evgeniya A. Karpenko¹ evgeniakappenko@gmail.ru¹St. Petersburg state marine technical University, Russian Federation

Abstract. The measure of damage in navigational accidents of ship collisions is the kinetic energy of the ramming vessel, which is spent, among other things, on giving motion to the initially stationary rammed vessel. The work is devoted to clarifying this phenomenon. A model problem of the translational motion of the underwater part of the hull in the water under the action of an external force of constant magnitude is proposed. The hull of the vessel below the waterline is modeled by a solid cylindrical body, the movement is considered within the framework of a flat problem. The shape of the contour of the underwater part of the ship's hull is represented by simple geometric shapes: a rectangle, a circle and an ellipse, as well as close to the real shapes of the cross sections of ship hulls. The paper uses the numerical method of large particles to calculate the water resistance force and search for the attached body mass. Graphs are presented demonstrating the effect of the attached body weight when moving in stationary mode. Numerical results of obtaining attached masses for bodies of various geometric shapes, fully immersed and semi-immersed in water, are compared with analytical solutions confirmed by experiments. A good correlation of the constructed solutions with the available analytical results indicates the reliability and expediency of using the method in determining the strength of water resistance in emergency ship collisions.

Key words: ship collision, numerical method; water resistance force; plane problem; motion of a solid body in a liquid; large particle method; attached body masses.

For citation: Alexander A. Rodionov, Evgeniya A. Karpenko, Numerical method for calculating the resistance force of water during the movement of submerged and semi-submerged bodies of various shapes, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 54—60. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.007.

Введение

Оценка аварийной прочности судов является важной проблемой обеспечения безопасности на море. Наиболее частыми навигационными авариями остаются столкновения судов [1],[2]. Экстремальным сценарием столкновения является таран в борт в

районе миделевого сечения. Мерой повреждений здесь выступает кинетическая энергия таранящего судна, которая расходуется на деформирование таранимого судна, на деформирование таранящего судна, на придание движения первоначально неподвижному таранимому судна [3],[4].

Здесь важно оценивать все эти составляющие с адекватной точностью. Работа посвящена моделированию силы сопротивления воды таранимого судна при начале движения его после бортового тарана.

В научно-технической литературе одним из вариантов моделирования силы сопротивления водной среды является увеличение массы движимого в воде судна на величину, зависящую от формы и размеров корпуса. Данная постоянная величина определяется присоединенной массой жидкости для движущегося тела [5]. Часто в расчетах форму поперечного сечения подводной части судна моделируют простыми геометрическими фигурами [5,6]: эллипсом, кругом, прямоугольником, - параметры которых зависят от осадки, ширины и площади погруженной части. При необходимости достижения более высокой точности расчетов силы сопротивления воды используются более сложные процедуры [7,8].

В программных комплексах, ориентированных на метод конечных элементов, расчет сопротивления водной среды движению судна требует значительных вычислительных ресурсов. Для оценки достоверности получаемых решений задачи необходимы данные натурных экспериментов или результаты, полученные на основе альтернативных численных или аналитических методов.

В качестве такового предлагается использовать метод крупных частиц [9,10].

В данной работе корпус судна моделируется твердым телом постоянного поперечного сечения. Форма контура подводной части корпуса судна представлена как простыми геометрическими фигурами: прямоугольником, кругом и эллипсом, так и приближенными к формам поперечных сечений судовых корпусов. Тело движется поступательно, перпендикулярно собственной оси, под действием внешней силы постоянного значения. Поскольку длина моделируемого корпуса значительно превышает высоту осадки, значение погонной силы сопротивления со стороны воды определяется в рамках плоской задачи: значение силы сопротивления одинаково во всех поперечных сечениях.

1. Постановка задачи поиска силы сопротивления при движении твердого тела в жидкости под действием внешней силы

Модельная задача рассматривается в следующей постановке: абсолютно твердое удлиненное тело постоянного поперечного сечения сечениями в виде прямоугольника со сторонами $2a$ и $2b$, или эллипса с полуосями a и b , полностью погружено в воду.

Под действием приложенной поперечной силы постоянной интенсивности F_0 тело с погонной массой m начинает движение, подчиняющееся уравнению:

$$\ddot{x}(t) = (F_0 - F_c) / m. \quad (1)$$

Здесь F_c – погонная сила сопротивления жидкости, которая может быть определена путем интегрирования давлений, действующих на контур поперечного сечения.

Давления для плоской задач обтекания контура подчиняются уравнениям гидродинамики:

сохранения массы и импульса при движении сжимаемой жидкости [5]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial y} + u \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0. \quad (4)$$

Здесь $u(x, t)$ – компонента скорости движения жидкости по оси абсцисс; $v(x, t)$ – компонента скорости движения жидкости по оси ординат; $\rho(x, y, t)$ – плотность жидкости; $p(x, y, t)$ – давление в жидкости. Уравнение состояния жидкости в форме Тэта [5]:

$$p(\rho) = p_0 + \frac{c_0^2}{n} \left(\frac{\rho^n - \rho_0^n}{\rho_0^{n-1}} \right), \quad (5)$$

где ρ_0 – плотность жидкости в нормальных условиях, c_0 – скорость звука в жидкости, p_0 – гидростатическое давление, n – константа, равная 7,15 [5].

На границах подвижного контура ставится условие непротекания: сохраняется равенство нормальных составляющих скорости и давлений.

Система уравнений (2) – (5) решаются численно с помощью модификации метода крупных частиц для подвижного контура [11].

Для учета движения контура в жидкости, на его границах вводятся лагранжевы ячейки, объем которых изменяется в соответствии с движением погруженного твердого тела и учитывается в процессе определения параметров на заключительном этапе метода крупных частиц [11]. Схема построения разностной сетки в системе координат представлена на рисунке 1.

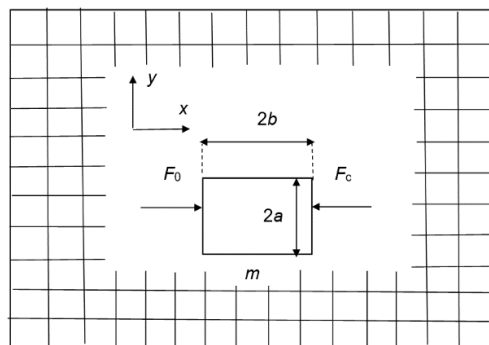


Рис.1 Схема численного расчета силы сопротивления при движении поперечного сечения прямоугольной формы в жидкости

Результаты расчётов погонной силы сопротивления воды для полностью погруженного тела прямоугольного сечения с соотношением горизонтальной и вертикальной сторон b/a , равной 0,5 и 1,5 представлены на рисунке 2. По оси абсцисс отложено безразмерное время τ :

$$\tau = \frac{t c_0}{a}. \quad (6)$$

Расчеты показали, что по завершении переходных динамических процессов, твердое тело движется с постоянным ускорением. Это означает, что в стационарном режиме значение силы сопротивления стабилизируется постоянным, что эквивалентно увеличению массы твердого тела на величину, называемую присоединенной массой $M_{пр}$, определяемой следующим образом:

$$w = \frac{F_0 - F_c}{m} = \frac{F_0}{m + M_{пр}}, \quad (7)$$

откуда:

$$M_{пр} = \frac{F_0}{w} - m, \quad (8)$$

где w – ускорение тела в стационарном режиме движения.

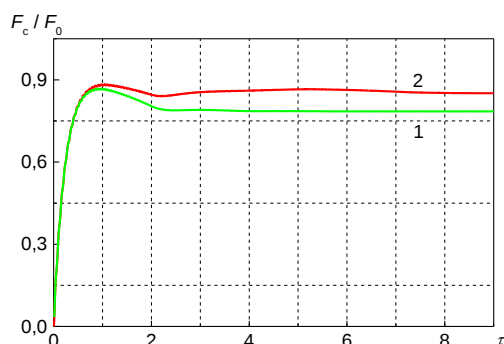


Рис. 2 Изменение силы сопротивления от времени для прямоугольного сечения при b/a , равного 0,5 (кривая 1) и 1,5 (кривая 2)

2. Результаты вычисления силы сопротивления и присоединенных масс при движении полностью погруженных в жидкость тел различных форм

В научно-технической литературе величину присоединенной массы принято соотносить с величиной вытесненной массы воды кругом радиуса a , умноженной на коэффициент μ , зависящий от геометрических характеристик тела [5,6].

$$M_{пр} = \pi \cdot \rho_0 \cdot a^2 \cdot \mu. \quad (9)$$

Принимая во внимание (8) и (9), значение коэффициента μ находится по формуле:

$$\mu = \frac{F_0 - m \cdot w}{\pi \cdot \rho_0 \cdot a^2 \cdot w}. \quad (10)$$

В таблице 1 приведены значения коэффициентов μ для присоединенных масс прямоугольных тел с соотношением сторон b/a в диапазоне 0,1 – 2,0. Аналитические значения коэффициентов присоединенных масс, подтвержденных экспериментами, приведены в работах [5,6] и обозначены, как $\mu_{ан}$. Значения μ , полученные в рамках представленной постановки с помощью численного метода крупных частиц, обозначены как $\mu_{числ}$.

Таблица 1

Значение коэффициентов присоединенных масс при различных b/a

	b/a	$\mu_{ан}$ [5]	$\mu_{ан}$ [6]	$\mu_{числ}$	погрешность вычислений, %	
1	0,1	1,0	1,01	1,06	6 %	5 %
2	0,5	1,34	1,33	1,38	3 %	4 %
3	1,0	1,52	1,52	1,55	2 %	2 %
4	1,5	1,63	1,63	1,66	2 %	2 %
5	2,0	1,71	1,71	1,75	2 %	2 %

Как показали расчеты, значения максимальной и минимальной погрешности по отношению к аналитическим вычислениям составляют 6% и 2%, что свидетельствует о корректности постановки и работоспособности используемого численного метода.

Для удобства представления результатов расчётов используется вспомогательная функция $f(\tau)$:

$$f(\tau) = \frac{F_0 - m \cdot \ddot{x}(\tau)}{\pi \cdot \rho_0 \cdot a^2 \cdot \ddot{x}(\tau)}. \quad (11)$$

В стационарном режиме движения значение функции $f(\tau)$ является коэффициентом присоединенной массы μ .

На рисунке 3 показаны изменения вспомогательной функции $f(\tau)$ в течение процесса движения тел прямоугольного профиля для различных вариантов отношения $b/a = 0,1; 0,5; 1$ (линии 1, 2, 3 соответственно).

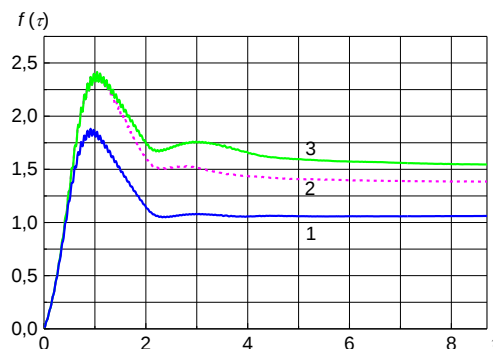


Рис. 3 Изменение функции $f(\tau)$ для тела прямоугольного контура

При движении тел с эллиптическим контуром поперечного сечения, с вертикальной полуосью, равной a и горизонтальной полуосью, равной b , аналитическое значение присоединенной массы определяется по формуле [5,6]:

$$M_{пр} = \pi \cdot \rho_0 \cdot a^2. \quad (12)$$

Из формулы (12) следует, что аналитическое выражение для присоединенной массы тела с эллиптическим контуром поперечного сечения не

зависит от величины горизонтальной полуоси b , а коэффициент μ для любых эллиптических контуров, в том числе круговых, равен 1.

Для полностью погруженных в жидкость тел с эллиптическими поперечными сечениями на рисунках 4 и 5 приведены расчетные результаты вычисления вспомогательной функции $f(\tau)$ и силы сопротивления воды. Кривые 1 и 3 на рисунке 4 отображают результаты для вариантов отношения горизонтальной полуоси b к вертикальной a , как 0,5 и 1,5, соответственно. Кривая 2 – для случая кругового контура. Кривые 1 и 2 на рисунке 5 соответствуют отношениям b/a , равным 0,5 и 1,5 соответственно.

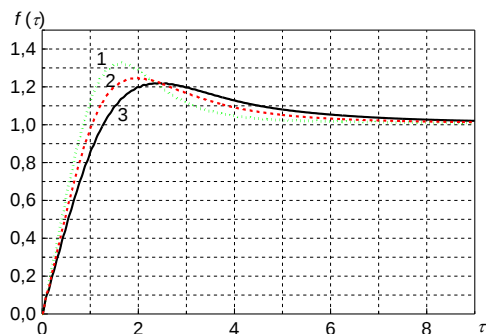


Рис. 4 Изменение функции $f(\tau)$: 1,3 – для эллиптического контура; 2 – для кругового контура

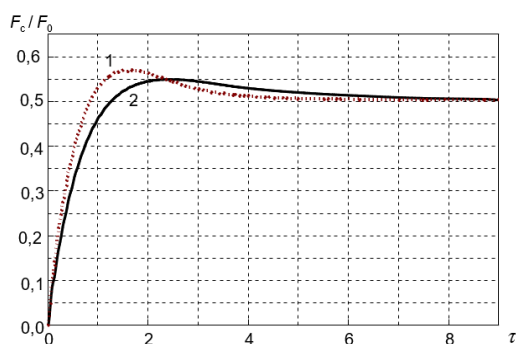


Рис. 5 Эпюры силы сопротивления для эллиптического контура

Результаты расчетов показали, что для безразмерного времени τ в интервале от 7 до 9, движение тел переходит в стационарный режим, при котором сила сопротивления воды F_c становится постоянной. При этом значение функции $f(\tau)$ для всех контуров приближается к 1, что согласуется с аналитическим выражением (12).

Вывод. На основе предложенной модели получены численные решения движения цилиндрического тела в жидкости под действием постоянной внешней силы. Для каждого предложенного геометрического варианта контура твердого тела (прямоугольника, круга и эллипса) продемонстрирован выход движения на стационарный режим, где постоянное значение силы сопротивления эквивалентно увеличению массы движимого твердого тела на величину, равную присоединенной массе. Полученные численные результаты значений присоединенных масс хорошо согласуются с имеющимися аналитическими зависимостями для выбранных типов контуров поперечных сечений, что свидетельствует о

корректной работе используемых модели и расчетного метода.

3. Результаты вычисления присоединенных масс для полупогруженных в жидкость тел различных форм

В работе по исследованию движения динамических моделей судов в жидкости [12] подводная часть корпуса судна была представлена половиной окружности, площадь которой соответствовала площади подводной части сечения корабля. Для более точного описания физического процесса движения корпуса судна в воде предложена модель полупогруженного твердого тела, части которого разделяет горизонтальная свободная поверхность как граница водной и воздушной сред. Давление в граничных ячейках на разделе жидкости и воздуха рассчитывается по методу концентраций для двухкомпонентной среды [9]. Уравнение состояния воздушной среды идеального двухатомного газа описывается уравнением Менделеева - Клапейрона для изотермического процесса [9]:

$$p(\rho) = \frac{R \cdot T_0}{M_0} \cdot \rho \quad (13)$$

где M_0 – молярная масса воздуха, $M_0 = 0,029$ кг/моль; R – универсальная газовая постоянная; T_0 – абсолютная температура воздуха, $T_0 = 293$ К; ρ – плотность воздуха; p – давление в воздушной среде.

Для оценки влияния воздушной среды и свободной поверхности на движение тела проводилось сравнение расчетов динамики тела кругового сечения, полностью погруженного в жидкость и движущегося в двухкомпонентной среде. На рисунке 6 линиями 1 и 2 представлены графики функции $f(\tau)$ для полупогруженного твердого тела кругового поперечного сечения, движущегося в однокомпонентной (вода) и двухкомпонентной (вода и воздух) среде. В первом варианте присоединенная масса соответствовала половине величины от выражения для полностью погруженного тела:

$$M_{пр} = 0,5 \cdot \pi \cdot \rho_0 \cdot a^2 \quad (14)$$

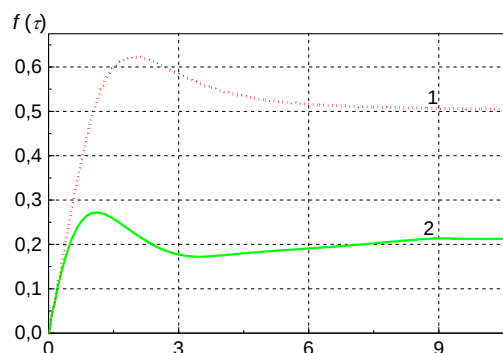


Рис. 6 Изменение функции $f(\tau)$ для кругового контура: 1 – в однокомпонентной среде; 2 – в двухкомпонентной среде

При моделировании движения полупогруженного твердого тела в двухкомпонентной среде значение $f(\tau)$ в стационарном режиме движения приближается к 0,2. Из этого следует, что выражение для присоединенной массы полупогруженного тела может быть представлено формулой:

$$M_{\text{пр}} \approx 0,2 \cdot \pi \cdot \rho_0 \cdot a^2. \quad (15)$$

В отечественной научно-технической литературе [13], приведена формула присоединенной массы полупогруженного эллиптического твердого тела при плоском течении жидкости:

$$M_{\text{пр}} = \frac{2}{\pi} \cdot \rho_0 \cdot a^2. \quad (16)$$

Погрешность полученного численного решения (15), таким образом, составляет менее 3% по сравнению с аналитическим (16).

На рисунке 7 представлены результаты расчета для функции $f(\tau)$ для твердого тела прямоугольного поперечного сечения при выходе на стационарный режим. Соотношение ширины поперечного сечения корпуса к осадке взято равным 0,5 (табл. 1).

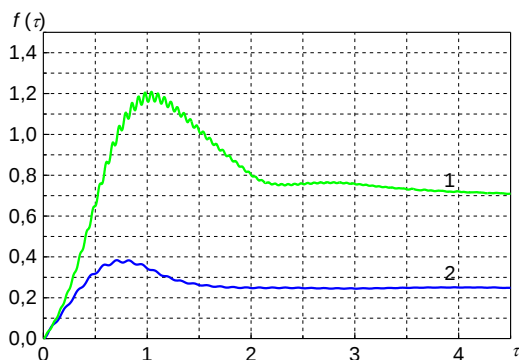


Рис. 7 Изменение функции $f(\tau)$ для прямоугольного сечения: 1 – в однокомпонентной среде; 2 – в двухкомпонентной среде

Уменьшение коэффициента присоединенной массы μ при стационарном режиме движения для случая полупогруженного прямоугольного твердого тела объяснима волной разрежения, идущей от свободной поверхности и компенсирующей волну сжатия.

Дополнительно проведены расчеты для оценки сопротивления воды при движении полупогруженных тел в двухкомпонентной среде с формами контуров поперечных сечений, приближенными к типовым формам поперечного сечения подводной части корпуса судна. На рисунке 8 представлены результаты изменения функции $f(\tau)$ при движении тела кругового контура поперечного сечения (кривая 1) и тел треугольных контуров, площади поперечных сечений которых эквивалентны круговому. Кривые 2, 3 и 4 соответствуют результатам для тел треугольного контура; с соотношениями глубины осадки к радиусу кругового контура a , как: 1,0; 1,5 и 2,0. Углы

килеватости треугольных сечений равны 114° , 70° и 43° соответственно.

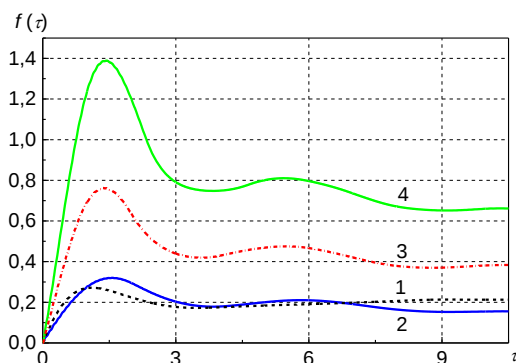


Рис. 8 Изменение функции $f(\tau)$: 1 – для кругового сечения; 2, 3, 4 – для треугольного сечения.

Наименьшее сопротивление воды при движении треугольного контура получено для варианта с осадкой, аналогичной круговому сечению.

Результаты вычислений функции $f(\tau)$ для тел с различной формой поперечного сечения при одной и той же площади приведены на рисунке 9. Здесь кривая (1) соответствует круговому сечению, кривая (2) – сечению в форме пятиугольника с углом килеватости 138° и кривая (3) – сечению в форме прямоугольника.

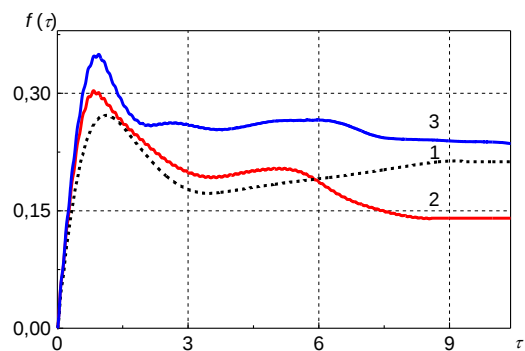


Рис. 9 Изменение функции $f(\tau)$: 1 – для кругового сечения; 2 – для пятиугольного сечения; 3 – для прямоугольного сечения

По результатам расчетов наиболее высокое сопротивление воды, и, следовательно, наибольшая присоединенная масса, наблюдается для тела прямоугольного сечения.

Закключение

С помощью численных процедур метода крупных частиц решена задача движения в жидкости судна под действием внешней мгновенно приложенной поперечной равномерно распределенной нагрузки с целью оценки величины силы сопротивления. Корпус судна моделировался твердым удлиненным телом постоянного поперечного сечения сечениями в виде прямоугольника, круга и эллипса.

Получены зависимости силы сопротивления от времени. Установлено, что с увеличением времени действия внешней нагрузки значение силы сопротивления стабилизируется, и ее в стационарном режиме можно оценивать с помощью условной величины – присоединенной массы.

Рассматривались варианты тел полностью погруженных в жидкость и полупогруженных. В последнем случае части тела разделяла горизонтальная свободная поверхность как граница жидкой и воздушной сред. Состояние воздушной среды описывалось уравнением Менделеева – Клапейрона.

Для полупогруженных тел получены результаты для определения присоединенных масс модели корпуса судна с различными формами поперечных сечений, приближенными к реальным формам

сечений подводной части корпуса судна с различными углами килеватости.

Продемонстрирована хорошая корреляция результатов, полученных при расчетах численным методом крупных частиц, с имеющимися аналитическими решениями, подтвержденных экспериментами.

Таким образом предлагаемый подход для моделирования движения судна и определения силы сопротивления жидкости эффективен для решения задач о столкновении судов.

Литература

1. Апполонов Е.М., Нестеров А.Б. Проблемы обеспечения безопасности судов при навигационных авариях за счет регламентации размеров конструктивных элементов корпуса.// Судостроение. -№4, 2004 г.
2. Родионов А. А., Го Цзюнь. Исследование проблем предельной прочности корпусных конструкций при повреждениях от столкновения судов // Морские интеллектуальные технологии. — 2010. — № 1 (7). — С. 13—25.
3. Волков Н.Н., Кодацкий С.Б. Конструктивные особенности атомных судов. Л.: Судостроение. 1971. 248с.
4. Коршунов В. А., Кудинович И. В., Родионов А. А. и др. Анализ безопасности модернизированного плавучего энергоблока при столкновении // Арктика: экология и экономика. — 2023. — Т. 13, № 2. — С. 211—222.
5. Замышляев Б. В., Яковлев Ю. С. Динамические нагрузки при подводном взрыве. Л., «Судостроение», 1967. — 388 с.
6. Риман И.С., Крепс Р.Л. Присоединенные массы тел различной формы. Тр. ЦАГИ, №635, 1947.
7. Симаков Г. В., Марченко Д. В., Шхинек К. Н. Теоретические и экспериментальные исследования взаимодействия судов с преградами. Л.: ЛГУ, 1979. — 183 с.
8. Хаскинд М.Д. Гидродинамическая теория качки корабля. М.: Наука, 1973. — 328 с.
9. 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.
10. Белоцерковский О.М.: Численное моделирование в механике сплошных сред: 2-е изд., перераб.и доп. — М.: Физматлит., 1994 — 448 с.
11. Кормилицын Ю.Н., Мельников С.Ю. Томашевский В.Т. Подводный взрыв и его взаимодействие со средами и преградами. СПб.: Наука, 2006— 243 с.
12. 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.
13. Седов Л.И. Плоские задачи гидродинамики и аэродинамики, ГИТЛЛ, 1950. — 444 с.

References

1. Appolonov E.M., Nesterov A.B. Problemy obespecheniya bezopasnosti sudov pri navigacionnyh avariayah 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 konstruktivnyh elementov korpusa]// Sudostroenie. -№4, 2004 g.
2. Rodionov A. A., Go Czyn'. Issledovanie problem predel'noj prochnosti korpusnyh konstrukcij pri povrezhdeniyah ot stolknoveniya sudov [Investigation of the problems of the ultimate strength of hull structures in case of damage from ship collisions] // Morskie intellektual'nye tekhnologii. — 2010. — № 1 (7). — С. 13—25.
3. Volkov N.N., Kodackij S.B. Konstruktivnye osobennosti atomnyh sudov [Design features of nuclear-powered ships]. L.: Sudostroenie. 1971. 248s.
4. Korshunov, V. A., Kudinovich, 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.
5. Zamyshlyayev B. V., Yakovlev Yu. S. Dinamicheskie nagruzki pri podvodnom vzryve. [Dynamic loads during underwater explosion] L., «Sudostroenie», 1967. — 388 p.
6. Riman I.S., Kreps R.L. Prisoedinennye massy tel razlichnoj formy. [Added masses of bodies of various shapes] Tr. CAGI, №635, 1947.
7. Simakov G. V., Marchenko D. V., Shkhinek K. N. Teoreticheskie i eksperimental'nye issledovaniya vzaimodejstviya sudov s pregradami [Theoretical and experimental studies of the interaction of ships with barriers]. L.: LGU, 1979. — 183 p.
8. Haskind M.D. Gidrodinamicheskaya teoriya kachki korablya. M.: Nauka, [Hydrodynamic theory of pitching of a ship] 1973. — 328 p.
9. Babkin A. V., Kolpakov V. I., Ohitin V. N., Selivanov V. V. Prikladnaya mekhanika sploshnyh sred: Chislennyye 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.
10. 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.10.
11. 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.

12. Karpenko E.A., Rodionov A.A. Ispol'zovanie 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.
13. Sedov L.I. Ploskie zadachi gidrodinamiki i aerodinamiki, [Flat problems of hydrodynamics and aerodynamics] GITLL, 1950. – 444 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 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 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: evgeniakapenko@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: evgeniakapenko@gmail.com

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 06.05.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 31.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 08.06.2024.

Научная статья

УДК 629.5.015.4

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.008>

Влияние полимерно-композиционного покрытия на прочность и жесткость свободностоящей деревянной мачты парусной яхты

Манухин В.А.¹ nikal6@mail.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Рассматривается проектирование, моделирование и расчет прочности и жесткости свободностоящей деревянной мачты парусной яхты, несущей китайский парус. Особенностью свободностоящих мачт является их закрепление нижней частью в корпусе яхты и отсутствие стоячего такелажа. В работе спроектированы свободностоящие фок- и грот-мачты для строящейся яхты с парусным вооружением типа «Китайская джонка». Мачты имеют клееную из сосновых реек пустотелую конструкцию с круговым поперечным сечением, причем в подпалубной части форма мачт цилиндрическая, в надпалубной – коническая. Шпор и топ мачт, а также участки в районе пяртнерса имеют сплошное поперечное сечение. Диаметры, толщина стенок мачт, наибольшие перемещения и напряжения определены из решения уравнения балочной теории при некоторых упрощениях конструкции мачт и внешней нагрузки от парусов. Проверочные расчеты выполнены методом конечных элементов при 1D- и 3D-моделировании мачт. Выполнен анализ влияния на жесткость и прочность мачт оклеивания их наружной поверхности полимерно-композиционным материалом на основе углеволокна. Получены выражения для приведенного модуля упругости и напряжений для балочных моделей оклеенных мачт, а также значение эквивалентного модуля упругости полимерно-композиционного покрытия для 3D-моделей мачт. Сравнительные расчеты выполнены для грот-мачты при использовании трех описанных выше расчетных моделей. Показано, что полимерно-композиционное покрытие мачты общей толщиной в 1 мм позволяет повысить ее прочность и жесткость, уменьшить размеры поперечного сечения и снизить вес мачты на 17%.

Ключевые слова: свободностоящая мачта, китайский парус, стоячий такелаж, численное моделирование, конечный элемент, полимерно-композиционное покрытие, приведенный модуль упругости.

Для цитирования: Манухин В.А. Влияние полимерно-композиционного покрытия на прочность и жесткость свободностоящей деревянной мачты парусной яхты, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 61—67. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.008.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.008>

Effect of polymer-composite coating on the strength and stiffness of a free-standing wooden mast of a sailing yacht

Vadim A. Manukhin¹ nikal6@mail.ru¹State marine technical university of Saint-Petersburg

Abstract. The design, modeling and calculation of strength and stiffness of a free-standing wooden mast of a sailing yacht carrying a Chinese sail are considered. The peculiarity of freestanding masts is that they are fixed by their lower part in the hull of the yacht and there is no standing rigging. In this paper we have designed free-standing fore- and mainmasts for a yacht under construction with “Chinese junk” type sailing armament. The masts have a pine lath glued hollow-body construction with a circular cross-section. The masts are cylindrical in the below-deck part and conical in the above-deck part. The spurs and top of the masts, as well as the areas near the mast hole have a continuous cross-section. Diameters, thickness of mast walls, greatest displacements and stresses are determined from the solution of the beam theory equation with some simplifications of mast construction and external load from sails. The verification calculations are performed by the finite element method with 1D- and 3D-modeling of the masts. The analysis of the influence on the stiffness and strength of the masts of gluing their outer surface with polymer composite material based on carbon fiber is carried out. Expressions for the reduced modulus of elasticity and stresses for beam models of glued masts, as well as the value of the equivalent modulus of elasticity of polymer-composite coating for 3D-models of masts are obtained. Comparative calculations have been performed for the mainsail mast using the three calculation models described above. It is shown that polymer composite coating the mast with a total thickness of 1 mm allows increasing its strength and rigidity, reducing the cross-sectional dimensions and reducing the mast weight by 17%.

Key words: free-standing mast, Chinese sail, standing rigging, numerical modeling, finite element, polymer-composite coating, reduced modulus of elasticity.

For citation: Vadim A. Manukhin, Effect of polymer-composite coating on the strength and stiffness of a free-standing wooden mast of a sailing yacht, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 61—67. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.008.

Введение

Проектирование мачт парусных яхт является для яхтенных конструкторов сложной задачей, при решении которой следует выполнить противоречивые требования. С одной стороны мачты должны быть надежными, обладать необходимой прочностью и жесткостью для восприятия действующих в них усилий от парусов, стоячего и бегучего такелажа и элементов рангоута. С другой – мачты должны быть легкими и гибкими, иметь минимально необходимые размеры поперечного сечения для повышения остойчивости яхты, уменьшения воздушного сопротивления и возможности тонкой настройки парусов за счет изгиба мачты [1-6].

Следует отметить тот факт, что в России своих официальных правил проектирования рангоута парусных судов и яхт не существует. Так, в Правилах [7] в п.7.1.1 всего лишь написано: «Рангоут и такелаж должны быть спроектированы и изготовлены в соответствии с хорошей морской практикой и соответствовать району эксплуатации спортивного парусного судна».

В последнее время стало популярным парусное вооружение яхт типа «Китайская джонка», подразумевающее использование безтакелажной, т.е. свободностоящей мачты с закрепленной в корпусе яхты нижней частью (шпором) и китайского паруса (рис.1).



Рис.1. Свободностоящая мачта с китайским парусом

Помимо удобства работы с таким парусом свободностоящая мачта имеет важное преимущество перед традиционной мачтой со стоячим такелажем. Она не испытывает сжатия при крене яхты под действием ветра на парус, а значит не может потерять устойчивость. Есть и недостатки. При равной высоте с такелажной свободностоящая мачта имеет большие размеры поперечного сечения и толщину стенки, что влечет увеличение, как веса, так и аэродинамического сопротивления, которые не полностью компенсируются отсутствием стоячего такелажа и краспиц.

Для уменьшения веса и воздушного сопротивления свободностоящие мачты, как правило, проектируются в виде полого усеченного конуса с цилиндрической подпалубной частью при опирании шпора в степсе на киле и расклинивании мачты в пяртнерсе на палубе. Допустимо и отсутствие подпалубной части, когда шпор жестко

соединяется со степсом на палубе фланцевым болтовым соединением. В первом случае мачту, как непризматическую консольную балку, следует считать упруго заделанной на палубе, во втором – жестко заделанной.

Для изготовления свободностоящих мачт используются алюминиево-магниевого сплавы (АМг), полимерно-композиционные материалы (ПКМ) [8,9,13] и хвойные породы древесины (кедр, ель, сосна, лиственница). Использование легких АМг-сплавов и ПКМ сопряжено с технологическими особенностями производства и значительной стоимостью материалов и работ. Клееные деревянные мачты являются наиболее дешевыми, и они могут быть изготовлены строителями-любителями при самостоятельной постройке яхт. Однако и они имеют недостатки: подверженность набуханию влагой и гниению, большой вес и сравнительно малая изгибная жесткость и прочность. Последнее обстоятельство требует увеличения диаметра мачты или толщины стенки, а значит и веса.

В данной работе, как и в [10], предлагается совместить при изготовлении свободностоящих мачт полезные свойства ПКМ (высокая удельная прочность и жесткость) и древесины (дешевизна, простота обработки и сборки). Представляется возможным основное тело мачты изготавливать из пропитанных по технологии West System и склеенных по стыкам и пазам деревянных реек, а наружную наиболее напряженную при изгибе поверхность мачты покрывать на эпоксидном составе несколькими слоями ПКМ, например, эпоксидного углепластика. Кроме повышения жесткости и прочности такой мачты, более плотное ПК-покрытие будет предохранять деревянное тело мачты от намокания и истирания поверхности парусом и латами, что увеличит ее долговечность.

1. Балочные модели без ПК-покрытия

Исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) свободностоящей мачты без покрытия и с покрытием из ПКМ был выполнен при проектировании сосновых мачт для строящейся двухмачтовой шхуны с парусным вооружением типа «Китайская джонка» (рис.2).

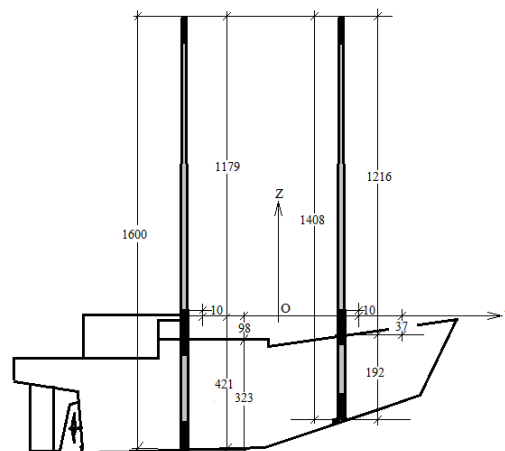


Рис.2. Схема размещения мачт и их размеры, см

Размеры сечения мачт определены из условия прочности при изгибе равномерно распределенной по высоте нагрузкой q_0 от паруса площадью $S=60 \text{ м}^2$ при скорости ветра $V=15 \text{ м/с}$.

Использовалась двух-пролетная балочная модель (БМ) с учетом конусности надпалубной консольной пустотелой части мачт высотой L и подпалубной цилиндрической сплошной части мачт длиной L_0 при условии шарнирного опирания мачт в пяртнерсе на палубе и в степсе на киле (рис.3).

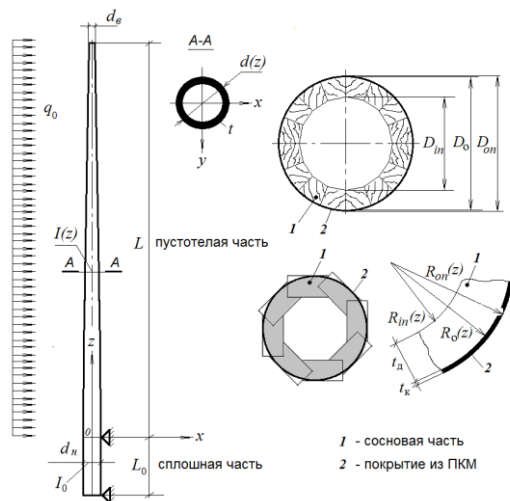


Рис.3. Балочная расчетная схема мачт

Без покрытия из ПКМ наружный диаметр мачт у палубы может быть подсчитан по формуле

$$d_n \geq 2 \sqrt[3]{\frac{n C \rho_g V^2 S L}{\pi (1 - k_n^4) \bar{\sigma}}}, \quad (1)$$

где $\bar{\sigma}$ – предел прочности сосны; n – коэффициент запаса; C – аэродинамический коэффициент; ρ_g – плотность воздуха; $k_n = 1 - 2t/d_n$; t – толщина стенки.

Расчет показывает, что при $n = 2$, $C = 1$, $k_n = 0,72$, $\bar{\sigma} = 29,4 \text{ МПа}$, $\rho_g = 1,255 \text{ кг/м}^3$, $L = 11,79 \text{ м}$ и $L_0 = 4,21 \text{ м}$ для грот-мачты и $L = 12,16 \text{ м}$, $L_0 = 1,92 \text{ м}$ для фок-мачты при постоянной толщине стенки $t = 50 \text{ мм}$ мачты из сосны без ПК-покрытия должны иметь максимальный наружный диаметр 360 мм. При конусности мачт с $d_n/d_g = 2$, плотности сосны 500 кг/м^3 , модуле упругости $E_c = 10,8 \text{ ГПа}$ прогибы и углы поворота топов обеих мачт составляют 500 мм и $3,5^\circ$.

В техническом проекте конусная часть обеих мачт длиной 11,69 м принята идентичной, а цилиндрические шпоры имеют длину 4,31 и 2,39 м. При сплошных шпорах вес грот- и фок-мачты – 422 и 324 кг соответственно, однако в проекте шпоры имеют различную протяженность сплошных участков у пяртнерсов. Для учета наличия сплошных и пустотелых участков у топов и в шпорах мачт, дискретности приложения нагрузки к мачтам латами паруса и оценки двух вариантов закрепления грот-мачты (рис.4) были выполнены расчеты методом конечных элементов (МКЭ) балочных КЭ-моделей мачт в FESTA [11]. Конусные части состояли из семи цилиндрических балочных КЭ, длина сплошных

участков у топов и степсов принята по 1,0 м, а у пяртнерсов – 1,08 и 0,7 м соответственно для грот- и фок-мачты.

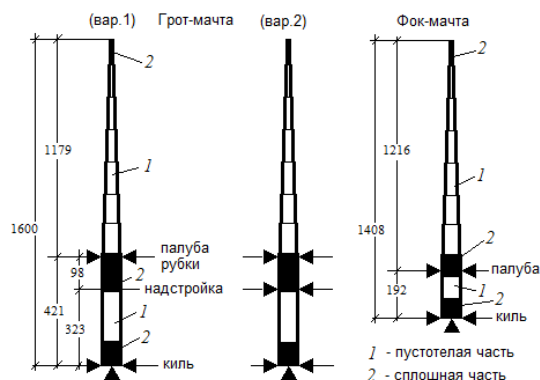


Рис.4. Балочные КЭ-расчетные схемы мачт

Результаты расчетов мачт по балочным КЭ-моделям приведены в табл.1.

Таблица 1

Результаты расчета мачт по FESTA

Величина	Фок-мачта	Грот-мачта	
		Вар.1	Вар.2
Изгибающий момент, кНм	52,2	49,1	49,1
Срезающая сила, кН	27,2	11,7	53,6
Прогиб топа, мм	496	521	436
Напряжение, МПа	14,5	14,5	14,5
Запас прочности	2,03	2,03	2,03
Вес мачты, кг	309	366	366

Из табл.1 видно, что закрепление грот-мачты по вар.2 нецелесообразно, т.к. срезающая сила на сплошном участке между палубами рубки и надстройки, а значит и горизонтальное усилие в пяртнерсах возрастает почти в пять раз при незначительном уменьшении прогиба топа. В свою очередь это потребует усиление палубных связей, что нежелательно.

2. Балочные модели с ПК-покрытием

Учет покрытия из ПКМ при изгибе мачты в БМ выполнен в предположении справедливости гипотезы плоских сечений (рис.5).

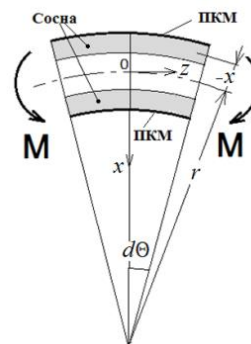


Рис.5. Деформация фрагмента мачты

Изгибающий момент M в произвольном сечении z по высоте мачты в этом случае равен сумме моментов в сосновом теле мачты M_c и в ПК-покрытии M_k , причем

$$M = M_c + M_k = E_c I_c / r + E_k I_k / r = E_{np} I_c / r, \quad (2)$$

где r – радиус кривизны оси; E_k – модуль упругости композита; $I_c = \pi R_o^4 (1 - k_{in}^4) / 4$, $I_k = \pi R_o^4 (k_{on}^4 - 1) / 4$ – моменты инерции сосновой и композитной частей поперечного сечения мачты; R_o, R_{in}, R_{on} – радиусы делительной, внутренней и внешней окружностей (см. рис.3); $k_{in} = R_{in} / R_o$, $k_{on} = R_{on} / R_o$.

Приведенный модуль упругости E_{np} , входящий в (2), определяется выражением

$$E_{np} = E_c + \frac{I_k}{I_c} E_k = E_c + \frac{k_{on}^4 - 1}{1 - k_{in}^4} E_k. \quad (3)$$

Нормальное напряжение в мачте у палубы при $z=0$ и $M = q_o L^2 / 2 = C \rho_g V^2 S L / 4$ распределяется вдоль радиуса поперечного сечения по ступенчато-линейному закону

$$\sigma(x) = \begin{cases} \sigma_c(x) = \frac{E_c}{E_{np}} \frac{M}{I_c} x, & R_{in} \leq x < R_o, \\ \sigma_k(x) = \frac{E_k}{E_{np}} \frac{M}{I_c} x, & R_o \leq x \leq R_{on}. \end{cases} \quad (4)$$

Анализ влияния ПК-покрытия выполнен по БМ спроектированной грот-мачты, закрепленной в корпусе яхты по вар.1, с пустотелой конусной надпалубной частью и со сплошной цилиндрической подпалубной частью.

Для примера принято ПК-покрытие из шести монослоев однонаправленного эпоксидного углепластика AS4/3501-6 с относительной долей волокна в композите 63% и линейной плотностью 200 г/м³, общей толщиной $t_k = 1$ мм.

Характеристики углеволокна, матрицы и монослоя взяты из [11] и приведены в табл.2.

Таблица 2

Характеристики ПК-покрытия из эпоксидного углепластика AS4/3501-6

Компоненты покрытия	E_1 , ГПа	E_2 , ГПа	G_{12} , ГПа	ν_{12}	ν_{21}	ρ , г/см ³	σ_1^+ , МПа	σ_1^- , МПа
Углеволокно AS4	235	15	27	0,20	0,013	1,81	3700	-
Эпоксидная матрица 3501-6	4,3	4,3	1,6	0,35	0,35	1,27	60	200
Однонаправленный монослой	147	10,3	7	0,27	0,019	1,60	2280	1725
Покрытие по схеме 10/-20/30/-30/20/-10	98,5	13,0	20,2	1,05	0,14	1,60	-	-

В табл.2 обозначено: E_1 – модуль упругости вдоль волокон (вдоль оси мачты); E_2 – то же в поперечном направлении; $G_{12}, \nu_{12}, \nu_{21}$ – модуль сдвига и коэффициенты Пуассона; ρ – плотность материалов; σ_1^+, σ_1^- – разрушающие напряжения при растяжении и сжатии соответственно. В последней строке табл.2 приведены вычисленные в данной работе характеристики ПК-покрытия для указанной схемы укладки монослоев с учетом несимметрии укладки относительно срединной поверхности покрытия. Видим, что модуль упругости ПК-покрытия в направлении продольной оси мачты равен 98,5 ГПа и на порядок превышает принятый в расчете модуль упругости сосны равный 10,8 ГПа.

С учетом ПК-покрытия прогиб топа мачты со сплошным шпором уменьшается до 390 мм, наибольшее напряжение в ПК-покрытии достигает 104,5 МПа, а в сосновой части – 11,4 МПа (рис.6). Это означает, что размеры поперечного сечения мачты могут быть уменьшены.

Расчеты показывают, что при сохранении толщины стенки 50 мм максимальный наружный диаметр мачты можно уменьшить до 324 мм, а ее вес до 376 кг с учетом 21,3 кг добавочного веса ПКМ. Максимальный прогиб топа мачты при этом составит

563 мм. Приведенный модуль упругости пустотелой конусной части мачты с покрытием будет переменным по высоте мачты и составит 14,0 ГПа у палубы и 15,8 ГПа у топа. В сплошной подпалубной части он будет равен 13,2 МПа. Если максимальный диаметр соснового тела мачты оставить равным 360 мм, то толщину стенки можно уменьшить до 30 мм и снизить вес мачты до 375 кг, включая 23,7 кг ПКМ. Прогиб топа при этом будет равен 472 мм. Максимальные напряжения в сосновой части в обоих случаях будут равны допустимым 14,7 МПа, а в ПК-покрытии они не превысят 135 МПа. При этом экономия веса мачты составит 10,9% в первом случае и 11,1% во втором.

Если учесть в теле мачты указанные выше сплошные и пустотелые участки, то без ущерба для прочности мачты ее вес при толщине стенки 50 мм и наибольшем диаметре 324 мм можно снизить до 334 кг, а при толщине 30 мм и наибольшем диаметре 360 мм – до 303 кг. По сравнению с аналогичным по конструкции исходным вариантом мачты без ПК-покрытия ее исходный вес 365 кг уменьшится на 31 и 62 кг или на 8,5 и 17,0% соответственно. Следует отметить, что оклеивать тонкостенные мачты выгоднее. Кроме того, ПК-покрытие можно наносить не по всей длине мачты, что снизит стоимость и вес покрытия.

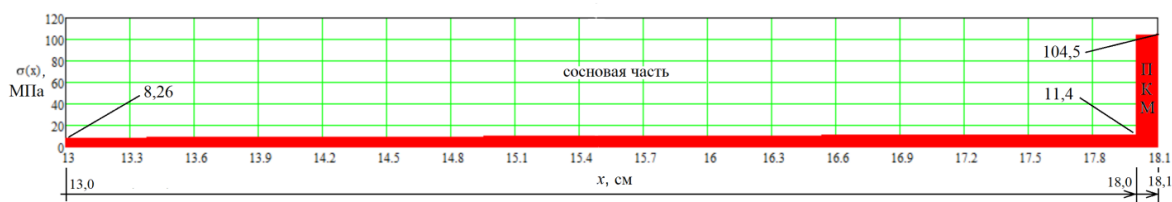


Рис.6. Распределение напряжения по толщине стенки в грот-мачте с ПК-покрытием

3. Трехмерная КЭ-модель с ПК-покрытием

Для оценки результатов, полученных по БМ мачты без ПК-покрытия и с приведенным модулем упругости, учитывающим покрытие, грот-мачта с исходными размерами была смоделирована в ANSYS в 3D варианте [12]. При этом сосновое тело моделировалось КЭ SOLID186, а ПК-покрытие – КЭ SHELL286 (рис.7).

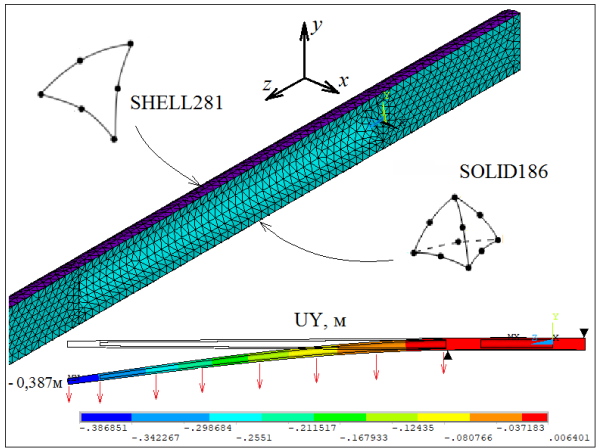


Рис.7. КЭ-модель и прогиб мачты

Учитывая симметрию мачты и ее деформации относительно продольной плоскости, проходящей через ось вращения мачты и нагрузку от паруса, моделировалась симметричная половина мачты с граничными условиями симметрии в этой плоскости. Закрепление мачты соответствует вар.1. Нагрузка приложена к поверхности мачты в виде восьми узловых сил в плоскости ее симметрии в точках крепления лат паруса. Сумма сил эквивалентна распределенной нагрузке $Q = q_0 L = C \rho_g V^2 S / 2 = 8269 \text{ Н}$ в БМ. В 3D-модели учитывались сплошные и пустотелые части мачты.

Поскольку сосновая часть и ПК-покрытие при изгибе мачты испытывает в основном деформации растяжения-сжатия, материалы тела мачты и покрытия заданы как изотропные с модулями упругости $E_c = 10,8 \text{ ГПа}$, $E_k = 98,5 \text{ ГПа}$ и коэффициентами Пуассона $\nu = 0,3$.

Результаты расчета 3D-модели грот-мачты с ПК-покрытием представлены на рис.7-9.

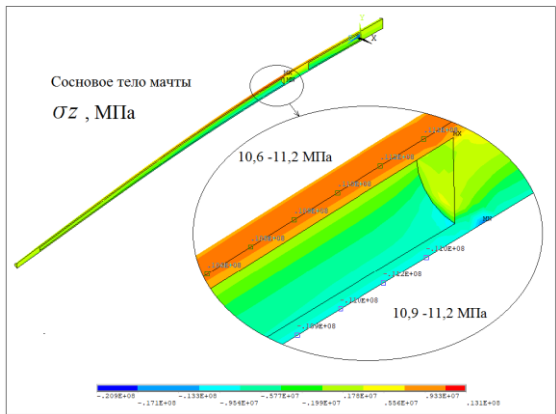


Рис.8. Напряжение в сосновой части мачты

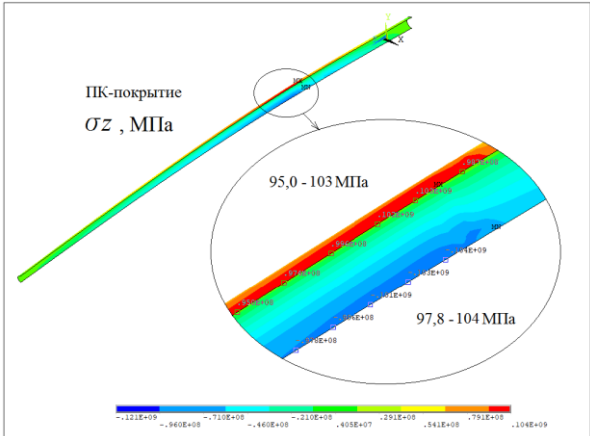


Рис.9. Напряжение в ПК-покрытии

Сравнение результатов расчета для грот-мачты с исходными размерами поперечного сечения при закреплении по вар.1 приведено в табл.3. В скобках указаны результаты для этой же мачты с ПК-покрытием. Результаты БМ соответствуют мачте с пустотелой конусной надпалубной частью и сплошной цилиндрической подпалубной.

Таблица 3

Результаты расчета грот-мачты

Величина	БМ	FESTA	ANSYS
Прогиб топа, мм	500 (390)	521 (404)	497 (387)
Наибольшее напряжение в сосновом теле мачты, МПа	14,6 (11,4)	14,5 (-)	14,4 (11,2)
Наибольшее напряжение в ПК-покрытии, МПа	(105)	(-)	(104)

Как видно из табл.3, результаты расчетов по БМ и в ANSYS оказались очень близкими как для мачты без ПК-покрытия, так и с покрытием, несмотря на наличие полости в подпалубной части и сплошного участка на топе в 3D-модели. Несколько большее значение прогиба в FESTA обусловлено призматичностью КЭ-ов и их малым количеством. Напряжения для мачты с ПК-покрытием в FESTA вычисляются без учета зависимостей (4) и поэтому не приводятся.

Заключение

Сравнение полученных результатов по БМ и по 3D-моделям грот-мачты с ПК-покрытием и без него подтверждает работоспособность предложенной в работе концепции приведенного модуля упругости композитной мачты и дает возможность использования в расчетах как аналитических БМ, так и балочных КЭ-моделей.

Выполненные расчеты позволяют сделать следующие выводы:

1. Аналитическая БМ позволяет с достаточной точностью определять прогибы и напряжения свободностоящих мачт как без ПК-покрытия, так и с покрытием.
2. Оклеивание деревянных мачт ПКМ позволяет увеличить их жесткость и прочность. Для рассмотренной в работе сосновой грот-мачты за счет ПК-покрытия толщиной 1 мм оказалось возможным снизить вес мачты на 17,0%. Аналогичный результат (17,2%) был получен и для фок-мачты, имеющей вес

без покрытия 309 кг. В абсолютных цифрах выигрыш в весе обеих мачт составляет 115 кг. При увеличении отношения t_k/t_c и нанесении ПКМ на части длины мачты эффективность покрытия повысится.

3. Полученные в работе зависимости для учета ПК-покрытия в БМ могут быть использованы при построении специальных композитных балочных КЭ в программе FESTA для использования в расчетах композитных мачт со стоячим такелажом.

Литература

1. Кульцеп А.В. Проектирование мачт парусных судов. Труды СПбГМТУ: Проблемы проектирования конструкций корпуса, судовых устройств и систем. СПб, изд. СПбГМТУ, 1995, с. 90-96
2. 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
3. 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
4. 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
5. 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
6. 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
7. 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.
8. Гришин В.И., Дзюба А.С., Дударьков Ю.И. Прочность и устойчивость элементов и соединений авиационных конструкций из композитов. М., изд. Физматлит, 2013, 271 с.
9. Брытков Е.В., Санников В.А. Механика композиционных материалов. Учебное пособие. СПб, изд. БГТУ, 2012, 74 с.
10. 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
11. 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, 2020, с. 97-102
12. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. М., изд. ДМК Пресс, 2005, 640 с.
13. Isaak M. Daniel, Ori Ishai. Engineering Mechanics of Composite Materials. Oxford, New York: Oxford University Press. 2006, 396 p.

References

1. Kultsep A.V. Proektirovanie mact parusnyh sudov [Design of masts for sailing ships]. Trudy SPbGMTU: Problemy proektirovaniya konstrukcij korpusa, sudovyh ustrojstv i sistem. SPb, izd. SPbGMTU, 1995, s. 90-96
2. Kultsep A.V., Manukhin V.A., Novogilova M.V. Metodika rascheta gibkih trosovo-stergnevyh 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
3. 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
4. Kultsep A.V., Manukhin V.A., Novogilova M.V. Algoritm raschetnogo proektirovaniya rangouta i stoyachego takelaga parusnyh sudov i yaht pri ispolzovanii kompyuternyh programm "MAST" i "FESTA", razrabotannyh v Sankt-Peterburgskom gosudarstvennom morskom tehničeskom 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
5. Manukhin V.A. O nadezhnosti mact 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. pamjati Y.A. Shimanskogo. SPb, izd. CNII im. akad. A.N. Krylova, 2008, s. 82-83
6. Kultsep A.V., Manukhin V.A. Metodika proektirovaniya i naznachenie koefficientov zapasa prochnosti i ustojchivosti mact 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
7. Pravila proektirovaniya, posyroiki, remonta i ekspluatatsii sportivnyh parusnyh sudov, a takge izgotovlenija 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.
8. Grishin V.I., Dzuba A.S., Dudar'kov Y.I. Prochnost' i ustojchivost' elementov i soedinenij aviacionnyh konstrukcij iz kompozitov [Strength and stability of elements and joints of aviation structures made of composites]. M., izd. Fizmatlit, 2013, 271 s.
 9. Brytkov E.V., Sannikov V.A. Mehanika kompozicionnyh materialov. Uchebnoe posobie [Mechanics of composite materials. Textbook]. SPb, izd. BGTU, 2012, 74 s.
 10. 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
 11. Kultsep A.V., Manukhin V.A., Plotnikov K.V., Rumin S.N., Trjaskin V.N. Modernizacija programmu konechno-elementnogo analiza stergnevnyh sistem "FESTA-2020" dlja ispolzovaniya v avtomatizirovannoj sisteme proektirovaniya sudovyh konstrukcij "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, Spec. vyp. №2, 2020, s. 97-120
 12. Basov K.A. ANSYS: spravochnik polzovatelja [ANSYS: User's Guide] M., izd. DMK Press, 2005, 640 s.
 13. Isaak M. Daniel, Ori Ishai. Engineering Mechanics of Composite Materials. Oxford, New York: Oxford University Press. 2006, 396 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

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

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 04.03.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 07.05.2024.

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 08.06.2024.

Научная статья

УДК 629.12:539.433

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.009>

Расчет параметров совместной вибрации корпуса и соосного валопровода

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. Работа посвящена разработке расчётного комплекса (модель, алгоритм и программа) для получения параметров совместной вибрации соосного многоопорного валопровода и корпуса подводного аппарата при учете вращения гребных винтов, а также оценки взаимовлияния валов и корпуса на параметры их вибрации. Разработанная модель представляет совокупность из трех квазиодномерных конечно-элементных конструкций. Алгоритм расчета построен на базе метода парциальных откликов в его дискретном варианте. Влияние вращения гребного винта учтено введением дополнительных моментов гироскопической природы. Действие этих моментов учитывалось модификацией инерционно-жесткостных характеристик каждой из квазиодномерных моделей валов. Для проведения расчётов параметров вибрации была создана программа «Соосность» и выполнена серия расчетов в задаче прикладного характера.

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

Для цитирования: Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Расчет вибрации соосного валопровода с учетом его вращения и гребных винтов, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 68—74. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.009.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.009>

Calculation of joint vibration of coaxial shafting and ship hull taken into account of propeller rotation

Nikolay N. Babanin¹ nikolai-babanin@mail.ru, Armen L. Melkonian¹ mel1950@mail.ru,
Dmitri A. Nikolaev¹ d.nikolaev@d-nik.de¹ St. Petersburg state marine technical University

Abstract. The work is devoted to the development of a calculation complex (model, algorithm, and program) for obtaining the parameters of joint vibration of a coaxial multi-support shafting and the body of an underwater vehicle, taking into account the rotation of the propellers, as well as assessing the mutual influence of the shafts and the body on their vibration parameters. The developed model represents a set of three quasi-one-dimensional finite element structures. The calculation algorithm is based on the partial response method in its discrete version. The influence of propeller rotation is taken into account by introducing additional moments of a gyroscopic nature. The effect of these moments was taken into account by modifying the inertial-stiffness characteristics of each of the quasi-one-dimensional shaft models. To carry out calculations of vibration parameters, the "Coaxiality" program was created, and a series of calculations was performed for an applied problem.

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

For citation: Nikolay N. Babanin, Armen L. Melkonian, Dmitri A. Nikolaev. Calculation of vibration of coaxial shafting taking into account its rotation and propellers, Marine intelligent technologies. 2024. № 3 part 2, P. 68—74. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.009.

Введение

Действие вибрации снижает надежность работы приборов и комплексов вооружения, ухудшает условия обитаемости личного состава, а также прочностные характеристики элементов. В силу сложности задачи определения параметров вибрации конструкций, представляющих собой совокупность элементов, называемых ниже конструктивными модулями, на данный момент в литературе, практически отсутствуют ее аналитические решения либо авторы ограничиваются рассмотрением наиболее простых частных случаев и приведением приближенных зависимостей. Большинство работ по данной теме посвящено нахождению собственных частот такой

конструкции, поскольку отражает общепринятый подход борьбы с вибрацией, основная идея которого в исключении совпадения частот вынуждающего воздействия с любой из частот собственных колебаний конструкции [1,2,3,4,5]. Однако уже долгие годы санитарные нормы вибрации предъявляют требования к амплитудам смещений и ускорений, а для анализа прочностных характеристик необходимо знание внутренних усилий и опорных реакций. В последнее время подобного типа задачи решаются с помощью метода конечных элементов [1, 5], применение которого требует наличия дорогих универсальных программ, вычислительной техники высокого уровня и серьезной подготовки исходных данных. Получение возможности выполнить расчеты этих параметров достаточно быстро на

вычислительной технике обычного уровня делает настоящую работу достаточно актуальной.

Постановка задачи, разработка математической модели и алгоритма расчета

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

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

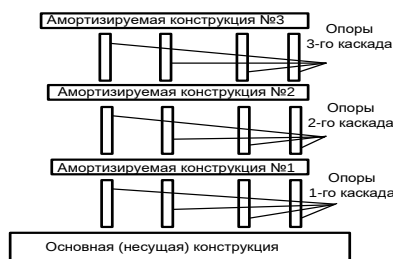


Рис. 1. Вариант модели конструкции с многокаскадной многоканальной амортизацией

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

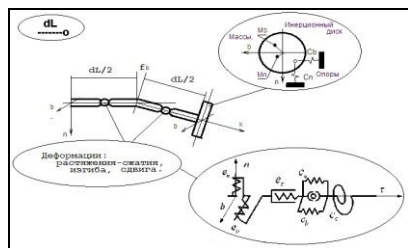


Рис. 2. Устройство базового элемента ПКУДС

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

Материал модели предполагается линейно-упругим, но с введением в него неупругих сопротивлений комплексностью инерционно-жесткостных характеристик [1,6]; при этом

внутренние сопротивления, пропорциональные деформациям и (или) их скоростям (т.е. относительным параметрам) корректируют жесткости в шарнире деформаций (т.е. вызывают появление у их величин мнимой части), а внешние сопротивления (пропорциональные абсолютным скоростям) – корректируют соответствующие инерционные характеристики (т.е. вызывают появление у их величин мнимой части). Ввиду малости деформаций и перемещений при вибрации задача решается в геометрически линейной постановке. В качестве основной кинематической гипотезы, позволяющей свести задачу теории упругости к задаче строительной механики, принята гипотеза плоских сечений с поправкой на сдвиг.

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

Анализ параметров установившихся колебаний позволяет перейти к квазистатическому варианту модели [1,6,7,8,9,10,11,12]. В этом случае модель также представляет собой последовательность «базовых элементов» для каждого из которых учет инерционных характеристик выполнен установкой опор отрицательной жесткости; при этом модель каждого из конструктивных модулей будет представлять совокупность абсолютно твердых и безинерционных элементов, соединенных между собой и неподвижным основанием упругими связями, каждая из которых порождающими усилия определенной структуры (пропорциональные смещению, скорости, ускорению). При этом, как уже говорилось, характеристики жесткости могут быть комплексными величинами. В частном случае, когда частота колебаний равна нулю, имеет место статический расчет параметров деформирования квазиодномерной модели.

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

соответствующем построении алгоритма расчета, соответствие устойчивости результатов вычислений и устойчивости моделируемого процесса [6].

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

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

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

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

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

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

Очевидно, что при реализации такого подхода влияние слагаемых первой и третьей групп выполняется программой [12] автоматически при соответствующей коррекции исходных данных. При наличии слагаемых второй группы в модель ПКУДС следует ввести дополнительные элементы, учитывающие влияние нового фактора; очевидно, что в таком случае потребуются модернизация алгоритма и программы расчета.

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

Хронологически первой была решена задача о влиянии на параметры вибрации модели в виде квазиодномерной конструкции статической продольной (сжимающей либо растягивающей) силы [10]; ее действие в каждом базовом элементе

приводило, во-первых, к возникновению дополнительного изгибающего момента, пропорционального абсолютному значению угла поворота элемента и, во-вторых, к возникновению дополнительного изгибающего момента, пропорционального деформации сдвига в обобщенном шарнире деформаций. В рамках программы [12] учет воздействия первого момента был выполнен на этапе вывода формул для ПО при проходе безынерционного стержня; учет воздействия второго – при проходе обобщенного шарнира деформаций.

Очередной задачей, для решения которой потребовалась модернизация исходной модели, была задача о вибрации валопровода, оснащенного винтом, вращающимся с заданной угловой скоростью [10]. В этом случае в процессе установившихся колебаний валопровода со стороны винта дополнительно действуют моменты гироскопической природы, обусловленные угловой скоростью его переносного движения. Необходимость учета этих моментов привела к введению в точку расположения винта для модели валопровода дополнительного опорного комплекса из двух пружин мнимой жесткости, которые и индуцировали появление таких моментов в процессе вибрации валопровода.

Отметим, что моделируемый процесс обладает чертами автоколебательного процесса, поскольку валопровод с винтом при колебаниях порциями получает энергию от вращения винта с постоянной угловой скоростью. Наличие отмеченных черт подтверждает несимметрия матриц инерционно-жесткостных характеристик и, как следствие, матриц ПО. Для указанной задачи были разработаны алгоритм и программа расчета параметров вибрации валопровода переменного поперечного сечения, опирающегося в заданных точках на упругие опоры и обладающего винтом, вращающимся с заданной угловой скоростью (программа «Винт»). Результаты расчетов по разработанной программе показали хорошее совпадение с результатами для частных случаев, приведенными в литературе справочного характера.

Следует отметить, что предлагаемый подход оказывается достаточно эффективным при создании модели плоской или пространственной конструкции из сравнительно небольшого количества конструктивных модулей (до пары десятков, поскольку при увеличении числа точек сопряжения модулей теряются сформулированные выше преимущества реализованного подхода). Сборка осуществляется посредством введения обобщенных шарниров с задаваемыми линейными и угловыми податливостями в трех ортогональных направлениях; при этом каждый GL - шарнир (рис.3) представляет собой безразмерную балочку из 4х элементов. Крайние элементы нужны для согласования с осями связываемых балок, а средние - для задания податливостей шарнира отдельно (если надо) для каждой балки. В точке соединения этих элементов осуществляется поворот между осями балок 1 и 2.

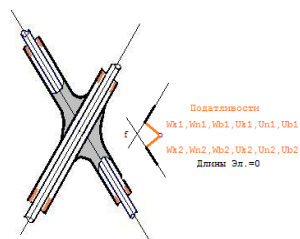


Рис. 3. Схема GL - шарнира

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

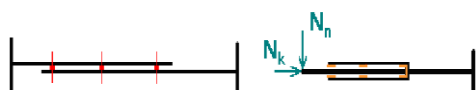


Рис. 4. Варианты расположения GL – шарниров

Программа и результаты расчета

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

Алгоритм расчета задачи

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

В качестве математического метода, принятого при разработке алгоритма расчета и программы вычисления параметров деформации квазистатического варианта модели каждого конструктивного модуля (корпус, наружный вал, внутренний вал), был выбран метод парциальных откликов (МПО) [1, 6, 7] в его дискретном варианте; при этом параметры установившихся колебаний

(амплитуды внутренних усилий, опорных реакций и смещений) вычисляются при рассмотрении совместности деформаций правой и левой парциальных систем в точке их сопряжения.

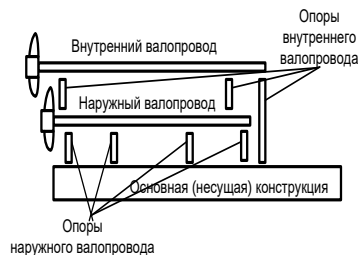


Рис. 5. Схема объекта с соосным валопроводом

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

Описание программ «Демонстрация»

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

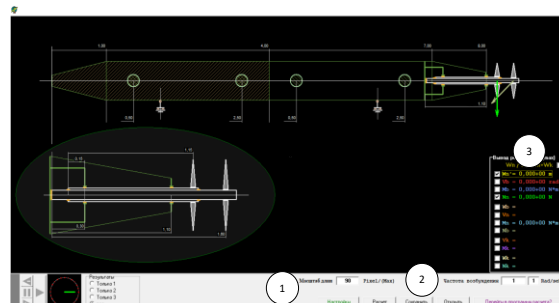


Рис. 6. Фрагмент окна программы

При старте программы (рис.6) появляется окно со схемой конструкции. В окне находятся различные панели настроек и дисплей, на котором представлена схема рассчитываемой конструкции: 1-я панель дает возможность задать геометрические характеристики валов и нагрузку на внешний и внутренний вал; 2-я панель дает возможность менять частоту возбуждения, а также возможность перейти в расчетную программу «Рама»; 3-ая предназначена для назначения параметров вибрации, графики распределения амплитуд которых следует вывести на экран.

В свою очередь, приведенная программа «Демонстрация», может быть использована как подпрограмма, позволяющая сравнительно легко создавать иные расчетные модели с более удобным интерфейсом, соответствующим конкретной задаче пользователя.

Исследование влияния вращения отдельных элементов конструкции соосного валопровода при их совместной работе с корпусом на параметры вибрации

На настоящем этапе требуется рассчитать собственные частоты каждого из конструктивных модулей (внешнего и внутреннего валов, а также корпуса подводного аппарата (ПА)) в отдельности, а также при их совместной работе.

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

- амплитуда вертикального смещения в точке присоединения винта W_n , мм;
- амплитуда вертикальной составляющей опорной реакции на опоре вблизи винта N_n , Н;
- частоты собственных колебаний ω^* (рад/с), принадлежащие исследуемому диапазону частот. Диапазон частот вынуждающего воздействия $\omega \in [0 - 502,64]$, рад/с ограничивается числом лопастей (у винта 4 лопасти); диапазон рабочей частоты вращения винта $\Omega \in [0 - 125,66]$, рад/сек (ограничивается максимальным числом оборотов гребного вала в минуту).

Во-вторых, в качестве исходных данных были выбраны:

- Внешний вал (рис.7): материал – простая углеродистая сталь, внешний диаметр 76мм, внутренний диаметр 64мм, длина 1.65м; отстояние первого упорного подшипника 0 м; второго опорного подшипника 0.02м; третьего опорного подшипника 1,55м; податливости опор в указанных направлениях нулевые; масса винта 1.5кг, осевой момент инерции 0.026 кгм²; расположен на 0.05м от конца вала; угловая скорость вращения вала $\Omega = 125.66$ рад/с; статическая сила упора винта далее (ССУВ) 1000Н.

- Внутренний вал (рис.7): материал – простая углеродистая сталь, диаметр 60мм, внутренний диаметр 48мм, длина 1.9м; отстояние упорного подшипника от начала отсчета 0м; первой промежуточной опоры 0.14 м; второй промежуточной опоры 1.64м; масса винта 1.7кг, осевой момент инерции 0.033кгм²; расположен на 0.05м от конца вала; рабочая угловая скорость вращения вала $\Omega = 125.66$ рад/с; ССУВ равна 1000Н.

Корпус ПА (рис.7): материал – простая углеродистая сталь, диаметр 700мм, внутренний диаметр 680мм, длина 8.0м; отстояние первой промежуточной опоры 1.64 м; второй промежуточной опоры 5м.

Результаты расчета

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

- При расчете внутреннего вала было получено, что влиянием вращения элементов вала на собственные частоты, а также на параметры вибрации валопровода можно пренебречь. При этом первая собственная частота изгибных колебаний данного вала составила $\omega^* = 517$ рад/с. Результаты полученные без учета вращения элементов вала аналогичны тем, что были при учете влияния вращения на рабочей частоте, а также на частоте близкой к собственной.

- При расчете внешнего вала было получено, что влиянием вращения элементов вала на собственные частоты, а также на параметры вибрации валопровода можно пренебречь. При этом первая собственная частота изгибных колебаний данного вала составила $\omega^* = 675$ рад/с. Результаты полученные без учета вращения элементов вала аналогичны тем, что были при учете влияния вращения на рабочей частоте, а также на частоте близкой к собственной.

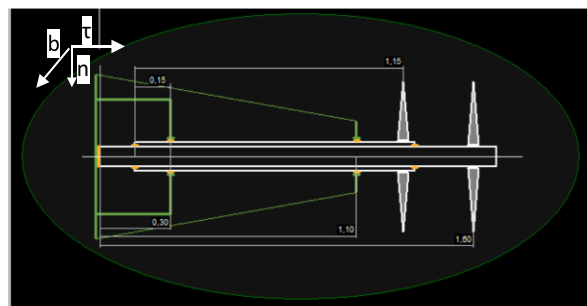


Рис. 7. Расчетная схема

- При расчете корпуса ПА было получено, что первая собственная частота изгибных колебаний корпуса составила $\omega^* = 282$ рад/с.

- При расчете совместной работы валов с учетом корпуса было получено, что влиянием вращения элементов вала на собственные частоты, а также на параметры вибрации валопровода можно пренебречь. Однако первая собственная частота изгибных колебаний корпуса ПА при учете совместности колебаний существенно снизилась и составила $\omega^* = 219$ рад/с. Результаты, полученные без учета вращения элементов вала близки к тем, что были при учете влияния вращения на рабочей частоте, а также на частоте близкой к собственной.

Вывод:

1) расчеты параметров совместной вибрации в исследуемом диапазоне частот показали существенное снижение первой собственной частоты корпуса; при этом в характерных точках валов существенного отличия амплитуд поперечных смещений и внутренних усилий не наблюдалось;

2) учет влияния вращения валов в разную сторону на основном режиме движения не показал существенного отличия амплитуд поперечных смещений и внутренних усилий при сравнении с параметрами вибрации не вращающихся валов; на взгляд авторов результат объясняется взаимной компенсацией возникающих гироскопических моментов. При этом учет вращения валов в разную сторону показал достаточно существенное изменение амплитудных значений параметров вибрации.

Заключение

разработанная модель, алгоритм и программа расчета параметров совместной вибрации корпуса объекта и соосного валопровода показали свою работоспособность. Выполненные расчеты для задачи прикладного характера достаточно хорошо согласуются с представлениями о поведении рассмотренного объекта.

Литература

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

References

1. Alexandrov V.L., Matlakh A.P., Polyakov V.I. Borba s vibratsiey na sudah [Vibration control on ships], SPb, MorVest, 2005, s.421
2. Biderman V.L. Prikladnaya teoriya mechanicheskix kolebaniy [Applied theory of mechanical vibrations] M.: Visshaya shkola, 1972, 415 s.
3. Davidov V.V., Mattes N.V. Dinamicheskie rascheti prochnosti sudovix konstruksiy [Dynamic strength calculations of ship structures], L.: Sudostroenie, 1974, 336 s.
4. Dimentberg F.M. Izgibnye kolebaniya vraschayuschixsya valov [Bending vibrations of rotating shafts], M.: AN SSSR, 1959, 248 s.
5. Postnov V.A., Xarkhurim I. Y. Metod konechnix elementov v raschetax sudovix konstruksiy [Finite element method in calculations of ship structures], L.: Sudostroenie, 1974, 344 s.
6. Chuvikovsky V.S. Chislennie metodi raschetov v stroitelnoy mehanike korabllia. [Numerical Methods of Calculations in the Structural Mechanics of a Ship], L, Sudostroenie, 1976, 374
7. Melkonian A.L., Nikolaev D.A. Kvaziodnomernie modeli dlia analiza parametrov vibratsii sudovogo korpusa na rannih stadiakh ego proektirovaniya [Quasi-one-dimensional models for the analysis of ship hull vibration parameters at early stages of its design], SPb, Morintex, №2(44) T.1, s. 44-51, 2019
8. Melkonian A.L., Nikolaev D.A. Modifikatsiya inetsionno-gestkostnih harakteristik modeli kak put resheniya zadach o ee ustanovivshisya kolebaniyah [Modification of the inertial-stiffness characteristics of the model as a way to solve problem of its steady-state oscillation]. SPb, Morintex, №1(47) T.3, s. 12-20, 2020
9. Melkonian A.L., Nikolaev D.A. Sovmestnaya vibratsiya sudovogo korpusa i ego konstruktivnih moduley s malim rayonom sopryazheniya [Joint vibration of the ship's hull and structural modules with a small interface area]. SPb., Sea Messenger, №1(81), s. 53-58, 2022
10. Gezha D.V., Melkonyan A.L., Nikolaev D.A. Evaluation of the impact of the stop force of a rotating propeller on the vibration parameters of the shaft line [Evaluation of the impact on the vibration parameters of the shafting of the stop force of the rotating propeller]. St. Petersburg, Morintech, No.2(56), vol.2, pp. 53-58
11. Babanin N.V., Melkonyan A.L., Nikolaev D.A. Raschet vibratsee soosnogo valoprovoda s uchetom vrascheniya grebnykh vintov [Calculation of vibration of coaxial shafting, taking into account the rotation of propellers]. SPb, Proceedings KGNC, T1, s. 72-79, 2022
12. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Effectiveivnoe reshenie. Raschet izognutih balok i ram [Effective solution for curved beams and frames]). 30.10.2022.

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. Лотманская, 3, тел. (921) 099-38-34, e-mail: nikolai-babanin@mail.ru

Nikolay V. Babanin, Ph.D. (Eng), assistant professor, assistant 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. Лотманская, 3, тел. (911) 911-64-25; e-mail: mel1950@mail.ru

Armen L. Melkonian, Ph.D. (Eng), assistant 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

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 20.02.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 31.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 12.06.2024.

Научная статья

УДК 629.5.021.001

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.010>

Равнонапряженное регулярное перекрытие на упругом основании

Миронов М.Ю.¹ mironov31051973@mail.ru, Кириллов-Алексеев П.А.^{1,2} j.join2015@yandex.ru¹ Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, ²ПКБ «Петробалт, Санкт-Петербург, Россия

Аннотация. В статье рассматривается разработка алгоритма расчета и проектирования равнонапряженного регулярного перекрытия с произвольным числом балок главного направления (БГН) и перекрестных связей (ПС), причем все балки расположены на сплошном упругом основании (СУО) постоянной жесткости. Модель перекрытия на СУО пригодна для расчетов ленточных фундаментов зданий и сооружений, сетчатых подкреплений легких заполнителей в трехслойных композитах, искусственных гатей и понтонов. Коэффициенты влияния отыскиваются в виде комбинаций функций Н.П. Пузыревского.

Исследуется корректность гипотезы о восприятии внешней нагрузки только БГН, а также влияние параметров топологии перекрытия и СУО на распределение жесткостей балок равнонапряженной конструкции с учетом жесткости постели. Низкая жесткость упругого основания приводит при выравнивании напряжений к снижению роли перекрестных связей, повышение жесткости – к возрастанию их роли.

Для верификации используется конечно-элементное моделирование.

Ключевые слова: регулярное перекрытие, метод сил, функции влияния упругого основания, равнонапряженная конструкция, коэффициент постели, упрощающие гипотезы.

Для цитирования: Миронов М.Ю., Кириллов-Алексеев П.А. Равнонапряженное регулярное перекрытие на упругом основании, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 75—82. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.010.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.010>

Equally mechanically stressed grid on the elastic base

Mikhail Y. Mironov¹ mironov31051973@mail.ru, Pavel A. Kirillov-Alekseev^{1,2} j.join2015@yandex.ru¹State Marine Technical University, ²PKB Petrobalt LLC, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. The paper deals with the development of a calculation and design algorithm for an equal-stress regular slab with an arbitrary number of main direction beams (MDBs) and cross-braces (CBs), with all beams located on a continuous elastic base (CEB) of constant stiffness. The overlap model based on the SEB is suitable for calculations of ribbon foundations of buildings and structures, mesh reinforcements of light aggregates in three-layer composites, artificial gates and pontoons. The coefficients of influence are found in the form of combinations of N.P. Puzyrevsky's functions.

The correctness of the hypothesis about the perception of an external load only by the BMD is investigated, as well as the influence of the parameters of the overlap topology and the SEB on the distribution of stiffness of beams of an equally stressed structure, taking into account the stiffness of the bed. The low stiffness of the elastic base leads to a decrease in the role of cross-links during stress equalization, and an increase in stiffness leads to an increase in their role.

Finite element modeling is used for verification.

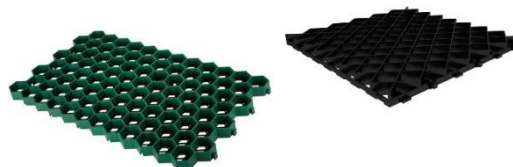
Keywords: regular grid, force method, elastic base influence functions, equidistant structure, bed coefficient, simplifying hypotheses.

For citation: Mironov M.Yu., Kirillov-Alekseev P.A. Equally mechanically stressed grid on the elastic base, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 75—82. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.010.

Введение

Конструкции и покрытия, обеспечивающие проходимость обычной колесной и гусеничной техники по заболоченной и заснеженной местности (гати), обеспечивающие сдвиговую устойчивость поверхностных слоев грунта в насыпях или подкрепляющие временный ледовый аэродром на поверхности водоема, традиционно изготавливались из подручного строительного материала, чаще всего – дерева. В настоящее время с развитием производства недорогих полимерных конструкционных материалов всё шире распространяются быстро собираемые из

одинаковых фрагментов сетчатые подкрепления поверхностных слоев податливого грунта (рис. 1).



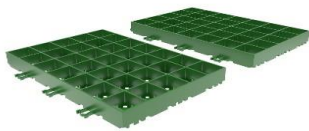


Рис. 1. Примеры конструкций грунтовых решеток из эластомеров

Такие конструкции должны обеспечить достаточную для эксплуатации техники жесткость при восприятии контактной нагрузки, быть при этом прочными и легкими, обеспечивая мобильную доставку и развертывание в необходимом месте. Они могут обладать сплошным настилом или быть проницаемыми.

Для проектирования сложных ленточных фундаментов зданий и сооружений, сетчатых подкреплений легких заполнителей в трехслойных композитах, искусственных гатей и понтонов, включая временные и плавучие аэродромы для пилотируемой и беспилотной авиации, представляет интерес экономичная балочная модель плоского перекрытия на СУО [2], не требующая явного моделирования подстилающей среды как отдельного тела, среды или структуры. Результаты расчетов такой модели также будут интересны для сравнения с моделями поведения ортотропных пластин на СУО.

Допущения для моделирования

Известно, что расчет регулярных перекрытий с большим числом БГН часто сводится к рассмотрению поведения ПС как балок на СУО [2], в данном же случае речь идет именно о конструкции, все связи которой уже располагаются на упругом основании.

Расчетная схема модели в частном случае, когда всё прямоугольное перекрытие на опорном контуре свободно опёрто, нагружено постоянным давлением p и лежит на СУО постоянной жесткости k , представлена на рис. 2.

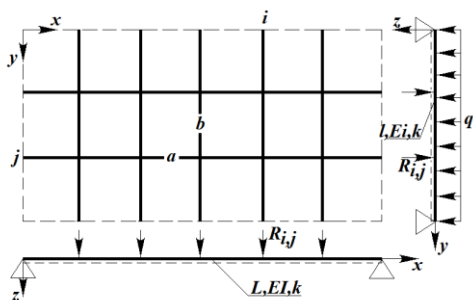


Рис. 2. Расчетная схема регулярного перекрытия на СУО

Жесткость винклеровского основания k может быть введена в модель из решения вспомогательных задач. СУО «водяного» типа сопротивляется прогибам балок за счет архимедовых сил, пропорциональных ширине сечений [7]. Для рыхлых

пластичных сред поиск реакции основания на вертикальное смещение требует привлечения моделей механики грунтов [8], для плотных оснований следует при определении жесткости пользоваться решениями в перемещениях контактных задач о действии жесткого протяженного штампа [9].

В первом приближении остаёмся в рамках предложенной И.Г. Бубновым гипотезы о восприятии внешней нагрузки давлением по настилу только балками главного направления [2], [10], как показано на рис.2. Гипотеза эта при отсутствии СУО вполне удовлетворительно работает при достаточно большом числе БГН. Однако соотношение шпаций по ПС и по БГН может потребовать перейти к более универсальной гипотезе – о восприятии внешнего давления всеми балками по «конверту Бубнова», т.е. как треугольной или трапецевидной распределенной нагрузки [10]. Заметим, если сам настил контактирует с упругим основанием, очевидно, характер реакций на контуре «клетки» изменится, что потребует рассмотрения поведения пластины на СУО, например, на основе имеющихся аналитических или численных решений [11], [12].

При локальном нагружении перекрытия без настила пятнами контакта от перемещаемой техники распределение контактной нагрузки по балкам также может в пределах пятна определяться по «конвертной» гипотезе.

Алгоритм формирования СЛАУ метода сил для произвольной регулярной конструкции

Остается справедливой и гипотеза об однокомпонентном силовом взаимодействии ПС и БГН [2]. На базе классического метода сил («приравнивания прогибов») [2],[10] формируется система однотипных уравнений вида:

$$\sum_{j=1}^{N_{\text{ПС}}} \gamma_{1ij} \cdot \frac{R_{ij} \cdot L^3}{EI} + \sum_{i=1}^{N_{\text{БГН}}} \gamma_{2ij} \cdot \frac{R_{ij} \cdot L^3}{EI} = \beta_{1i}(y_j) \cdot \frac{q \cdot L^4}{EI} - \beta_{2j}(x_i) \cdot \frac{q \cdot L^4}{EI}, \quad (1)$$

где γ_{1ij} – коэффициенты влияния на узловые прогибы БГН сосредоточенных сил (реакций взаимодействия БГН и ПС), γ_{2ij} – коэффициенты их же влияния на прогибы ПС, $\beta_{1i}(y_j)$ и $\beta_{2j}(x_i)$ – коэффициенты влияния распределенной нагрузки с амплитудой q (в зависимости от принятой гипотезы восприятия) на прогибы ПС и БГН соответственно. Величины коэффициентов влияния зависят от закрепления связей перекрытия на контуре, характера нагрузки и положения контрольного узла. В рассматриваемом случае $\beta_{2j}(x_i) = 0$.

На основе замеченных закономерностей формирования ленточной структуры построен алгоритм формирования матрицы податливости конструкции для произвольного числа БГН и ПС, а также вектора правой части (ВПЧ) СЛАУ метода приравнивания прогибов (МПП) (рис. 3).

Как видно из схемы (рис.3), перед формированием СЛАУ необходимо составить матрицы коэффициентов влияния (МКВ) нагрузок на прогибы БГН и ПС: $[\gamma_1]$ порядка $N_{\text{ПС}} \times N_{\text{ПС}}$, $[\gamma_2]$ порядка $N_{\text{БГН}} \times N_{\text{БГН}}$ и $\{\beta_1\}$ – вектор порядка $N_{\text{ПС}}$.

а)	(N _{ПС} x N _{ПС}) блоков порядка (N _{БГН} x N _{БГН})				б)	N _{ПС} подвекторов длиной N _{БГН}
	s=1,...,N _{ПС}					i=1,...,N _{БГН}
k=1,...,N _{ПС}			...			...
	...	Диагональный блок (k,k) i=1,..., N _{БГН} ; j=1,..., N _{БГН} M _{(k-1)·(N_{БГН}+1), (s-1)·(N_{БГН}+1)}} = = γ _{1k,s} +γ _{2i,j} , i=j = γ _{2i,j} , i≠j	Внедиагональный блок (k,s) i=1,..., N _{БГН} ; j=1,..., N _{БГН} M _{(k-1)·(N_{БГН}+1), (s-1)·(N_{БГН}+1)}} = = γ _{1k,s} , i=j = 0, i≠j			V _{(k-1)·N_{БГН}+i}} =β _{1k} ·q·l ⁴ /Ei
			...			

Рис. 3. Схема матрицы податливости (а) и ВПЧ (б) СЛАУ МПП порядка ((N_{ПС} x N_{БГН}) x (N_{ПС} x N_{БГН}))

Основную сложность в решении задачи об изгибе перекрытия, все балки которого лежат на СУО, представляет получение аналитических выражений для коэффициентов влияния (КВ) распределенной нагрузки на прогиб БГН:

$$\beta_1(u_1, x) = f_{01}(u_1, x) \cdot \beta^{\text{без СУО}}(x) \quad (2)$$

и для КВ влияния сосредоточенной силы на прогибы БГН и ПС:

$$\gamma_1/2(u_{1,2}, y/x, a_P) = f_{02}(u_{1,2}, y/x, a_P) \cdot \gamma^{\text{без СУО}}(y/x, a_P), \quad (3)$$

где u₁ и u₂ – параметры Бубнова для БГН и ПС соответственно,

$$u_1 = \frac{l^4}{2} \sqrt{\frac{k}{EI}}, \quad u_2 = \frac{l^4}{2} \sqrt{\frac{k}{EI}}, \quad (4)$$

f₀₁, f₀₂ – функции Бубнова [2] для значений КВ в точках x или y под действием нагрузки или силы с координатой a_P; β^{без СУО}(x) и γ^{без СУО}(y/x, a_P) –

распределенные коэффициенты влияния для обычных однопролетных балок [3] при тех же г.у. и нагрузке.

В случае, например, полностью опертого на контуре перекрытия, вводя относительные продольные координаты прогиба $\bar{y} = y/l$ и сосредоточенной силы $\rho = a_P/l$, используя общие и частные аналитические решения ДУ балки на СУО в гармонически-экспоненциальных функциях Н.П. Пузыревского V₀(u), ..., V₃(u) [10], и подставляя их в систему ГУ для поиска определяющих констант, получаем:

$$f_{01}(u, \bar{y}) = \frac{24 \left(1 - \frac{V_0(u) \cdot V_0(2\bar{y} \cdot u) + V_2(u) \cdot V_2(2\bar{y} \cdot u)}{V_0^2(u) + V_2^2(u)} \right)}{(2u)^4 (\bar{y} - 2\bar{y}^3 + \bar{y}^4)}, \quad (5)$$

$$\frac{-6}{2\sqrt{2} \cdot (2u)^2} \frac{V_1(2u) \cdot V_3(2u \cdot (1-\rho)) - V_3(2u) \cdot V_1(2u \cdot (1-\rho))}{V_1^2(2u) + V_3^2(2u)} \cdot V_1(2u \cdot \bar{y}) + \frac{V_1(2u) \cdot V_1(2u \cdot (1-\rho)) + V_3(2u) \cdot V_3(2u \cdot (1-\rho))}{V_1^2(2u) + V_3^2(2u)} \cdot V_3(2u \cdot \bar{y}) - \frac{V_3(2u \cdot (1-\rho))}{\rho} \cdot (1-\rho) \cdot \bar{y} \cdot (1 - (1-\rho)^2 - \bar{y}^2) + (1-\rho)^2 \quad (6)$$

Решение сформированной СЛАУ дает вектор реакций взаимодействия X=M⁻¹·V, который удобно представить в виде прямоугольной матрицы:

$$R_{ij} = X_{(j-1) \cdot N_{БГН}+i}, i=1,..., N_{БГН}; j=1,..., N_{ПС}. \quad (7)$$

В итоге получаем прогибы

$$w_{БГН}(y, i) = \beta_1(u_1, y) \cdot \frac{q \cdot l^4}{EI} - \sum_{j=1}^{N_{ПС}} \gamma_1(u_1, y, Y_j) \cdot \frac{R_{ij} \cdot l^3}{EI}, \quad (8)$$

$$w_{ПС}(x, j) = \sum_{i=1}^{N_{БГН}} \gamma_2(u_2, x, Y_j) \cdot \frac{R_{ij} \cdot l^3}{EI} \quad (9)$$

и изгибающие моменты

$$M_{БГН}(y, i) = EI \frac{d^2 w_{БГН}(y, i)}{dy^2}, M_{ПС}(x, j) = EI \frac{d^2 w_{ПС}(x, j)}{dx^2}. \quad (10)$$

Отсюда при известных размерах и формах сечений БГН и ПС вычисляются модули изгибных напряжений, максимальные значения которых в крайних фибрах характеризуют напряженность конструкции.

Особенности реализации

Аналитическое решение ДУ изгиба балки на СУО для произвольного характера нагрузки, включая прерывистые и сосредоточенные нагрузки и их комбинации, существенно сложнее решения обычного ДУ изгиба.

Расчет перекрытия на СУО в среде системы компьютерной алгебры, например, PTC MathCAD

позволяет использовать возможности процессоров символьных вычислений для получения аналитических выражений КВ. С учетом несовершенства этих процессоров целесообразно как можно большее количество аналитических преобразований выполнять поэтапно, «вручную» перенося промежуточные результаты между операциями.

Не следует пытаться упрощать громоздкие аналитические выражения. Имеет смысл сохранять их как сложные функции – комбинации функций Пузыревского и Бубнова, тем не менее уровень вложенности следует стремиться сохранять максимально низким.

При формировании и решении СЛАУ все вычисления – уже не символьные, а численные. Все узловые коэффициенты влияния должны быть вычислены по заранее полученным аналитическим выражениям и внесены в указанные выше матрицы.

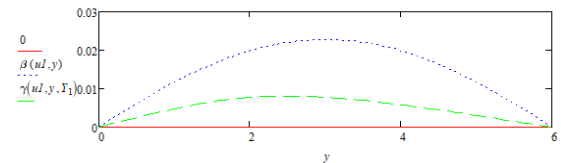
Влияние жесткости СУО на НДС конструкции

Выполнены тестовые расчеты модельного перекрытия на СУО, свободно опертого по контуру, характеристики которого представлены в Табл. 1. Минимальная и максимальная жесткость основания для исследования отличаются на 2 порядка.

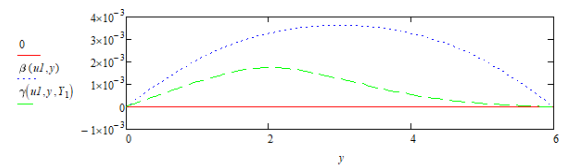
Таблица 1
Параметры исследуемой модели простейшего перекрытия на СУО

Характеристика	Балки главного направления	Балки – перекрёстные связи
Количество, шт.	3	2
Длина, м	6	12
Модуль Юнга материала, МПа	$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$
Высота полосового сечения, см	5	5
Ширина полосового сечения, см	2	2
Прощадь сечения, см ²	10	10
Момент инерции сечения при изгибе в вертикальной плоскости, см ⁴	20,83	20,83
Распределенная нагрузка от настила $q=r \cdot \Delta a$, Н/м	$3,017 \cdot 10^5$	0
Жесткость СУО, МПа	0,001 1	0,01 1
Параметр Бубнова	1,18 1	2,10 0

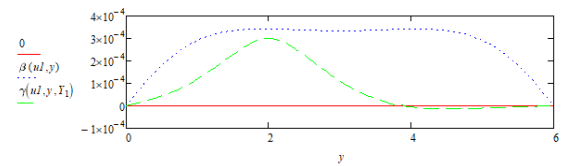
Влияние жесткости основания на величину и характер коэффициентов влияния показано на Рис. 4.



$k=0,001$ МПа



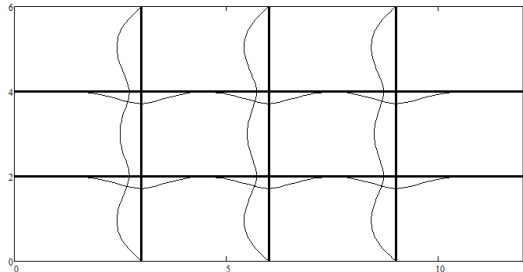
$k=0,01$ МПа



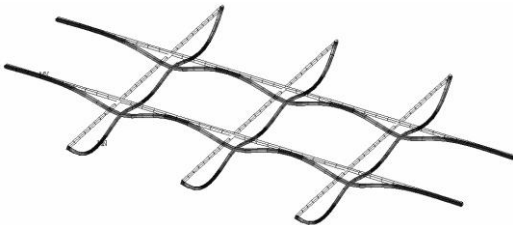
$k=0,1$ МПа

Рис. 4. Распределение коэффициентов влияния распределенной нагрузки и сосредоточенной силы для разных жесткостей СУО

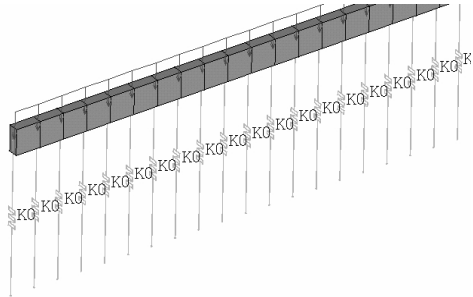
Верификация полученных аналитических решений выполнялась с помощью конечно-элементного моделирования на плотной балочной сетке (10 КЭ на пролет), где СУО заменялось эквивалентной совокупностью одноосных вертикальных пружинных КЭ [6] (Рис.5, в). Аналитическое и численное решения во всем рассмотренном диапазоне значений k практически совпали (рис. 5, а-б).



а



б



в

Рис. 5. Аналитическое (а) и численное (б) решение в прогибах для высокой жесткости СУО $k=1$ МПа; в – фрагмент балочно-пружинной модели

Перспективным для сокращения вычислительных затрат здесь видится применение специальных КЭ балки на СУО [5].

Проектирование перекрытия на СУО с равнонапряженными балками

Под равнонапряженной конструкцией будем понимать перекрытие, в котором максимальные по модулю изгибные напряжения в БГН и в ПС равны некоторому номиналу [4] (или близки к нему по величине с принятой точностью). Равнонапряженная конструкция не всегда является конструкцией минимальной массы при заданных ограничениях, однако является рациональной с точки зрения прочности, особенно – под перемещающейся в произвольном направлении нагрузкой. Часто, несмотря на статическую неопределимость, проектное выравнивание напряжений путем

изменения геометрии сечений приводит к близкому к оптимальному соотношению [1], [5] между жесткостями ПС и БГН для заданной топологии и ГУ.

В качестве управляющих параметров проекта здесь приняты высоты поперечных полосовых сечений ПС (a_2) и БГН (a_1) (см. Табл.1). Источником информации о номинальных напряжениях считаем вариант перекрытия с $a_1=a_2=0.05$ м. За номинал σ_{nom} приняты максимальные по модулю напряжения в этом варианте σ_{max} при всех рассмотренных значениях k .

Итерационный алгоритм выравнивания напряжений 0-го порядка [4] строится на пересчете

$$a_m^{(s+1)} = a_m^{(s)} \cdot (\sigma_{max}/\sigma_{nom})^\theta, \quad (11)$$

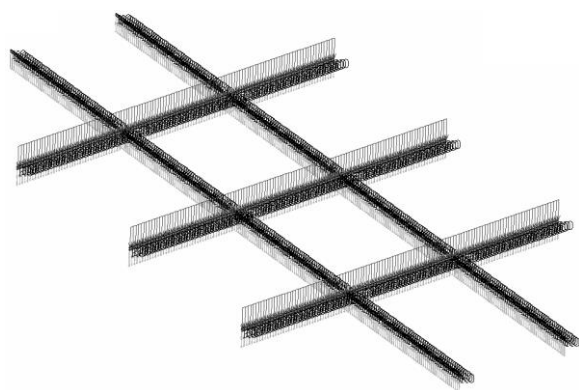
где $m=1,2$; s – номер итерации, θ – релаксационный показатель, замедляющий сходимость, но при этом улучшающий устойчивость решения за счет исключения численных осцилляций.

Аналитическое решение с помощью полученной программы позволяет быстро выполнить нужное для сходимости алгоритма выравнивания число итераций. Критерием сходимости является слабое изменение управляющих параметров на соседних итерациях. В Табл. 2 представлены эпюры прогибов, изгибающих моментов и модулей изгибных напряжений в БГН и ПС конструкции при достижении сходимости алгоритма выравнивания, а также финальные значения управляющих параметров.

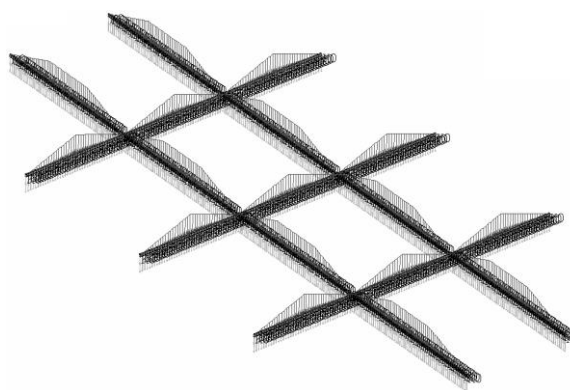
Таблица 2

Результаты проектировочных расчетов перекрытия

$k=0,001$ МПа	$k=0,01$ МПа	$k=0,1$ МПа
Масштабный множитель прогиба (м) 0,01	Масштабный множитель прогиба (м) 0,05	Масштабный множитель прогиба (м) 0,5
Масштабный множитель момента (Дж) $1 \cdot 10^{-6}$	Масштабный множитель момента (Дж) $2 \cdot 10^{-6}$	Масштабный множитель момента (Дж) $5 \cdot 10^{-6}$
$\sigma_{nom}=1,704 \cdot 10^{11}$ Па	$\sigma_{nom}=4,328 \cdot 10^{10}$ Па	$\sigma_{nom}=2,048 \cdot 10^{10}$ Па
$a_1=0.05$ м, $a_2=0.026$ м $\sigma_{max}^{БГН}=1,704 \cdot 10^{11}$ Па $\sigma_{max}^{ПС}=8,898 \cdot 10^{10}$ Па	$a_1=0.05$ м, $a_2=0.06$ м $\sigma_{max}^{БГН}=4,328 \cdot 10^{10}$ Па $\sigma_{max}^{ПС}=5,224 \cdot 10^{10}$ Па	$a_1=0.05$ м, $a_2=0.062$ м $\sigma_{max}^{БГН}=2,048 \cdot 10^{10}$ Па $\sigma_{max}^{ПС}=2,553 \cdot 10^{10}$ Па



а



б

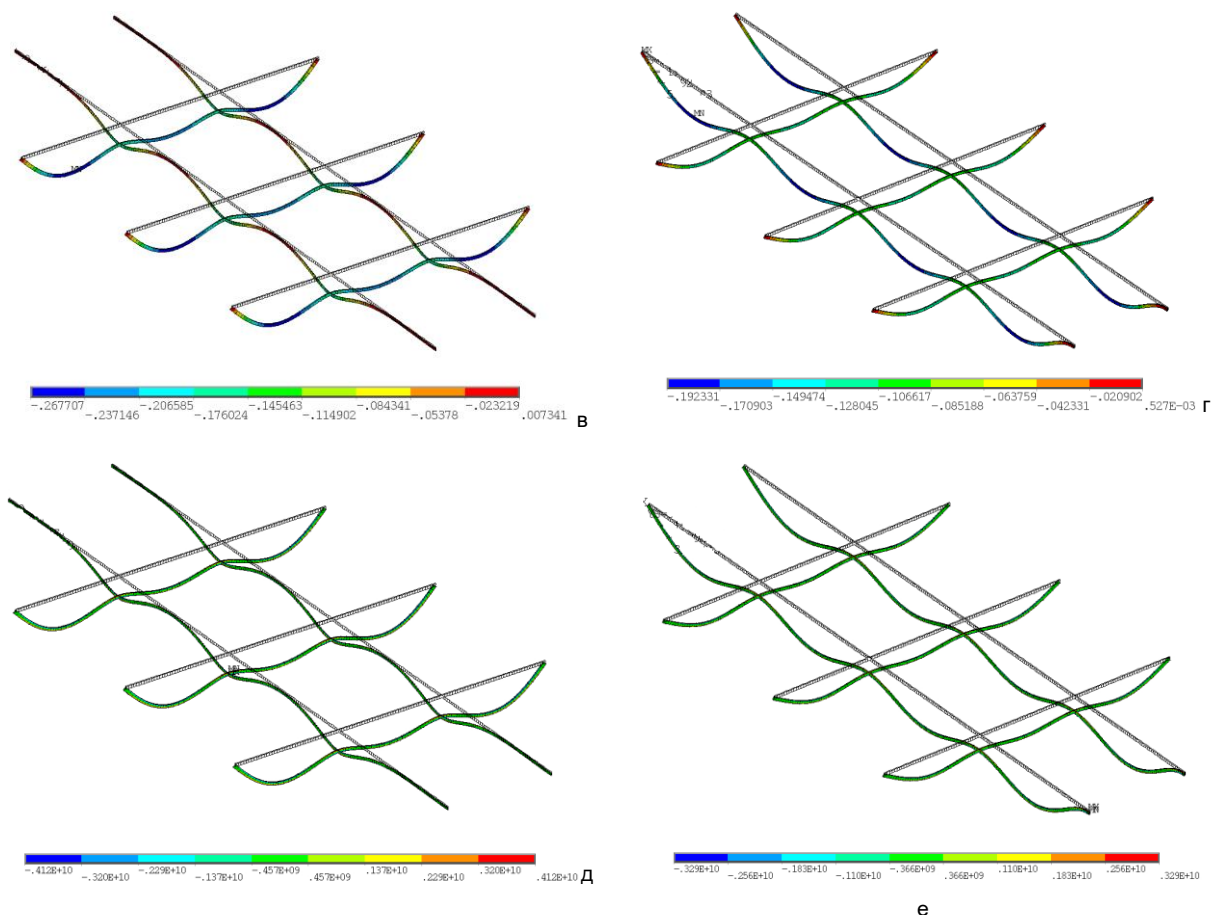


Рис. 6. Схемы нагружения (а,б), прогибы (в,г) и изгибные напряжения (д,е) при различных гипотезах восприятия давления балками перекрытия на СУО

Как видно из Таблицы, в случае низкой жесткости СУО ПС оказываются недогруженными и существенно снижают размер сечения, практически не влияя на напряжения в БГН. Их роль сводится к обеспечению совместности деформирования конструкции.

Повышая жесткость СУО, наблюдаем повышение роли ПС в конструкции. При выбранной топологии (широкая шпация БГН и узкая – ПС) максимальные напряжения в БГН – в середине пролётов, в ПС – узловые. При достаточно высоких k сходимость алгоритма действительно приближает конструкцию к равнонапряженной.

Заключение

Полученные результаты показывают, что необходима оценка влияния на НДС перекрытия различных видов учета гипотезы И.Г. Бубнова о восприятии давления по настилу балками перекрытия. Это влияние может оказаться существенным для проектирования. Для этого в приведенном выше алгоритме аналитического решения необходимо получить коэффициенты влияния «треугольной» и «трапецевидной» нагрузки на контрольные прогибы как суперпозицию решений для частично загруженной балки.

Пока же имеется возможность выполнить такую оценку с помощью МКЭ. Пусть, согласно Табл.1, шпация БГН равна Δa , шпация ПС – Δb . Учтём, что

при $a > b$ по трапеции нагружаются ПС, по треугольнику – БГН, и амплитуда нагрузки $q = p \cdot \Delta a$. Когда же $a < b$, по трапеции нагружаются БГН, при этом $q = p \cdot \Delta b$. Жесткость СУО примем высокой, равной 1 МПа, чтобы влияние СУО было существенным; распределяемое давление $p = 0,1005525$ МПа. На рис. 6 представлены результаты численного расчета в соответствии с видом распределения нагрузки.

Суммарная вертикальная реакция на контуре КЭ-модели перекрытия в случае нагружения только БГН оказывается примерно на 8% больше, чем при распределении по «конверту», максимальный прогиб и максимальные напряжения – примерно на 30% больше. При малом количестве БГН и ПС, тем не менее, очевидно, что гипотеза о нагружении только БГН даёт ошибку в безопасную сторону.

Реальные конструкции на упругом основании, как правило, имеют свободные (или близкие к таковым) граничные условия на контуре. Для перехода к расчетам перекрытий с безопорным контуром (свободно лежащих на СУО) представляется возможным использование условий упругой податливости для поиска констант аналитического решения как функций этой податливости. Верификационной моделью здесь также выступит конечно-элементная модель.

Литература

1. Миронов М.Ю., Бренс П.А., Родионов А.А. Управление динамическими параметрами моделей перекрытий с учетом деформаций поперечного сдвига, Конференция по строительной механике корабля памяти акад. Ю.А. Шиманского. Тезисы докладов, ФГУП ГНЦ ЦНИИ им. А.Н. Крылова, СПб, 2008 г., с.69-70.
2. Родионов А.А. Строительная механика корабля: учебник для вузов, СПбГМТУ, 2013.
3. Справочник по строительной механике корабля п/р О.М. Паля в 3-х т., т.1, Л.: Судостроение, 1982.
4. Чубуков Н.С., Миронов М.Ю. Топологическая оптимизация регулярных пластинчатых и ферменных структур на основе алгоритмов выравнивания полей напряжений, Прикладная математика и информатика: современные исследования в области естественных и технических наук. Материалы III научно-практической всероссийской конференции (школы-семинара) молодых ученых 24-25 апреля 2017 г. – Тольятти: Изд. Качалин А.В., 2017, с. 632-637
5. Миронов М.Ю. Оптимизационное проектирование балок на упругом основании. Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета, вып. 2 (2) 2022, с. 80-100
6. Release 2019 R3. Documentation for ANSYS, 2019 ANSYS, Inc
7. Короткин Я.И., Ростовцев Д.М., Сиверс Н.Л. Прочность корабля, Л.: Судостроение, 1974. – 432 с.
8. Далматов Б.И. Механика грунтов, основания и фундаменты, Л.: Стройиздат, Ленингр. отд-ние, 1988. – 415 с.
9. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия, пер. с англ., М.: Мир, 1989.
10. Постнов В.А., Ростовцев Д.М., Сулов В.П., Кочанов Ю.Н. Строительная механика корабля и теория упругости: учеб. для вузов, т.2: Изгиб и устойчивость стержней, стержневых систем, пластин и оболочек, Л.: Судостроение, 1987 – 416 с.
11. Большаков А.А. Прямоугольная пластина на двухпараметрическом упругом основании: аналитическое решение, Вестник СамГУ — Естественнонаучная серия. 2011. № 8(89), с. 128-133
12. Идимешев С.В. Расчет напряженно-деформированного состояния изотропных прямоугольных пластин на упругом основании, Известия Алтайского государственного университета. Математика, № 1.1-11, 2014, с. 53-56

References

1. Mironov M.Yu., Brens P.A., Rodionov A.A., Control of dynamic parameters of slab models taking into account transverse shear deformations, Conference on Ship Structural Mechanics in Memory of Acad. Yu.A. Shimansky. Theses of Reports, FGUP SSC Krylov Central Research Institute, St. Petersburg, 2008, pp.69-70.
2. Rodionov A.A. Ship Structural Mechanics: textbook for universities, SPbSMTU, 2013.
3. Reference book on ship construction mechanics by O.M. Palya in 3 vols, vol. 1, L.: Sudostroenie, 1982.
4. Chubukov N.S., Mironov M.Yu. Topological Optimisation of Regular Plate and Truss Structures on the Basis of Algorithms of Alignment of Stress Fields, Applied Mathematics and Informatics: Modern Research in the Field of Natural and Technical Sciences. Proceedings of the III Scientific and Practical All-Russian Conference (school-seminar) of Young Scientists 24-25 April 2017. - Togliatti: Izd. Kachalin A.V., 2017, pp. 632-637
5. Mironov M.Yu. Optimisation design of beams on an elastic base. Proc. of St. Petersburg State Marine Technical University, vol. 2 (2) 2022, pp. 80-100
6. Release 2019 R3. Documentation for ANSYS, 2019 ANSYS, Inc
7. Korotkin Y.I., Rostovtsev D.M., Sivers N.L. Ship Strength, L.: Sudostroenie, 1974. - 432 с.
8. Dalmatov B.I. Mechanics of soils, bases and foundations, L.: Stroyizdat, Leningrad Branch, 1988. - 415 с.
9. Johnson, K. Mechanics of Contact Interaction, per. from Engl., M.: Mir, 1989.
10. Postnov V.A., Rostovtsev D.M., Suslov V.P., Kochanov Y.N. Ship Structural Mechanics and Theory of Elasticity: textbook for universities, vol. 2: Bending and Stability of Rods, Rod Systems, Plates and Shells, L.: Sudostroenie, 1987 - 416 p.
11. Bolshakov A.A. Rectangular plate on a two-parameter elastic base: analytical solution, Vestnik SamSU - Natural Science Series. 2011. № 8(89), с. 128-133
12. Idimeshev S.V. Calculation of stress-strain state of isotropic rectangular plates on an elastic base, Izvestiya Altai State University. Mathematics, No. 1.1-11, 2014, p. 53-56

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

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

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

Кириллов-Алексеев Павел Анатольевич, инженер, ООО ПКБ «Петробалт», 199106, ул. Карташихина, д.1-3, лит А-А1; студент кафедры строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3, e-mail: j.join2015@yandex.ru

Kirillov-Alekseev Pavel Anatolyevich, engineer, PKB Petrobalt LLC, 199106, Kartashikhina str., 1-3, lit A-A1; student of the Department of Ship Structural Mechanics, St. Petersburg State Maritime Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya str., 3, e-mail: j.join2015@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 13.05.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 31.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 05.06.2024.

Научная статья

УДК 539.422.224:004.942

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.011>**Использование бессеточных процедур для численного моделирования механического поведения льда в широком диапазоне внешних воздействий**Родионов А.А.¹ rodionovsmk@yandex.ru, Рябушкин С.В.¹ serg.ryabuschkina@yandex.ru¹Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Аннотация. Представлена математическая модель механического поведения льда в широком диапазоне внешних воздействий в форме механики деформируемого твердого тела. Сформулирована расчетная модель применительно к использованию бессеточного численного метода математической физики. Рассмотрены особенности реализации характерных компонентов бессеточного метода: построение аппроксимации решения с помощью функций формы; построение дискретной формы уравнения равновесия; построение дискретной формы граничных и начальных условий. В рамках единой модели выполнено численное моделирование комплекса стандартных механических испытаний ледовых образцов в квазистатическом и динамическом режимах испытаний. Особое внимание уделено описанию поведения льда в условиях скоростного нагружения как наиболее важного для практики. В качестве критерия разрушения предлагается использование критерия инкубационного времени. Результаты численного моделирования находятся в согласии с экспериментальными наблюдениями. Разработанная численная модель после более обширной валидации на апробированных тестовых задачах может найти применение для моделирования силового взаимодействия льда с деталями и конструкциями ледостойких сооружений и машин.

Ключевые слова: численное моделирование, бессеточные методы, функции формы, метод частиц, метод Петрова-Галеркина, механика льда, механика разрушения, ледовый образец, стандартные механические испытания, модель Джонсона-Холмквиста

Финансирование: Исследование выполнено при частичной финансовой поддержки в рамках государственного задания на выполнение научно-исследовательских работ № 075-03-2024-037 от 17.01.2024

Для цитирования: 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—93. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.011.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.011>**Usage of meshless procedures to numerical simulate the mechanical behavior of ice in a wide range of external influences**Aleksandr A. Rodionov¹ rodionovsmk@yandex.ru, Sergey V. Ryabushkin¹ serg.ryabuschkina@yandex.ru¹St. Petersburg State Marine Technical University, Russian Federation

Abstract. A mathematical model of the mechanical behavior of ice in a wide range of external influences in the form of deformable solid mechanics is presented. A computational model is formulated in relation to the use of a grid-less numerical method of mathematical physics. The features of the implementation of the characteristic components of the mesh-free method are considered: the construction of an approximation of the solution using shape functions; the construction of a discrete form of the equilibrium equation; the construction of a discrete form of boundary and initial conditions. Numerical simulation of a complex of standard mechanical tests of ice samples in quasi-static and dynamic test modes has been performed within the framework of a single model. Special attention is paid to describing the behavior of ice under high-speed loading conditions as the most important for practice. The use of the incubation time criterion is proposed as a criterion of destruction. The results of numerical simulation agree with experimental observations. The developed numerical model, after more extensive validation on proven test tasks, can be used to simulate the force interaction of ice with parts and structures of ice-resistant structures and machines.

Keywords: numerical modeling, mesh-free methods, shape functions, particle method, Petrov-Galerkin method, ice mechanics, fracture mechanics, ice sample, standard mechanical tests, Johnson-Holmquist model

Financial Support: The study was carried out with partial 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: Alexander A. Rodionov, Sergey V. Ryabushkin. Usage of meshless procedures to numerical simulate the mechanical behavior of ice in a wide range of external influences, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 83—93. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.011.

Введение

Задачи разрушения массивов льда в широком диапазоне изменения внешних нагрузок приобрели в последнее время особую актуальность.

Связано это, в первую очередь, с большой практической значимостью, а также возрастающей потребностью усовершенствования существующих расчетных схем по определению параметров контактного взаимодействия льда с деталями и элементами ледостойких конструкций и сооружений.

Прочностной анализ в подобных задачах целесообразно проводить путем совместного использования результатов модельных и натурных экспериментов с вычислительными экспериментами, основанными на применении современных численных методов механики сплошных сред.

Очевидно, что корректность вычислительных экспериментов во многом определяется используемой в расчетах модели поведения материала и ее оснащённостью данными о реальных физико-механических свойствах ледовой среды. На текущий момент общепризнанной математической модели, учитывающей поведение такого сложного материала, как лед, не существует. В этой связи построение и реализация подобного рода моделей является необходимым условием для эффективного решения задач прикладной механики льда, соответствующих современному уровню развития численных методов и соответствующих вычислительных возможностей.

1. Подходы к математическому моделированию механического поведения ледовой среды

Задачи прикладной механики льда с вычислительной точки зрения являются одними и наиболее сложных задач механики деформируемого твердого тела (МДТТ), поскольку объединяют в себе практически все виды нелинейностей. В общем случае, указанные задачи:

- динамические (нестационарные), влияние инерции среды на поведение материала и величину нагрузки может быть весьма существенным;
- контактные, причем контактные области могут быть разрывными в пространстве и меняться во времени;
- физически и геометрически нелинейные, при высокоинтенсивном нагружении, результатом являются большие остаточные деформации среды, а также возможно нарушение ее сплошности (растрескивание, крошение, скалывание и т.д.).

Классические сеточные методы (МКЭ и его модификации) для подобных задач уже теряют свою эффективность по причине больших искажений сетки дискретизации, требующих громоздких процедур ее перестроения, а также в связи со сложностью учета дефрагментации модели при различных видах разрушения.

В этой связи, определенные перспективы представляют бессеточные численные методы механики сплошной среды [1-3].

Задача механики сплошной среды для тела объемом Ω и ограниченного поверхностью Γ в перемещениях $u(x)$ (рис. 1) записывается в виде:

- Уравнений равновесия в объеме:

$$F(u) + b = \rho \ddot{u} + c \dot{u} \text{ в объеме } \Omega; \quad (1)$$

- Кинематических граничных условий (ГУ) на части поверхности Γ_u :

$$u - \bar{u} = 0 \text{ на } \Gamma_u; \quad (2)$$

- Силовых граничных условий (ГУ) на части поверхности Γ_f :

$$\sigma \cdot n_v - \bar{f} = 0 \text{ на } \Gamma_f; \quad (3)$$

- Начальных условий (НУ):

$$u|_{t_0} = u_0 \text{ в области } \Omega; \quad (4)$$

$$\dot{u}|_{t_0} = v_0 \text{ в области } \Omega, \quad (5)$$

где $F(u)$ – вектор внутренних реакций деформируемой среды; b – вектор внешних сил; $\dot{u}, \ddot{u}$ – векторы скоростей и ускорений соответственно; ρ – плотность объема материала; c – коэффициент демпфирования; $\bar{u}$ – заданные перемещения; $\bar{f}$ – заданная интенсивность поверхностных сил; n_v – направляющие косинусы; σ – вектор напряжений; u_0 – заданные начальные перемещения; v_0 – заданная начальная скорость.

Приближенное решение задачи численными вариационно-разностными процедурами связано с аппроксимацией поля искомой функции $u(x)$ через конечное число основных неизвестных параметров с помощью набора функций формы. Эта аппроксимация используется для приведения путем дискретизации дифференциального уравнения (1), граничных условий (2), (3) и начальных условий (4), (5) к набору систем алгебраических уравнений относительно основных неизвестных задачи.

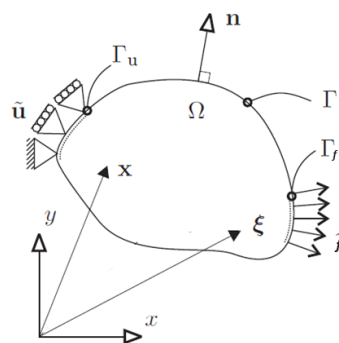


Рис. 1. Общая схема задачи механики деформируемого твердого тела (МДТТ)

Опорным объектом дискретизации бессеточного метода является узел. Взаимодействие между узлами, определяемое функциями формы, зависит только от взаимного положения узлов.

Узлы наносятся внутри области Ω и на границе Γ , в том числе на частях границы Γ_u и Γ_f (рис. 2). Векторы x и ξ содержат координаты произвольных точек тела, вектор x_i указывает на узел.

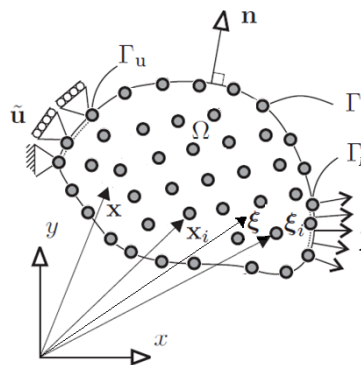


Рис. 2. Расчетная модель бессеточного метода задачи механики деформируемого твердого тела

Основными характерными компонентами бессеточного метода являются: построение аппроксимации решения с помощью функций формы; построение дискретной формы уравнения равновесия; построение дискретной формы граничных и начальных условий [1-3].

Ниже приведены наиболее предпочтительные, по мнению авторов, процедуры для эффективной реализации компонентов бессеточного метода применительно к решению задачи моделирования механического поведения льда в широком диапазоне внешних воздействий.

1.1. Построение функций формы

Общее поле перемещений $u(x)$ аппроксимируется конечным набором узловых параметров d_i с помощью некоторого набора координатных функций, определенных на всей области или на подобласти Ω (в зависимости от варианта численной процедуры):

$$u(x) = \sum_{i=1}^N \phi_i(x) \cdot d_i \quad (6)$$

где N - общее количество узловых параметров; $\phi_i(x)$ - координатная функция или функций формы; d_i - узловые параметры в точке x_i .

Для корректного решения задачи (1)-(5) функции формы $\phi_i(x)$ должны удовлетворять ряду условий:

- непрерывности определенного порядка (k);
- полноты (воспроизводимости) нулевого порядка (что необходимо для моделирования перемещений твердого тела);
- полноты первого порядка (что необходимо для моделирования линейного поля деформаций);
- дельта-символа Кронекера (что понуждает функции формы иметь интерполирующий, локальный характер и важно для учета граничных условий в перемещениях (2)).

Функции формы, которые не соответствуют этому требованию, называются нелокальными или диффузными (распространенными) функциями формы.

В бессеточном методе для построения гладкого аппроксимированного поля перемещений через узловые параметры $d_i = d(x_i)$ применяется интегральное преобразование - свертка (конволюция) с использованием функции ядра ω (оконная или весовая функция), рис. 3.

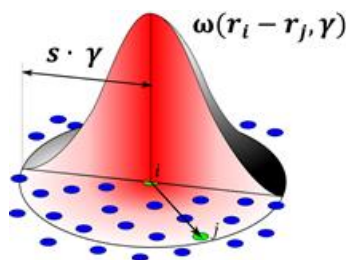


Рис. 3. Функция ядра ω , распространяющая свое влияние по локальной области смежных узлов

Интеграл свертки (7) создает гладкое аппроксимирующее поле перемещений $u(x)$ путем умножения оконной функции (весовая функция) на степени свободы перемещений и интегрированием результата по области Ω :

$$u(x) = \int_{\Omega} \omega(x - \xi, \gamma) \cdot d(\xi) d\Omega \quad (7)$$

Уравнение (7) устанавливает, что перемещение в некоторой фиксированной точке x принимается как функция параметров перемещений окружающих точек ξ . Для конечного числа узловых параметров интегрирование заменяется суммой:

$$u(x) = \sum_{i=1}^N \omega(x - x_i, \gamma_i) \cdot d_i \cdot \Omega_i \quad (8)$$

Здесь обозначено: Ω_i - локальная область, связанная с узлом i ; γ_i - определяет область влияния для функции ядра $\omega_i(x)$; N - количество узлов в области; а функция формы $\phi_i(x)$, определенная в уравнении (6), выражается как:

$$\phi_i(x) = \omega(x - \xi_i, \gamma_i) \cdot \Omega_i \quad (9)$$

Функция ядра ω генерируется по безразмерной координате s_i следующим образом:

$$\omega(x - \xi_i, \gamma_i) = \omega(s_i), \quad (10)$$

где $s_i = \frac{\|x - \xi_i\|}{\beta_i} = \frac{\|x - \xi_i\|}{h \cdot \gamma_i}$, а параметр β_i является абсолютной мерой площади или области влияния функции ядра узла i , как произведение заданного пользователем параметра γ_i и расстояния между узлами h .

Преимуществом функций формы, построенных с использованием интеграла свертки, является их низкая вычислительная стоимость. Однако у этих функций есть недостатки, из-за которых они менее предпочтительны в механике сплошной среды:

- во-первых, условия полноты нулевого и первого порядков обычно не выполняются, поэтому в перемещениях жесткого тела могут присутствовать деформации;
- во-вторых, нарушение условий дельта-символа Кронекера осложняет задание кинематических граничных условий (2).

Предпочтительнее в рассматриваемом случае оказывается использование метода скользящих наименьших квадратов (МСНК). Поле перемещений локально описывается полиномом с коэффициентами, зависящими от координат рассматриваемой точки (откуда и «скользящий» в названии метода наименьших квадратов):

$$u(x, \xi) = p(\xi)^T \cdot a(x), \quad (11)$$

где $p(\xi)$ - вектор, содержащий компоненты полиномиального базиса в точке ξ ; $a(x)$ - соответствующий набор коэффициентов в точке x .

Уравнение (11) устанавливает, что перемещение в фиксированной точке x определяется полиномиальным базисом в ξ раз больше набора параметров, которые определены для этой точки x . Многочлены требуемого порядка могут быть включены в вектор $p(\xi)$.

Примером простого линейного полиномиального поля и его коэффициентов в двумерной задаче являются:

$$p(\xi) = \{1 \quad \xi \quad \eta\}^T; \quad (11.1)$$

$$a(x) = \{a_0(x) \quad a_1(x) \quad a_2(x)\}^T. \quad (11.2)$$

Параметры $a(x)$, принадлежащие полиномиальному базису $p(\xi)$, определяются путем минимизации функционала, выражающего разницу между аппроксимированным полем перемещений и узловыми перемещениями, аналогично

интегральному взвешенному (функцией ядра ω) методу наименьших квадратов (МНК):

$$F(x) = \int_{\Omega} \omega(x - \xi, \gamma) \cdot (d_x(\xi) - p(\xi)^T a(x))^2 d\Omega. \quad (12)$$

Для вычисления коэффициентов полинома, необходимо указать координаты, в которых эти коэффициенты должны быть получены. При конечном числе узловых параметров интегрирование в уравнении (12) заменяется суммой:

$$F(x) = \sum_{i=1}^N \omega(x - x_i, \gamma_i) \cdot (d_i - p(\xi)^T a(x))^2 \Omega_i. \quad (13)$$

Необходимые условия минимума $F(x)$ первого порядка по параметрам $a(x)$ приводят к системе уравнений для определения $a(x)$ в тех точках, где определены узловые параметры d_i . Подстановка найденных коэффициентов $a(x)$ для которых функционал $F(x)$ минимален, в уравнение (11) дает выражение для $\phi(x)$.

Основное преимущество функций формы, построенных с помощью *скользящего метода наименьших квадратов (МСНК)*, заключается в том, что легко удовлетворить требованиям непрерывности и полноты любого порядка.

1.2. Построение дискретной формы уравнения равновесия

Здесь использован метод Петрова-Галеркина. Построение разрешающей системы уравнений выполняется с помощью минимизации невязки $R_s(u(x))$, полученной из уравнения (1) при подстановке в него аппроксимации поля перемещений в форме (6):

$$R_s(\sum_{i=1}^N \phi_i(x) \cdot d_i) = F(u) + b - \rho \ddot{u} - c \dot{u}. \quad (14)$$

Минимизация достигается путем ортогонализации невязки по отношению к весовым функциям ядра ω :

$$\int_{\Omega} \omega_I(x) \cdot R_s(\sum_{i=1}^N \phi_i(x) \cdot d_i) d\Omega = 0, \quad (15)$$

где $I = 1, \dots, N$. Здесь $\omega_I(x)$ – весовая функция ядра для узла I . Интегрирование выполняется численно методом Гаусса по узловым точкам.

1.3. Приложение граничных условий (ГУ)

В бессеточном методе функции формы не удовлетворяют критерию дельты Кронекера; это приводит к тому, что множество узловых параметров оказывают влияние не поле перемещений в местоположении узла, что не позволяет корректно задать ограничение (2).

Невязка от ограничения по перемещениям, получаемая в результате подстановки в уравнение (2) аппроксимации поля перемещений (6), имеет вид:

$$R_u(\sum_{i=1}^N \phi_i(x) \cdot d_i) = u - \bar{u}. \quad (16)$$

Ее ортогонализация весовыми функциями ядра ω дает соотношение:

$$\int_{\Gamma} \omega_I(x) R_u(\sum_{i=1}^N \phi_i(x) \cdot d_i) d\Gamma = 0, \quad (17)$$

где $I = 1, \dots, N$. Здесь $\omega_I(x)$ – весовая функция ядра для узла I . Интегрирование выполняется численно по узловым точкам.

Для получения системы разрешающих уравнений условия (16) и (17) объединяют, умножая второе слагаемое на штрафной коэффициент α :

$$\int_{\Omega} \omega_I(x) \cdot R_s(\sum_{i=1}^N \phi_i(x) \cdot d_i) d\Omega + \alpha \int_{\Gamma} \omega_I(x) \cdot R_u(\sum_{i=1}^N \phi_i(x) \cdot d_i) d\Gamma = 0, \quad (18)$$

где $I = 1, \dots, N$. Численное решение системы уравнений (18) дает значение узловых параметров d_i ($i = 1, \dots, N$).

1.4. Учет нелинейных и динамических эффектов

Нелинейное поведение тела при деформировании, которое связано с локальным нарушением целостности, изменением физической свойств материала и большими деформациями, приводит к необходимости решения нелинейной системы алгебраических уравнений относительно узловых параметров d_i . Здесь, как и в известных численных процедурах, используются итерационные методы, например, метод Ньютона-Рафсона.

Моделирование локального разрушения материала реализуется в результате разрыва связи между соседними узлами путем обнуления пересекающихся функций формы при достижении на некоторой итерации заданного феноменологического критерия разрушения (например, превышение деформации критического значения).

Решение нестационарной динамической задачи с помощью численных процедур требует проведения не только рассмотренной пространственной дискретизации, но и временной. В бессеточных методах, также, как и в методе конечных элементов (МКЭ), используется разделение переменных, т.е.:

$$u(x, t) = \sum_{i=1}^N \phi_i(x) \cdot d_i(t). \quad (19)$$

Дискретизация по времени узловых параметров проводится с помощью метода центральных разностей (МЦР), возможно также применение и других процедур, например, метода Ньюмарка.

2. Модель динамического разрушения льда

Для описания механического поведения льда на всех стадиях работы в широком диапазоне внешних воздействий предлагается использовать модель динамического разрушения Джонсона-Холмквиста (JH-2) [4]. Подходы (методики) по определению базовых констант модели, а также расчет параметров для льда представлены в работе [1]. Уточнение указанных параметров производится по результатам численного моделирования комплекса стандартных механических испытаний ледовых образцов, представляемых ниже.

3. Численное моделирование стандартных механических испытаний ледовых образцов в квазистатическом режиме, модель SPGIJH-2

В разделе 3 представлены результаты численного моделирования механического поведения льда в широком диапазоне внешних воздействий для квазистатического режима испытаний (диапазон

скоростей нагружения $v = [0,001 - 0,1]$ м/с, что соответствует скоростям деформации $\dot{\epsilon} = 10^{-2} - 10^0 \text{ с}^{-1}$ в пересчете на стандартный образец).

3.1. Квазистатическое одноосное сжатие

Испытания на одноосное сжатие являются наиболее простыми из возможных методов определения прочности хрупких материалов (в т.ч. льда). Основные рекомендации по их проведению содержатся в [5,10]. Испытания производят путем нагружения образца вертикальной нагрузкой в режиме ступенчатого нагружения с возможностью неограниченного бокового расширения вплоть до момента разрушения (потери несущей способности). При этом сжатие ограничивается скоростью порядка $\sim 0,1$ м/с, т.к. в указанном диапазоне влияние динамических процессов на характер разрушения мало и на практике, как правило, не учитывается.

Значение полного напряжения при разрушении в условиях квази-статики σ_f^{UCS} определяется как:

$$\sigma_f^{UCS} = F_m / A_f, \quad (20)$$

где F_m – сжимающее усилие, A_f – площадь поперечного сечения образца при разрушении.

Современные экспериментальные исследования механического поведения льда в условиях квазистатического одноосного сжатия представлены в работах [6-9] и др.

В рамках разработанной модели выполнено численное моделирование механического поведения льда в условиях одноосного сжатия в диапазоне скоростей нагружения $v = [0,001 - 0,1]$ м/с, что соответствует скоростям деформации $\dot{\epsilon} = 10^{-2} - 10^0 \text{ с}^{-1}$ (кинематический режим). В процессе численного расчета происходит медленное и контролируемое увеличение давления (усилия) на образец до достижения пиковой прочности (UCS).

По результатам моделирования методом SPG (модель JH-2) на рис. 4 представлены характерные кривые деформирования стандартных ледовых образцов [5,10] (в терминах $\sigma - \epsilon$) при различных скоростях деформации $\dot{\epsilon} = 10^{-2} - 10^0 \text{ с}^{-1}$.

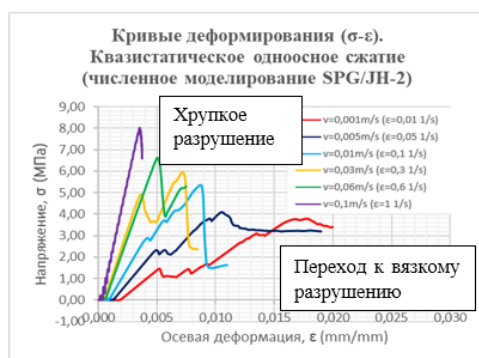


Рис. 4. Характерные кривые деформирования ледовых образцов при квазистатическом одноосном сжатии. Результаты моделирования методом SPG

Анализ показывает, что для $\dot{\epsilon} = 10^{-2} - 10^0 \text{ с}^{-1}$ имеет место однозначное увеличение предела прочности на сжатие (UCS) с ростом скорости деформации. Можно видеть (рис. 4), что в условиях квази-статики зависимости в, основном, линейные (при $\dot{\epsilon} > 10^{-1}$) и разрушение происходит практически

мгновенно при достижении предельного напряжения σ_f^{UCS} , при этом критические осевые деформации образца не превосходят $\sim 2\%$, что соответствует картине хрупкого разрушения. При $\dot{\epsilon} < 10^{-1} - 10^{-2}$ наблюдается плавный переход к вязкому характеру разрушения. Указанные явления подтверждается экспериментальными исследованиями [6-9], рис. 5.

В условиях квазистатического одноосного сжатия разрушение образца сопровождается образованием вертикальной раскалывающей (магистральной) трещины. Фрагмент процесса распространения повреждений при квазистатическом нагружении по результатам численного моделирования методом SPG представлен на рис. 6 (а), картины разрушения экспериментальных образцов по материалам исследований [6-9] – на рис. 6 (б). На рис. 6 (а) синим и красным обозначены объемы неповрежденного и разрушенного материала соответственно.

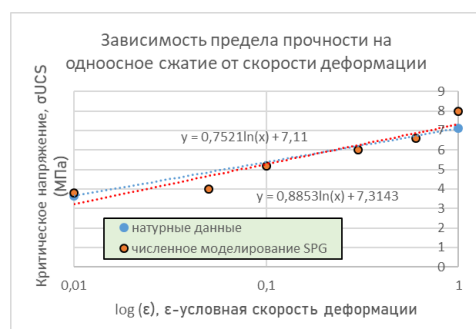


Рис. 5. Зависимость предела прочности льда на одноосное сжатие (UCS) от скорости деформации, по результатам численного моделирования (красным) и экспериментальных исследований [6-9] (синим)

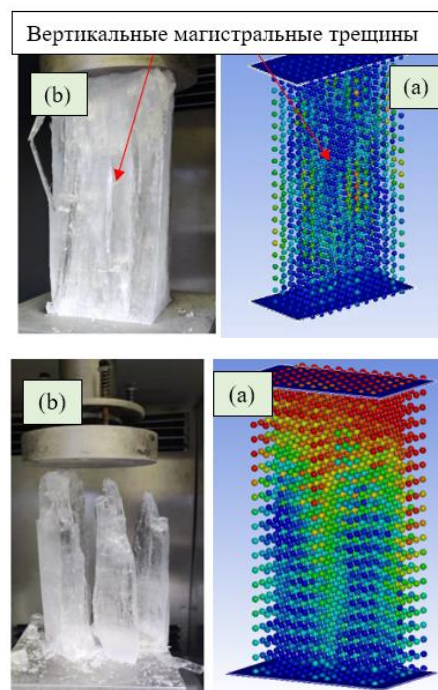


Рис. 6. Фрагмент процесса распространения повреждений и картины разрушения ледовых образцов: (а) – результаты численного моделирования; (б) – результаты исследований [6-9]

3.2. Квазистатическое трехосное сжатие

Испытания материала методом трехосного сжатия проводят в камерах трехосного сжатия, дающих возможность бокового расширения образца в условиях трехосного осесимметричного квазистатического нагружения при $\sigma_1 \geq \sigma_2 = \sigma_3$, где σ_1 и $\sigma_2 = \sigma_3$ – максимальное и минимальные (они же промежуточные) главные напряжения, см. рис. 9. На первом этапе осуществляется предварительное обжатие образца давлением, равным среднему полному давлению. На втором этапе производят равномерное вертикальное нагружение образца ступенями нагрузки, равными 10% от эффективного напряжения после обжатия, непрерывно, обеспечивая приращение вертикальной деформации до $\dot{\epsilon} = 2\%/мин$ [5,10]. Испытания продолжают до момента разрушения или возникновения пластического течения без приращения нагрузки. По результатам испытаний определяют: угол внутреннего трения φ , удельное сцепление (когезия) c , сопротивление сдвигу (предел прочности) σ_f^{TCS} .

Максимальное главное напряжение составляет:

$$\sigma_1 = F/A + \sigma_3, \quad (21)$$

где A – текущая площадь поперечного сечения. Сопротивление сдвигу (предел прочности) σ_f^{TCS} :

$$\sigma_f^{TCS} = 1/2 (\sigma_1^f - \sigma_3^f), \quad (22)$$

где σ_1^f, σ_3^f – значения σ_1, σ_3 при разрушении. Сопротивление срезу σ_f^{TCS} также может быть определено как предельное касательное напряжение τ , при котором образец материала срезается по фиксированной плоскости при заданном нормальном напряжении σ , при этом φ, c определяются как параметры линейной зависимости (модель материала типа Кулона-Мора):

$$\sigma_1 = \frac{1 + \sin(\varphi)}{1 - \sin(\varphi)} \sigma_3 + \frac{2c \cos(\varphi)}{1 - \sin(\varphi)}. \quad (23)$$

Современные экспериментальные исследования механического поведения льда в условиях квазистатического трехосного сжатия для различных скоростей деформации $\dot{\epsilon}$ представлены в работах [6,11-12] и др., см. рис. 7.

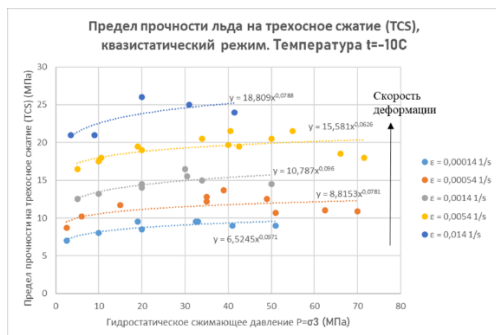


Рис. 7. Характерные кривые деформирования образцов при трехосном сжатии, результаты экспериментальных исследований [6,11-12]

В рамках разработанной модели выполнено численное моделирование механического поведения льда в условиях трехосного сжатия внешним давлением, изменяющимся в пределах [0-70] МПа, в

диапазоне скоростей нагружения $v = [0,001 - 0,1] \frac{м}{с}$, что соответствует скоростям деформации $\dot{\epsilon} = 10^{-2} - 10^0 c^{-1}$ (кинематический режим). По результатам моделирования на рис. 8 представлены кривые деформирования ледовых образцов (в терминах предел прочности $\sigma_f^{TCS} - P$), рассчитанных по (22), для различных скоростей деформации $\dot{\epsilon}$.

Анализ показывает (рис. 8), что при любой скорости деформации с ростом величины сжимающего давления P имеет место однозначное увеличение предела прочности на трехосное сжатие (TCS). Рост давления подавляет и затормаживает процесс зарождения, накопления и распространения повреждений в материале, в результате чего наблюдается повышение несущей способности и увеличение критических осевых деформаций образца по сравнению с квазистатическим одноосным сжатием (UCS), см. рис. 4-6 выше. Разрушение реализуется при достижении σ_f^{TCS} предельного значения, при котором образец срезается по фиксированной плоскости при заданном нормальном напряжении σ_1 , рис. 9, что соответствует результатам экспериментальных исследований для льда [6,11-12].

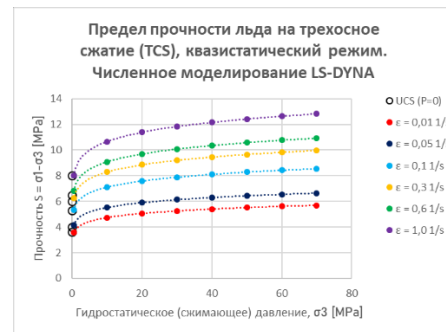


Рис. 8. Кривые деформирования образцов при трехосном сжатии. Результаты численного моделирования методом SPG, модель JH-2

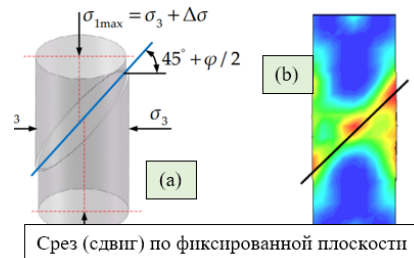


Рис. 9 (а). Схема нагружения и картина разрушения образца при трехосном сжатии; Рис. 9 (б). Картина эволюции повреждений в момент, предшествующий разрушению образца, по результатам численного моделирования методом SPG

По результатам численного моделирования, средние значения когезии (удельного сцепления) и угла внутреннего трения для льда составляют соответственно порядка $c \sim (1 - 2)$ МПа, $\varphi \sim 45^\circ$, что коррелирует с натурными данными [6,11-12].

3.3. Квазистатическое испытание на изгиб

Испытания на изгиб ледовых образцов проводятся методом 3-точечного изгиба как одного из наиболее распространенных на практике [5]. Для этого случая,

из ледового покрова вырезается прямоугольная балка, устанавливаемая на двух опорах и нагружаемая посередине между ними, см. рис. 11. Предел прочности льда на изгиб определяется как:

$$\sigma_{bend} = 3PL/2bh^2, \quad (24)$$

где P – предельная нагрузка, L – расстояние между опорами, b, h – параметры сечения образца.

Современные экспериментальные исследования механического поведения льда в условиях статического изгиба представлены в работах [6,13].

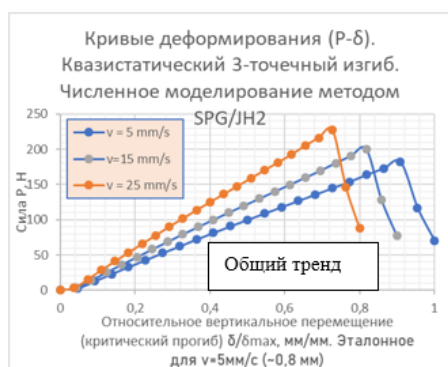


Рис. 10. Характерные кривые деформирования (диаграммы изгиба) ледовых образцов по результатам численного моделирования SPG

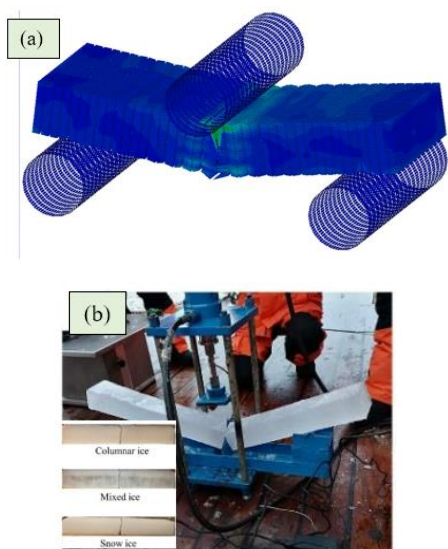


Рис. 11. Фрагмент процесса распространения повреждений и разрушения образца при 3-точечном изгибе: (a) численное моделирование методом SPG, (b) – экспериментальные исследования [14]

В рамках разработанной модели выполнено численное моделирование механического поведения льда в условиях квазистатического изгиба. По результатам моделирования, на рис. 10 представлены характерные кривые деформирования (диаграммы изгиба) для различных скоростей нагружения.

Анализ показывает, что в условиях квази-статики зависимость, в основном, линейная и разрушение происходит практически мгновенно при достижении предельного напряжения σ_{bend} , что соответствует картине хрупкого разрушения. Максимальный критический прогиб составляет порядка $\delta \ll h$.

Разрушение образца при испытании 3-точечным изгибом сопровождается образованием вертикальной раскалывающей (магистральной) трещины в плоскости приложения нагрузки. Фрагмент процесса распространения повреждений и разрушения образца по результатам численного моделирования представлен на рис. 11 (a). Картина разрушения экспериментальных образцов по материалам работ [6,13-14] – на рисунке 11 (b). Можно видеть, что максимум нагрузки (рис. 10-11) совпадает с инициализацией первой трещины, что является характерной особенностью разрушения хрупких материалов.

4. Численное моделирование стандартных механических испытаний ледовых образцов в динамическом режиме, модель SPG/JH-2

Динамические (скоростные) испытания (в первую очередь на сжатие) проводятся при относительно высоких скоростях деформации (в пересчете на стандартный образец больше 0,1 м/с), что позволяет оценить поведение материала в условиях реальных динамических нагрузок: столкновение, ударное нагружение и т.п. Анализ поведения хрупких материалов при скоростном нагружении [15] позволяет сформулировать следующие положения, учет которых необходим для получения корректных результатов численного моделирования:

1. При скоростном нагружении отмечается эффект существенного отклонения величины разрушающих воздействий от предельной величины, определенной в квази-статике (т.н. динамическая ветвь деформирования);
2. При скоростном нагружении объем материала не претерпевает полного разрушения, а, наоборот, имеет значительную несущую способность даже после достижения напряжением критического значения.

Таким образом, поведение материала в 'динамике' отличается от поведения того же материала в 'статике' на качественном уровне и, строго говоря, не может быть объяснено традиционными квазистатическими моделями с поправкой на 'коэффициент динамичности'.

Указанное потребовало поиска альтернативного критерия разрушения. На основе анализа современных критериев динамического разрушения [16] с учетом особенностей предметной области, предлагается использовать феноменологический подход, основанный на системе определяющих параметров, не зависящих от способа и истории нагружения – критерий инкубационного времени. Для случая хрупкого разрушения критерий формулируется следующим образом:

$$\frac{1}{\tau} \int_{t-\tau}^t A(s) ds \leq A_{crit}; \quad \frac{1}{\tau} \int_{t-\tau}^t \frac{\sigma(t)}{\sigma_{crit}} ds \leq 1, \quad (25)$$

где $A(t), \sigma(t)$ – нагрузка (напряжение), A_{crit}, σ_{crit} – статический предел прочности (см. выше), t – время, τ – инкубационное время (параметр материала). В таком случае, момент разрушения соответствует наименьшему значению времени процесса t^* , при котором условие (25) нарушается. Универсальность критерия (25) заключается в том, что при относительно медленном воздействии он переходит в классические статические критерии вида (20).

4.1. Динамическое (скоростное) одноосное сжатие методом SHPB

Испытания скоростным одноосным сжатием производятся методом Кольского с использованием разрезного стержня Голкинсона (SHPB) [17].

Современные экспериментальные исследования механического поведения льда в условиях динамического (скоростного) сжатия представлены в работах [9,18-20] и др.

В рамках разработанной модели выполнено численное моделирование механического поведения стандартных ледовых образцов в условиях динамического одноосного сжатия в диапазоне скоростей нагружения $v = [0,1 - 10]$ м/с, что соответствует скоростям деформации $\dot{\epsilon} = 10^0 - 10^2$ ($\sim 10^3$) c^{-1} (кинематический режим).

По результатам моделирования методом SPG (модель материала JH-2) на рис. 12 представлены характерные процессы изменения контактных сил между образцом и стержнями испытательной машины; на рис. 13 представлены характерные кривые деформирования стандартных ледовых образцов (в терминах $\sigma - \epsilon$) при различных скоростях деформации $\dot{\epsilon} = 10^0 - 10^2$.



Рис. 12. Характерные процессы изменения контактных сил $F_{in}(t), F_{out}(t)$ между образцом и стержнями установки, численный расчет



Рис. 13. Характерная динамическая диаграмма деформирования (осевые $\sigma - \epsilon$) по результатам численного моделирования методом SPG

Анализ показывает (рис. 12), что наблюдаемое несовпадение (запаздывание 'по силам' $F_{in}(t), F_{out}(t)$) суть время, за которое волна напряжений проходит через ледовый образец. В результате численного моделирования естественным образом регистрируются нагружающий, прошедший и отраженный (дифрагированный) импульсы деформации, а также хронограммы напряжений и скоростей деформации, используя которые строятся динамические диаграммы, см. рис. 13-14. Можно видеть (рис. 13), что в отличие от квази-статики, при динамическом сжатии образец не претерпевает

полного разрушения, а, наоборот, сохраняет остаточную несущую способность даже после достижения критического напряжения.

Анализ показывает, что для $\dot{\epsilon} = 10^0 - 10^2$ ($\sim 10^3$) имеет место однозначное увеличение предела прочности на сжатие (UCS) с ростом скорости деформации, см. рис. 13-14.

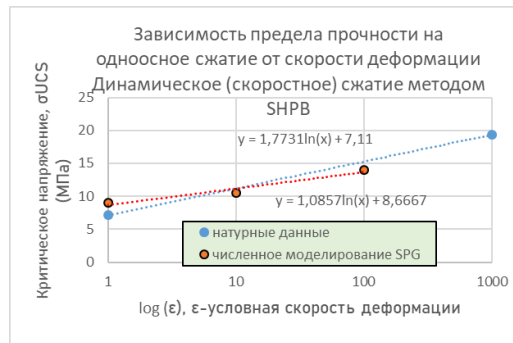


Рис. 14. Зависимость предела прочности льда на одноосное сжатие (UCS) от скорости деформации, по результатам численного моделирования (красным) и экспериментальных исследований [18-20] (синим)

Для скоростного (динамического) сжатия по результатам численного моделирования на рис. 15 представлен фрагмент процесса распространения повреждений и разрушения ледового образца. Можно видеть, что повреждения в образце инициализируются и распространяются уже в докритическом состоянии. При этом фронт разрушения зарождается на поверхности контакта с нагружающей плитой и впоследствии распространяется вглубь материала, вытесняя раздробленный лед за его пределы. Указанные явления, качественно отличающиеся от квазистатического режима испытаний, были подтверждены экспериментально, см. рис. 15 (b), а также работы [18-20].

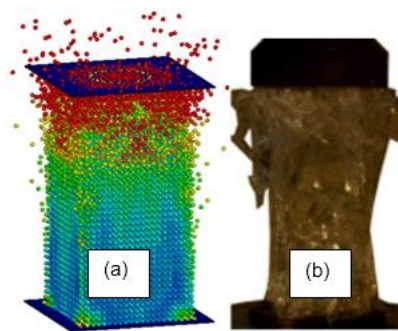


Рис. 15. Фрагмент процесса распространения повреждений и разрушения образцов при скоростном нагружении: (a) – численное моделирование методом SPG, (b) – результаты экспериментов [18-20]

4.2. Динамическое (скоростное) трехосное сжатие и динамическое сжатие в обойме

Методика проведения испытаний материалов (льда) методом динамического трехосного сжатия обобщает изложенные выше принципы, давая возможность бокового расширения образца в условиях трехосного осесимметричного статического нагружения с одновременным дополнительным динамическим нагружением. Ввиду сложности

проведения, на текущий момент практически не представлено экспериментальных исследований механического поведения льда в условиях скоростного трехосного сжатия (сжатия в обойме).

Результаты работ [11-12] показывают, что динамическая прочность $\sigma^{UCS}, \sigma^{TCS}$ увеличивается пропорционально $\dot{\epsilon}$, см. рис. 4-5, 13-14, 16, при этом динамическая прочность на трехосное сжатие (TCS) возрастает с ростом внешнего сжимающего давления P , см. рис. 7-8, 16. Таким образом, кривые деформирования ('TCS-P') ледовых образцов при динамическом трехосном сжатии (сжатии в обойме) могут быть получены естественным образом в рамках единой численной модели, в результате объединения изложенных выше подходов к моделированию.

В рамках разработанной модели выполнено моделирование механического поведения льда в условиях динамического трехосного сжатия внешним давлением, изменяющимся в пределах [0-70] МПа, в диапазоне скоростей нагружения = [0,1 – 10] м/с, что соответствует скоростям деформации $\dot{\epsilon} = 10^0 - 10^2$ ($\sim 10^3$) s^{-1} в пересчете на стандартный образец (кинематический режим), рис. 16.

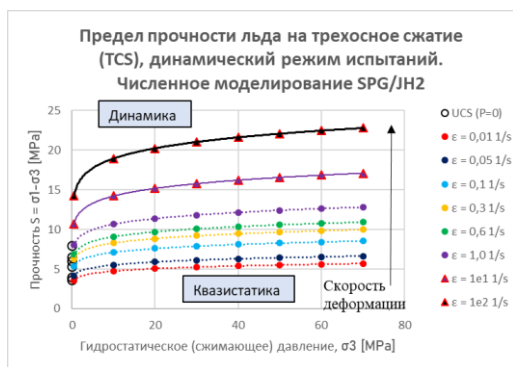


Рис. 16. Кривые деформирования образцов при динамическом трехосном сжатии. Численное моделирование методом SPG, модель JH-2

По результатам моделирования на рис. 16 представлены характерные кривые деформирования ледовых образцов при динамическом трехосном сжатии (в терминах 'предел прочности-давление $\sigma_f^{TCS} - P$ '). Рассчитанные кривые деформирования качественно соотносятся с квазистатическим режимом испытаний (рис. 7-8), при этом учет влияния скорости деформации $\dot{\epsilon}$ обобщает принципы, представленные на рис. 13-14 выше.

Заключение и выводы

В работе получена математическая модель, способная корректно (качественно и количественно) описывать механическое поведение льда в широком диапазоне внешних воздействий. Прикладная математическая модель основана на базе парадигмы бессеточных методов механики деформируемого твердого тела (метод частиц Галеркина, или SPG) и современных подходах механики повреждаемых сред (модель динамического разрушения Джонсона-Холмквиста, или JH-2), см. подробнее работу авторов [1].

В рамках разработанной модели выполнено численное моделирование комплекса стандартных механических испытаний ледовых образцов в квазистатическом и динамическом режимах. Результаты моделирования находятся в согласии с экспериментальными наблюдениями, что подтверждает корректность выбранного подхода к математическому описанию механического поведения (отклика) ледовой среды.

Разработанную математическую модель механического поведения льда в широком диапазоне изменения внешних воздействий в перспективе планируется использовать для численного моделирования взаимодействия льда с деталями и конструкциями сооружений, транспортных средств и машин, функционирующих в ледовых условиях.

Литература

1. Родионов А.А., Рябушкин С.В. Численное моделирование механического поведения льда при квазистатических и динамических нагрузках. Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 4 часть 2.
2. Wu Y. et al. Recent development of Smoothed Particle Galerkin (SPG) Method for Joint Modeling. 16th International LS-DYNA Users Conference, 2020.
3. Wu Y. et al. An Introduction to the LS-DYNA Smoothed Particle Galerkin Method for Severe Deformation and Failure Analyses in solids. 13th International LS-DYNA Users Conference, 2014.
4. Johnson G. R., Holmquist T. J. An improved computational constitutive model for brittle materials. AIP Conference Proceedings, 1994, Vol. 309, Issue 1.
5. ITTC Quality System Manual, Recommended Procedures and Guidelines. Procedure 'Test Methods for Model Ice Properties'. Quality Systems Group of the 28th ITTC, 2017.
6. Weeks W.F. On sea ice, University of Alaska Press, Fairbanks, Alaska, 2010.
7. Zhang, Y.; Qian, Z.; et al. Experimental Investigation of Uniaxial Compressive Strength of Distilled Water Ice at Different Growth Temperatures. Water 2022, 14, 4079.
8. Fransson L. et al. STRICE Report 'Mechanical properties of ice at Norströmsgrund, Tests 2003'. Revision 1.0 – Luleå – January 2004.
9. Isakov, M.; Lange, J.; Kilchert, S.; May, M. In-Situ Damage Evaluation of Pure Ice under High Rate Compressive Loading. Materials 2019, 12, 1236.
10. Степанюк И.А. Технологии испытаний и моделирования морского льда // Гидрометеоздат. СПб. – 2001.
11. Jones S. The confined compressive strength of polycrystalline ice. Journal of Glaciology, Vol. 28, No. 98, 1982.
12. Xu, Ying & Hu et al. An ice material model addressing the influence of strain rate, temperature, confining pressure and porosity. MARSTRUCT, 2019.
13. Timco G. et al. Flexural strength equation for sea ice, Cold Reg. Sci. Technol., 22.

14. Wang Q. Flexural and compressive strength of the landfast sea ice. Design and Research Institute of China, Shanghai, China, 2022.
15. Kanel G.I. Behavior of Brittle Materials Under Dynamic Loading. Texas, 2000.
16. Ravi-Chandar K. Dynamic fracture. Elsevier Science, London, 2004.
17. Sharma S. Split Hopkinson Pressure Bar: An Experimental Technique for High Strain Rate Tests. BARC/2011/E/013.
18. Jijian L. Uniaxial Compressive Strength and Fracture Mode of Lake Ice at Moderate Strain Rates Based on a Digital Speckle Correlation Method for Deformation Measurement. Appl. Sci. 2017, 7(5), 495.
19. Isakov, M. et al. In-Situ Damage Evaluation of Pure Ice under High Rate Compressive Loading. Materials 2019, 12, 1236.
20. Qi J. Dynamic Compression Strength and Failure of Natural Lake Ice Under Moderate Strain Rates. Lat. Am. j. solids struct. 14 (9), 2017.

References

1. Rodionov A.A., Ryabushkin S.V. Chislennoe modelirovanie mekhanicheskogo povedeniya l'da pri kvazistaticheskikh i dinamicheskikh nagruzkakh [Numerical simulation of mechanical behaviour of ice under quasi-static and dynamic loads]. Morskie intellektual'nye tekhnologii. 2023. № 4 chast' 2.
2. Wu Y. et al. Recent development of Smoothed Particle Galerkin (SPG) Method for Joint Modeling. 16th International LS-DYNA Users Conference, 2020.
3. Wu Y. et al. An Introduction to the LS-DYNA Smoothed Particle Galerkin Method for Severe Deformation and Failure Analyses in solids. 13th International LS-DYNA Users Conference, 2014.
4. Johnson G. R., Holmquist T. J. An improved computational constitutive model for brittle materials. AIP Conference Proceedings, 1994, Vol. 309, Issue 1.
5. ITTC Quality System Manual, Recommended Procedures and Guidelines. Procedure 'Test Methods for Model Ice Properties'. Quality Systems Group of the 28th ITTC, 2017.
6. Weeks W.F. On sea ice, University of Alaska Press, Fairbanks, Alaska, 2010.
7. Zhang, Y.; Qian, Z.; et al. Experimental Investigation of Uniaxial Compressive Strength of Distilled Water Ice at Different Growth Temperatures. Water 2022, 14, 4079.
8. Fransson L. et al. STRICE Report 'Mechanical properties of ice at Norströmsgrund, Tests 2003'. Revision 1.0 – Luleå – January 2004.
9. Isakov, M.; Lange, J.; Kilchert, S.; May, M. In-Situ Damage Evaluation of Pure Ice under High Rate Compressive Loading. Materials 2019, 12, 1236.
10. Stepanyuk I.A. Tekhnologii ispytaniy i modelirovaniya morskogo l'da // Gidrometeoizdat. SPb. – 2001.
11. Jones S. The confined compressive strength of polycrystalline ice. Journal of Glaciology, Vol. 28, No. 98, 1982.
12. Xu, Ying & Hu et al. An ice material model addressing the influence of strain rate, temperature, confining pressure and porosity. MARSTRUCT, 2019.
13. Timco G. et al. Flexural strength equation for sea ice, Cold Reg. Sci. Technol., 22.
14. Wang Q. Flexural and compressive strength of the landfast sea ice. Design and Research Institute of China, Shanghai, China, 2022.
15. Kanel G.I. Behavior of Brittle Materials Under Dynamic Loading. Texas, 2000.
16. Ravi-Chandar K. Dynamic fracture. Elsevier Science, London, 2004.
17. Sharma S. Split Hopkinson Pressure Bar: An Experimental Technique for High Strain Rate Tests. BARC/2011/E/013.
18. Jijian L. Uniaxial Compressive Strength and Fracture Mode of Lake Ice at Moderate Strain Rates Based on a Digital Speckle Correlation Method for Deformation Measurement. Appl. Sci. 2017, 7(5), 495.
19. Isakov, M. et al. In-Situ Damage Evaluation of Pure Ice under High Rate Compressive Loading. Materials 2019, 12, 1236.
20. Qi J. Dynamic Compression Strength and Failure of Natural Lake Ice Under Moderate Strain Rates. Lat. Am. j. solids struct. 14 (9), 2017.

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 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 16.05.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 31.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 06.06.2024.

Научная статья

УДК 629.5.021.001

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.012>**Расчёт параметров вибрации трубопровода без выполнения последовательных приближений**Мелконян А.Л.¹ mel1950@mail.ru, Николаев Д.А.¹ d.nikolaev@d-nik.de,Яремчук С.А.¹ alexadria71066@gmail.com¹Санкт-Петербургский Государственный Морской Технический Университет»

Аннотация. Представляемая работа отражает дальнейшее развитие подходов, примененных авторами в предыдущих статьях, посвященных разработке математической модели, алгоритма и программы расчета параметров вибрации трубопровода при движении по нему идеальной жидкости. В отличие от предыдущих моделей, разработанная модель позволяет получить параметры вибрации без организации процесса последовательных приближений, что существенно снижает трудоемкость и время расчетов. Отмеченные достоинства особенно проявляются при скоростях движения жидкости, близких к критической. Получить новое решение оказалось возможным, так как удалось записать выражения для сил инерции относительного движения элементов модели через углы между их продольными осями. Указанное обстоятельство позволило модифицировать ранее используемую модель, введя в ее состав дополнительные элементы, автоматически порождающие для элементов модели дополнительную нагрузку, соответствующую силам инерции относительного движения. Как и ранее, алгоритм расчета построен на базе метода парциальных откликов в его дискретном варианте. Разработанная программа позволила выполнить серию расчетов, результаты которых продемонстрировали хорошее совпадение с результатами вычислений по формулам, полученным методом Бубнова – Галеркина.

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. Расчёт параметров вибрации трубопровода без выполнения последовательных приближений, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 94—101. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.012.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.012>**Calculation of pipeline vibration parameters without performing successive approximations**Armen L. Melkonian¹ mel1950@mail.ru, Dmitry A. Nikolaev¹ d.nikolaev@d-nik.de,Sergei A. Yaremchuk¹ alexadria71066@gmail.com¹St. 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 devoted to the development of a mathematical model, algorithm and program for calculating the vibration parameters of a pipeline when an ideal fluid moves through it. Unlike previous models, the developed model makes it possible to obtain vibration parameters without organizing the process of successive approximations, which significantly reduces the complexity and time of calculations. The noted advantages are especially evident at fluid speeds close to critical. It turned out to be possible to obtain a new solution, since it was possible to write down expressions for the inertia forces of the relative motion of model elements through the angles between their longitudinal axes. This circumstance made it possible to modify the previously used model by introducing additional elements into its composition, which automatically generate an additional load for the model elements, corresponding to the inertial forces of relative motion. As before, the calculation algorithm is based on the partial response method in its discrete version. The developed program made it possible to perform a series of calculations, the results of which showed good agreement with the results of calculations using formulas obtained by the Bubnov-Galerkin method.

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 Calculation of pipeline vibration parameters without performing successive approximations, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 94—101. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.012.

Введение

На сегодняшний день трубопроводы являются неотъемлемой частью различных инженерных сооружений. Воздействие движущегося потока может способствовать возникновению колебаний трубопровода, которые в свою очередь, приводят к

нарушению условий эксплуатации конструкции, снижению её надёжности, прочности, а также её последующему разрушению. Именно поэтому столь важен учёт параметров вибрации при конструировании различных сооружений [1-4].

1. Построение дискретной квазидномерной модели

Как уже говорилось ранее в предыдущих статьях [2,5,6,7] для расчета параметров вибрации конструкций, обладающих существенно большей протяженностью вдоль некоторой оси, удобно воспользоваться квазидномерной моделью в виде последовательно соединенных однотипных базовых конечных элементов.

Построение математической модели выполнено методом кинестатики (рассматривается равновесие квазидномерной 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 модель представляет совокупность абсолютно твердых и безынерционных элементов, соединенных между собой неподвижным основанием и упругими связями, каждая из которых порождает усилия определенной структуры (пропорциональные смещению, скорости, ускорению).

При этом характеристики жесткости могут быть комплексными величинами. В частном случае, когда частота колебаний равна нулю, имеет место статический расчет параметров деформирования квазидномерной модели.

2. Цель и задачи работы

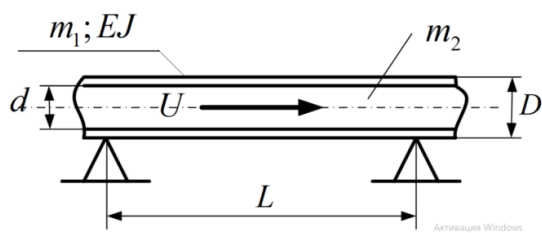


Рис. 1. Исходная модель двухопорного трубопровода с учетом движущейся в нем идеальной жидкости

Проиллюстрируем реализацию предлагаемого подхода в процессе решения плоской задачи об установившихся колебаниях прямолинейного двухопорного трубопровода с учетом движущейся в нем идеальной жидкости, поскольку решение такой задачи может быть выполнено методом Бубнова-Галеркина, что позволит получить аналитические зависимости для сравнения с результатами численного расчета по предлагаемой программе (Рис. 1).

Погонная инерционная нагрузка была получена ранее в виде:

$$q(x,t) = -m_1 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - m_2 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - m_2 U^2 \frac{1}{\rho} - m_2 2U \dot{\theta} \quad (1)$$

Здесь первое слагаемое – сила инерции элемента трубы, возникающая при его поперечных колебаниях; поскольку элемент жидкости совершает сложное движение (переносное движение со скоростью \$v_1\$ элемента трубы, относительное – со скоростью \$U\$), остальные слагаемые в (1) отражают его силы инерции – силу инерции переносного движения, нормальную составляющую силы инерции относительного движения (центробежная сила) и силу инерции Кориолиса, соответственно [8].

Получено дифференциальное уравнение поперечных колебаний оси трубопровода относительно начального прямолинейного положения:

$$EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + (m_1 + m_2) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + m_2 U^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + m_2 2U \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} = 0 \quad (2)$$

В нашем случае это выражение удобнее представить в виде:

$$EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + (m_1 + m_2) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + m_2 U^2 \frac{1}{\rho} + m_2 2U \dot{\theta} = 0 \quad (3)$$

Анализ полученного выражения позволяет сделать следующие выводы:

- для расчета параметров установившихся колебаний трубопровода можно воспользоваться плоским вариантом прямолинейной квазидномерной модели [5,6];

- действие на модель дополнительных усилий (сила инерции переносного движения элемента жидкости и сила инерции Кориолиса) было учтено в предшествующих работах модификацией модели. Так изменение масс элементов модели на величины масс соответствующих элементов жидкости привело к коррекции величины соответствующей инерционной характеристики и, как следствие, к коррекции отрицательной жесткости соответствующих упругих опор. Учет сил инерции Кориолиса потребовал введения дополнительных упругих опор отрицательной жесткости, обладающих специфическими свойствами (угол поворота поперечного сечения должен вызывать пропорциональную ему поперечную силу; при этом зависимость силы не от угла поворота, а от угловой скорости, привела к появлению мнимой части значения соответствующей инерционной характеристики и, как следствие, мнимой части жесткости соответствующей упругой опоры). Действие слагаемого, содержащего радиус кривизны нейтральной оси прямолинейного трубопровода, зависит от пока неизвестных формы и амплитуды ее колебаний [9,10]. В более ранних работах учет этих сил инерции выполнялся методом последовательных приближений. Его основными недостатками, как известно, являются увеличение трудоемкости расчетов и времени на их выполнение [5,7].

В настоящей работе нам удалось избавиться от последовательных приближений, так как получилось записать выражения для сил инерции относительного движения элементов модели через углы между их продольными осями, была разработана новая, модифицированная, модель и соответствующий алгоритм расчёта.

Цель настоящей работы – разработка программы, позволяющей вычислить параметры вибрации трубопровода без выполнения последовательных приближений, а также расчёт и анализ влияния фактора непризматичности трубопровода на параметры вибрации.

3. Построение алгоритма расчёта

Созданный ранее алгоритм решения был получен с использованием дискретного варианта метода парциальных откликов [3,5,6]. Коротко о сути метода: рассматриваемая модель сечением разделяется на левую и правую парциальные системы; для каждой из них по рекуррентным соотношениям вычисляются

матрицы парциальных откликов (ПО) и парциальных параметров (ПП); при этом величины ПО представляют собой смещения сечения от единичных нагрузок, а ПП – смещения от внешней нагрузки, действующей на парциальную систему; в рассматриваемом сечении записываются уравнения совместности деформаций обеих парциальных систем; решение этих уравнений позволяет сначала найти действующие в сечении внутренние усилия, а затем – и сами смещения (Рис. 2).

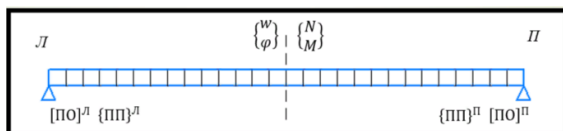


Рис. 2. Графическое отображение метода парциальных откликов

Особенностью настоящей работы является учет появления на каждом элементе модели силы инерции относительно движения жидкости, пропорциональной квадрату ее скорости и кривизне нейтральной оси (которая, в свою очередь, пропорциональна углу поворота между продольными осями соседних элементов).

4. Созданная программа «трубопровод-1»

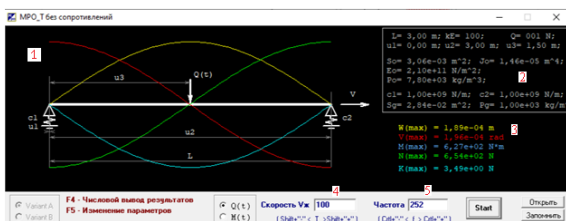


Рис. 3. Окно программы «трубопровод-1»

На первом этапе на базе откорректированного алгоритма была создана программа «трубопровод-1», позволяющая найти параметры вибрации в прямолинейном двух-опорном призматическом трубопроводе.

При старте программы появляется окно со схемой конструкции (Рис. 3), в окне находится блок для ввода начальных данных (позиция 2), а также ввод скорости жидкости (позиция 4) и частоты вынуждающего воздействия (позиция 5), графически изображён результат расчётов параметров вибрации (позиция 1), а также их максимальные значения (позиция 5). Полный пакет данных о параметрах вибрации каждого из элементов модели сохраняется в файле, который может быть сохранен либо выведен на экран.

5. Сравнение результатов расчёта

С помощью созданной программы была проведена серия расчётов для двухопорного прямолинейного трубопровода с движущейся в нем жидкостью.

Как уже говорилось выше, эта задача была решена с помощью метода Бубнова-Галёркина. Результаты расчётов по полученным аналитическим зависимостям достаточно хорошо совпадают с результатами, полученными с помощью, созданной нами программы, что говорит о правильности и верности примененного подхода.

Графики зависимости значений первой собственной частоты от скорости движения жидкости в трубопроводе, полученные при расчете по аналитическим зависимостям и при использовании расчетной программы «трубопровод-1», представлены на рисунке 4.

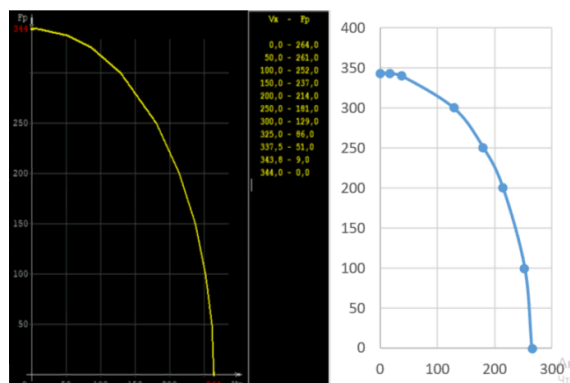


Рис. 4. Графики зависимости, полученные с помощью программы «трубопровод-1» и методом Бубнова-Галёркина

На рисунке 4 слева представлен график зависимости значений первой собственной частоты от скорости движения жидкости при вычислениях, произведённых в программе «трубопровод-1».

На рисунке 4 справа изображен график зависимости значений первой собственной частоты от скорости движения жидкости при вычислениях, полученных по формулам метода Бубнова-Галёркина.

Видно, что результаты достаточно хорошо совпадают. Исходя из этого можно утверждать о достоверности расчётов, проведённых в программе «трубопровод-1».

6. Усовершенствованная программа «трубопровод-2»

На втором этапе имеющийся алгоритм был усовершенствован, и на его основе нами была создана программа «Трубопровод-2», позволяющая найти параметры вибрации в прямолинейном многоопорном непрямоугольном трубопроводе без использования последовательных приближений.

В качестве примера на рисунке 5 выполнен расчёт параметров вибрации непрямоугольного 4-х опорного прямолинейного трубопровода с увеличенным диаметром сечения в середине.

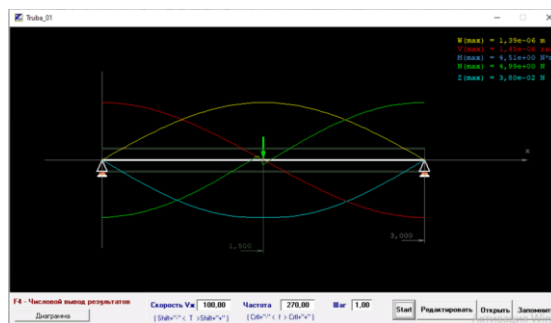


Рис. 5. Окно программы «трубопровод-2»

На рисунке 5 представлено окно программы со схемой конструкции, в окне возможен ввод скорости жидкости, частоты вынуждающего воздействия и

шага ее изменения (при необходимости выполнения серии расчетов); в правом верхнем углу выводятся наибольшие значения амплитуд параметров вибрации. Полный пакет данных о параметрах вибрации каждого из элементов модели сохраняется в файле, который может быть сохранен либо выведен на экран.

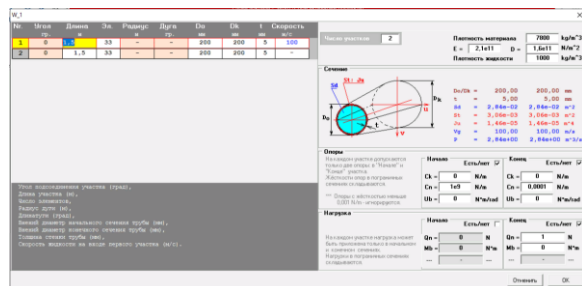


Рис. 6. Окно ввода данных в программе «трубопровод-2»

На рисунке 6 представлено окно ввода для каждого из участков трубопровода начальных данных, в котором можно задавать длину, толщину, диаметр в начале и в конце участка трубопровода, а также скорость движения жидкости и количество элементов, на которое участок должен быть разделен. Справа можно задать значения для материала трубопровода – модуль упругости и плотность, ещё можно задать плотность жидкости. Помимо этого, можно задавать характеристики жесткости опор и их расположение, а также вид нагрузки (сила, момент) и точки ее приложения.

Более того, на рисунке 7 показано, что в созданной нами программе возможен вывод графика зависимости значений первой собственной частоты от скорости движения жидкости.



Рис. 7. График зависимости значений первой собственной частоты от скорости движения жидкости

7. Исследование влияния фактора непризматичности трубопровода на параметры вибрации

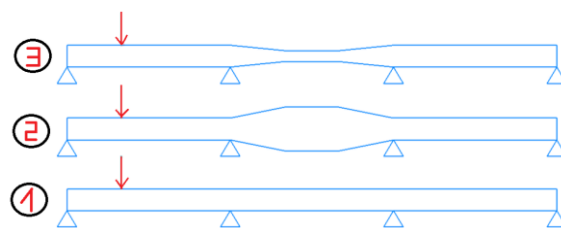


Рис. 8. Призматический и непризматические прямолинейные многоопорные трубопроводы

Для исследования были взяты и рассчитаны три варианта многоопорного прямолинейного трубопровода каждый длиной 4,5 м с равными пролётами: призматический диаметром 20 мм, толщина стенки 1 мм, материал сталь – трубопровод №1, непризматический диаметром 20 мм с увеличенным диаметром сечения в середине равным 40 мм, толщина стенки 1 мм, материал сталь – трубопровод №2 и непризматический диаметром 20 мм с уменьшенным диаметром сечения в середине длины равным 10 мм, толщина стенки 1 мм, материал сталь – трубопровод №3 (Рис. 8).

Для всех трёх трубопроводов модуль упругости равен $2,1 \cdot 10^{11}$ Па, плотность материала из которого сделаны трубопроводы равна 7800 кг/м^3 , также для всех трубопроводов плотность жидкости - 1000 кг/м^3 .

В качестве вынуждающего воздействия ко всем трём трубопроводам приложена единичная вертикальная сила на расстоянии одной трети длины от крайней левой опоры, частота изменения которой варьировалась в пределах 20-100 рад/с, а скорость жидкости в пределах 0-50 м/с.

8. Расчёт параметров вибрации

Расчёт происходил следующим образом: значение скорости протекания жидкости изменялось в диапазоне от 0 до 50 м/с с шагом 10 м/с, и при заданном значении скорости высчитывались параметры вибрации при изменении частоты вынуждающего воздействия в диапазоне 20-100 рад/с с шагом 20 рад/с.

В результате расчётов, были получены максимальные значения параметров вибрации 3-х вариантов трубопровода, которые были оформлены в виде таблицы 1.

Таблица 1

Результаты расчётов параметров вибрации, выполненные в программе «трубопровод-2»

V=0	№1 - Призматический				№2 – Непризм. Расш.				№3 – Непризм. Заужен.			
	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н
k=20	8,56	2,04	3,05	5,94	6,96	1,74	2,82	5,50	9,62	2,25	3,22	6,28
k=40	9,14	2,17	3,18	6,28	7,28	1,81	2,91	5,74	10,4	2,41	3,40	6,72
k=60	10,3	2,43	3,47	6,99	7,89	1,96	3,09	6,20	12,1	2,78	3,78	7,64
k=80	12,8	2,97	4,04	8,41	8,96	2,21	3,39	7,00	16,1	3,61	4,64	9,70
k=100	19,4	4,38	5,54	12,0	10,9	2,67	3,94	8,49	33,8	6,93	8,11	17,6
V=10	№1 - Призматический				№2 – Непризм. Расш.				№3 – Непризм. Заужен.			
	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н
k=20	8,63	2,06	3,06	5,98	7,00	1,75	2,84	5,53	9,84	2,29	3,26	6,38
k=40	9,22	2,19	3,21	6,34	7,32	1,82	2,93	5,78	10,7	2,47	3,45	6,83
k=60	10,4	2,45	3,50	7,06	7,94	1,97	3,10	6,25	12,5	2,86	3,86	7,82
k=80	13,0	3,00	4,08	8,52	9,03	2,23	3,41	7,06	17,1	3,81	4,84	10,1
k=100	19,9	4,48	5,64	12,3	11,0	2,69	3,97	8,56	50,0	9,09	10,1	21,6
V=20	№1 - Призматический				№2 – Непризм. Расш.				№3 – Непризм. Заужен.			
	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н
k=20	8,85	2,11	3,12	6,13	7,13	1,78	2,88	5,65	10,7	2,47	3,43	6,73
k=40	9,48	2,25	3,27	6,51	7,46	1,86	2,97	5,90	11,9	2,70	3,67	7,30
k=60	10,8	2,53	3,58	7,28	8,11	2,01	3,16	6,39	14,6	3,27	4,24	8,64
k=80	13,5	3,13	4,22	8,85	9,25	2,28	3,47	7,24	28,7	5,27	6,08	12,9
k=100	21,6	4,83	6,01	13,2	11,4	2,77	4,07	8,81	110	18,7	15,0	27,6
V=30	№1 - Призматический				№2 – Непризм. Расш.				№3 – Непризм. Заужен.			
	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н
k=20	9,24	2,20	3,22	6,39	7,35	1,83	2,95	5,85				
k=40	9,94	2,35	3,39	6,81	7,71	1,92	3,05	6,12				
k=60	11,4	2,67	3,73	7,67	8,40	2,08	3,25	6,64				
k=80	14,6	3,36	4,48	9,49	9,63	2,37	3,60	7,56				
k=100	25,1	5,59	6,80	15,1	12,0	2,92	4,25	9,27				
V=40	№1 - Призматический				№2 – Непризм. Расш.				№3 – Непризм. Заужен.			
	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н
k=20	9,87	2,34	3,38	6,80	7,69	1,92	3,06	6,15				
k=40	10,7	2,51	3,57	7,28	8,08	2,01	3,17	6,45				
k=60	12,4	2,90	3,97	8,30	8,85	2,19	3,39	7,03				
k=80	16,6	3,78	4,92	10,6	10,2	2,52	3,78	8,06				
k=100	33,7	7,38	8,72	19,6	12,9	3,14	4,53	10,0				
V=50	№1 - Призматический				№2 – Непризм. Расш.				№3 – Непризм. Заужен.			
	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н	W/e- 5,м	V/e- 4,рад	M/e- 1,Н*м	N/e- 1,Н
k=20	10,8	2,55	3,62	7,42	8,17	2,04	3,21	6,57				
k=40	11,8	2,77	3,86	8,01	8,62	2,14	3,34	6,92				
k=60	14,1	3,27	4,39	9,31	9,50	2,35	3,59	7,58				
k=80	20,1	4,55	5,74	12,6	11,1	2,73	4,05	8,80				
k=100	69,8	14,9	17,2	37,9	14,4	3,50	4,97	11,3				

Для трубопровода №3 – зауженного непризматического при скорости движения жидкости 30 м/с и больше расчёт параметров вибрации не проводился, так как эти значения близки к критическим.

Таблица 2

Критические значения скорости протекания жидкости и собственные частоты трубопровода

Труб. /V, k	Vкр, м/с	Kсоб, рад/с
Трубопровод №1	99	122
Трубопровод №2	126	149
Трубопровод №3	34	111

В таблице 2 для каждого трубопровода представлены критические значения скорости движения жидкости и собственные частоты трубопроводов. Так, наибольшая критическая скорость у второго трубопровода равна 126 м/с, наименьшая у третьего – 34 м/с, у трубопровода №1 - 99 м/с.

Наибольшая первая собственная частота также у трубопровода №2 – 149 рад/с, наименьшая также у трубопровода №3 – 111 рад/с, для первого трубопровода она равна 122 рад/с.

9. Зависимость поперечного смещения от частоты вынуждающего воздействия

После выполнения расчётов и нахождения максимальных значений параметров вибрации, были построены графики зависимости максимальных значений параметров вибрации трубопровода от частоты вынуждающего воздействия при различных значениях скорости. На рисунке 9 вы можете наблюдать графики зависимости поперечного смещения от частоты вынуждающего воздействия. По оси ординат отображены максимальные поперечные перемещения, а по оси абсцисс -

частоты. Как видно, наибольшие максимальные значения поперечного перемещения при различных скоростях и частотах наблюдаются у трубопровода №3 - непрямоугольного многоопорного с уменьшенным диаметром сечения в середине, наименьшие максимальные значения поперечного перемещения у трубопровода №2 - непрямоугольного многоопорного с увеличенным диаметром сечения в середине. У всех трубопроводов максимальные значения поперечного смещения возникают в точке вблизи окрестности приложения единичной вертикальной перерезывающей силы.

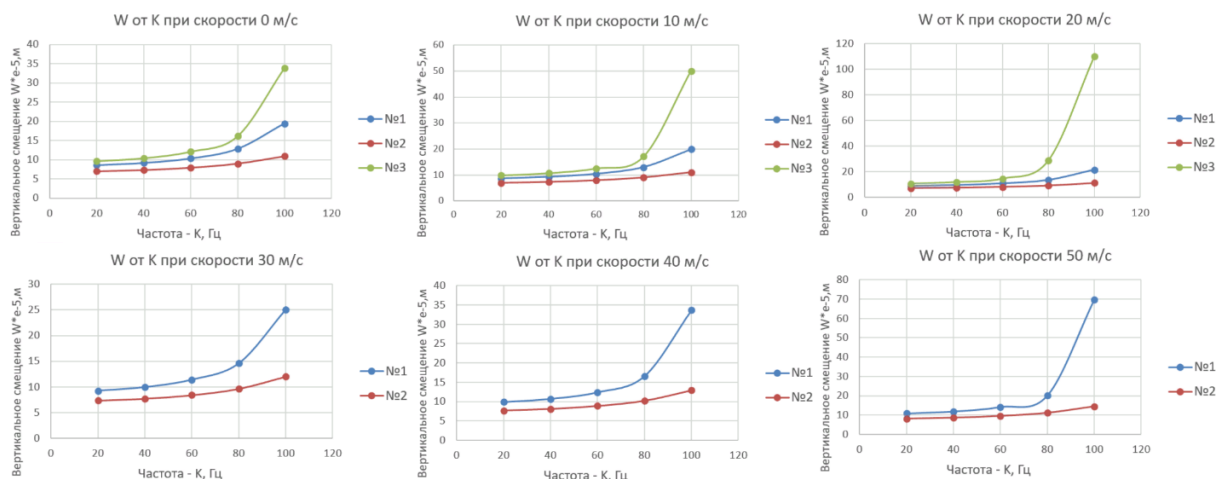


Рис. 9. Графики зависимости поперечного смещения от частоты вынуждающего воздействия

10. Зависимость изгибающего момента от частоты вынуждающего воздействия

Также были построены графики зависимости максимальных значений изгибающего момента от частоты вынуждающего воздействия при различных значениях скорости движения жидкости (Рис. 10). На рисунке 10 по оси ординат отображены максимальные значения изгибающих моментов, а по оси абсцисс - частоты. Наблюдается всё та же

зависимость: наибольшие максимальные значения изгибающего момента при различных скоростях и частотах у трубопровода №3, наименьшие же значения у трубопровода №2, у прямоугольного принимают промежуточные значения. У всех трубопроводов максимальные значения изгибающего момента возникают в точке вблизи окрестности приложения единичной вертикальной перерезывающей силы P .

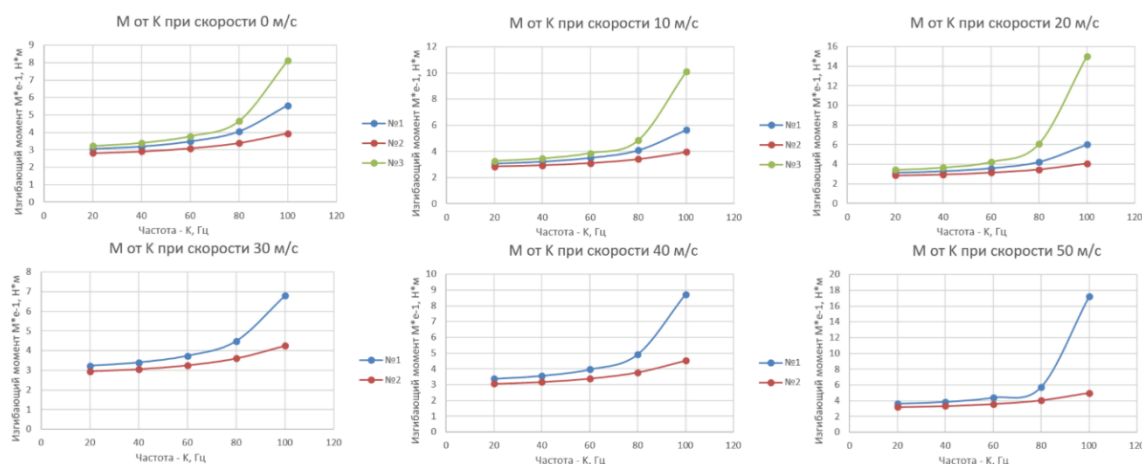


Рис. 10. Графики зависимости изгибающего момента от частоты вынуждающего воздействия

11. Зависимость поперечной силы от частоты вынуждающего воздействия

Наконец, на рисунке 11 представлены графики зависимости максимальных значений поперечной

силы от частоты вынуждающего воздействия при различных значениях скорости движения жидкости. По оси ординат отображены максимальные значения поперечных сил, а по оси абсцисс - частоты. Опять же, наибольшие значения у трубопровода №3,

наименьшие у трубопровода №2, у трубопровода №1 – промежуточные значения. У всех трубопроводов максимальные значения поперечной силы возникают

в точке вблизи окрестности приложения единичной вертикальной перерезывающей силы P .

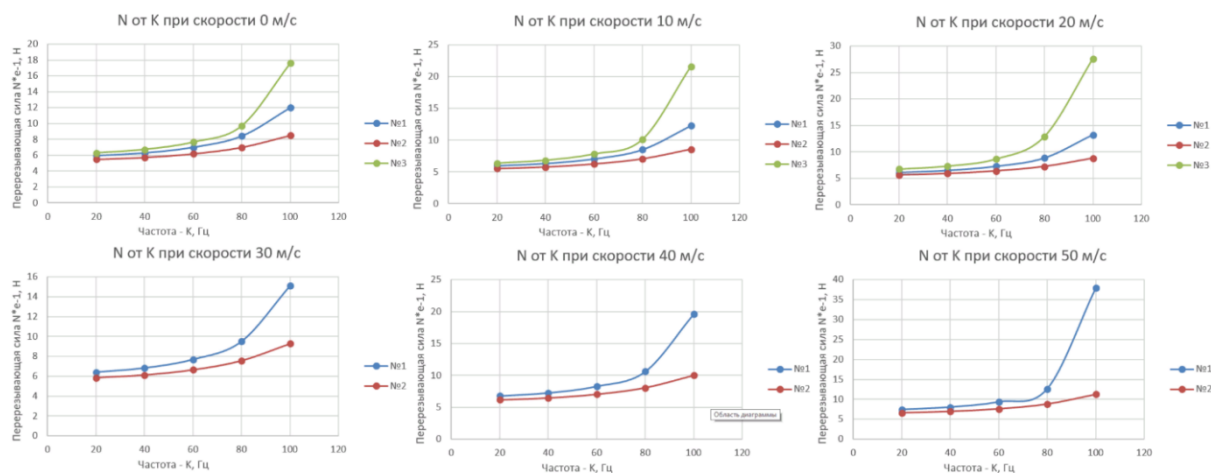


Рис. 11. Графики зависимости поперечной силы от частоты вынуждающего воздействия

Заключение

Была создана программа, позволяющая высчитывать параметры вибрации в непризматическом многоопорном прямолинейном трубопроводе, были выполнены расчёты параметров вибрации для трёх вариантов трубопровода: призматического, непризматического с увеличенным диаметром сечения в середине и непризматического с уменьшенным диаметром сечения в середине.

Расчёты показали, что при скорости жидкости равной 0 м/с собственные частоты трубопроводов будут равны, соответственно: для первого – 122 рад/с, для второго – 149 рад/с, для третьего – 111 рад/с; с приближением скорости движения жидкости к критической, эти значения существенно снижаются.

Наибольшие максимальные значения параметров вибрации будут у непризматического трубопровода с уменьшенным поперечным сечением в середине, наименьшие будут в непризматическом трубопроводе с увеличенным поперечным сечением в середине, максимальные значения параметров вибрации призматического трубопровода занимают промежуточные значения. Это обусловлено, на наш взгляд, наибольшим значением жёсткости у трубопровода №2, наименьшим у трубопровода №3 и промежуточным у трубопровода №1. При увеличении скорости движения жидкости характер изменения параметров сохраняется, а их значения имеют тенденции к увеличению.

Литература

- Александров, В.Л. Борьба с вибрацией на судах / В.Л. Александров, А.П. Матлах, В.И. Поляков // Морской Вестник. – 2005. – №1(13). – 421 с.
- Светлицкий, В.А. Сборник задач по теории колебаний. / В.А. Светлицкий И.В. Стасенко. – Москва : Высшая школа, 1979. – 366 с.
- 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. – №1 (3). – С.12-20
- Чувиковский, В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля / В.С. Чувиковский – Ленинград : Изд-во Судостроение, 1976. - 374 с.
- 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.
- Мелконян А.Л. М.В. 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.
- 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
- Эффективное решение. Расчет изогнутых балок и рам. – Санкт-Петербург, 2007. – URL: <http://www.d-nik.de> (дата обращения: 02.02.2024)
- Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972, 415 с.
- Давыдов В.В., Маттес Н.В. Динамические расчеты прочности судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1974, 336 с.

References

- 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. Stasenکو. – Moscow : Vysshaja shkola [Higher School], 1979, 366 p.
3. Melkonjan A.L. Modifikacija inercionno-zhestkostnyh harakteristik modeli kak put' reshenija zadach o ee ustanovivshisja 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, Morskie intellektual'nye tehnologii [Marine intelligent technologies], 2020, No 1 (3), S.12-20
4. 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.
5. Melkonjan A.L. Modifikacija inercionno-zhestkostnyh harakteristik modeli kak put' reshenija zadach o ee ustanovivshisja 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, Morskie intellektual'nye tehnologii [Marine intelligent technologies], 2020 g., P.12 – 20.
6. Melkonjan A.L. M.V. Algoritм 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.
7. Melkonjan A.L. Raschjot parametrov vynuzhdennyh ustanovivshisja kolebanij truboprovoda [Calculation of parameters of forced steady-state vibrations of a pipeline], A.L. Melkonjan, D.A. Nikolaev, M.V. Chuklin, Morskie intellektual'nye tehnologii [Marine intelligent technologies]., 2021, No 1 (2), S.51-59
8. Jeффеktivnoe reshenie. Raschet izognutyh balok i ram. [Effective solution. Calculation of curved beams and frames]. – Saint-Petersburg, 2007. – URL: <http://www.d-nik.de> (accessed: 17.11.2023)
9. Biderman V.L. Prikladnaja teoriya mechanicheskix kolebanij [Applied theory of mechanical vibrations] M.: Visshaya shkola, 1972, 415 s.
10. Davidov V.V., Mattes N.V. Dinamicheskie rascheti prochnosti sudovix konstruksiy [Dynamic strength calculations of ship structures], L.: Sudostroenie, 1974, 336 s.

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

Мелконян Армен Леонович, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121, Санкт-Петербург, ул. Лотманская, 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, 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, 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 07.03.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 16.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 08.06.2024.

Научная статья

УДК 621.791:629.02

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.013>

Оценка остаточной надежности судокорпусных конструкций из феррито-перлитных сталей с макротрещинами по структурным и механическим характеристикам

Молоков К.А.^{1,2} spektrum011277@gmail.com, Новиков В.В.¹ leka1551@rambler.ru¹Дальневосточный федеральный университет (ДФУ), ²Владивостокский государственный университет (ВВГУ)

Аннотация. Надежность конструкций судового корпуса напрямую связана с критической плотностью повреждений и их величиной. В условиях волнения и вибраций корпус испытывает циклические нагрузки с разными частотами и амплитудами, поэтому его эксплуатация в жизненном цикле судна практически маловероятна без повреждений в виде возникающих микро и макротрещин трещин. Актуальной задачей остается определение плотности повреждений или их величины, необходимых для оценки момента начала катастрофического разрушения.

На основе некоторых допущений и упрощений получена аналитическая зависимость существенно влияющих на момент окончательного разрушения характеристик и параметров, участвующих в структурно-механической модели, на размер критической макротрещины в феррито-перлитных сталях. По результатам этой зависимости удалось проанализировать совместное влияние изменения механических характеристик на критический размер макротрещины сталей 10, Ст22К, Ст3сп, 50. Зависимость позволяет оценить и спрогнозировать наилучшие комбинации значений коэффициентов степенного упрочнения, Пуассона, среднего диаметра зерна и предела текучести сталей, найти наибольшее оптимальное значение длины критической трещины, а также оценить остаточную прочность судна с макротрещинами в условиях старения феррито-перлитных сталей судового корпуса. В работе представлена зависимость критической длины макротрещины от указанных механических характеристик и диаметра зерна. Аналитически показано, что на критическую длину трещины оказывает значительное влияние показатель степенного упрочнения, предел текучести и коэффициент Пуассона при условиях плоской деформации в вершине макротрещины.

Ключевые слова: Корпусная конструкция, критическая макротрещина, КИН, пороговый коэффициент интенсивности напряжений, диаметр зерна, коэффициент упрочнения, феррито-перлитная сталь

Благодарности: Авторы выражают признательность сотрудникам департамента морской техники и транспорта ДФУ за рекомендации при разработке темы, затронутой в данной статье.

Для цитирования: Молоков К.А., Новиков В.В. Оценка остаточной надежности судокорпусных конструкций из феррито-перлитных сталей с макротрещинами по структурным и механическим характеристикам, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 102—109. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.013.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.013>

Assessment of the residual reliability of ship hull structures made of ferrite-pearlite steels with macrocracks based on structural and mechanical characteristics

Konstantin A. Molokov^{1,2} spektrum011277@gmail.com, Valery V. Novikov¹ leka1551@rambler.ru¹Far Eastern Federal University (FEFU), Russian Federation; ²Vladivostok State University, Vladivostok, Russian Federation

Abstract. The reliability of ship hull structures is directly related to the critical density of damage and its magnitude. In conditions of waves and vibrations, the hull experiences cyclic loading with different frequencies and amplitudes, so its operation in the life cycle of the vessel is almost unlikely without damage in the form of micro- and macro-cracks. An urgent task remains to determine the density of damage or its magnitude necessary to assess the moment of the onset of catastrophic destruction.

Based on some assumptions and simplifications, an analytical dependence of the characteristics and parameters involved in the structural-mechanical model that significantly influence the moment of final destruction on the size of the critical macrocrack in ferrite-pearlite steels is obtained. Based on the results of this dependence, it was possible to analyze the combined effect of changes in mechanical characteristics on the critical size of a macrocrack in steels 10, St22K, St3sp, 50. The dependence allows us to evaluate and predict the best combinations of the values of power-law hardening coefficients, Poisson, average grain diameter and yield strength of steels, and to find the greatest optimal value the length of the critical mother-in-law, as well as assess the residual strength of a ship with macrocracks under aging conditions of ferrite-pearlite steels of the ship hull. The paper presents the dependence of the critical length of a macrocrack on the specified mechanical characteristics and grain diameter. It is analytically shown that the critical crack length is significantly influenced by the power hardening index, yield strength and Poisson's ratio under conditions of plane strain at the tip of the macrocrack.

Key words: Hull structure, critical macrocrack, SIF, threshold stress intensity factor, grain diameter, hardening coefficient, ferrite-pearlite steel.

Acknowledgments: The authors express their gratitude to the staff of the Department of Marine Engineering and Transport of the Far Eastern Federal University for their recommendations in developing the topic raised in this article.

For citation: Konstantin A. Molokov, Valery. V. Novikov, Assessment of the residual reliability of ship hull structures made of ferrite-pearlite steels with macrocracks based on structural and mechanical characteristics, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 102—109. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.013.

Введение

Известно, что в судокорпусных сварных конструкциях со временем появляются повреждения в виде усталостных трещин (рис. 1). Они, как правило, берут свое начало от концентраторов напряжений, сварных швов и др. [1, 2].

В жестких точках, где имеются сварные швы, трещины могут распространяться в области зоны термического влияния (ЗТВ), имеющей наименьшую трещиностойкость, как вдоль швов (продольная трещина), так и поперек. Под влиянием температурно-деформационных циклов в ЗТВ как структурные, так и механические характеристики после сварки будут значительно отличаться от характеристик основной стали. Поэтому с точки зрения адекватности расчетов для определения

критической длины продольной сквозной трещины в ЗТВ необходимо иметь зависимости, базирующиеся на структурных и механических входных данных. Поиск одной из таких зависимостей и является целью данной работы.

Следует отметить, что по мере эксплуатации конструкций происходит деградация характеристик стали. Это дополнительно приводит к ухудшению ее трещиностойкости, учесть которое представляется возможным только с учетом оценки параметров структуры материала [3, 4, 5, 6]. Таким образом, представляется необходимым установить взаимосвязь критической полудлины трещины $L_{кр}$ с характеристиками металла, имеющими склонность к изменению в процессе старения.

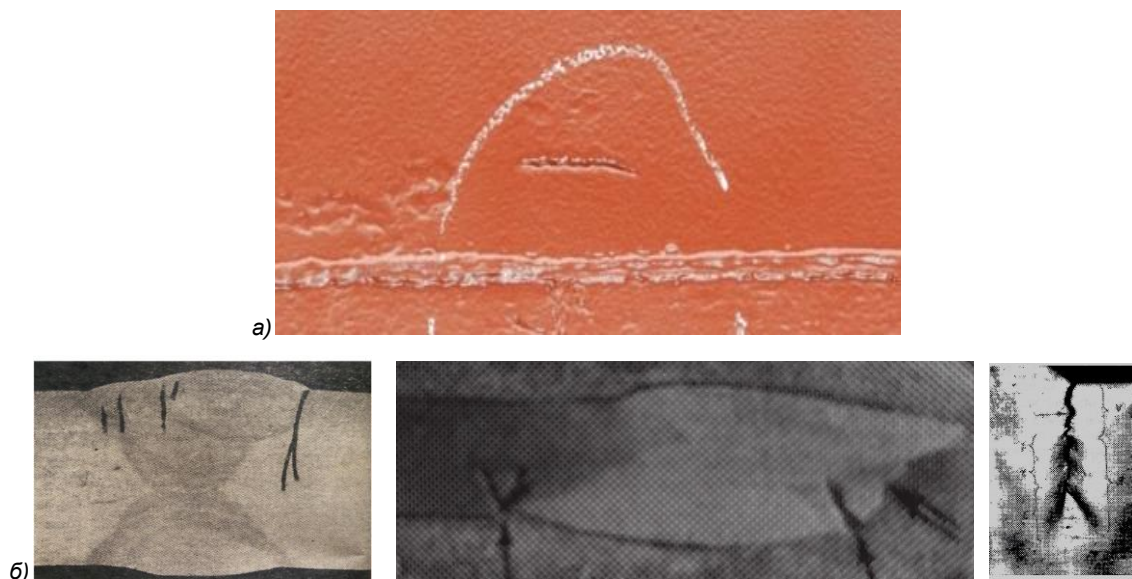


Рис.1. Трещина в наружной обшивке т/х «Ладoga», развивающаяся при поперечной нагрузке вне области ЗТВ (а), и трещины в сварном шве и ЗТВ (б) в соединениях корпусных конструкций и трубопроводов [7, 8]

Отметим также, что на надежность и остаточную прочность судовых конструкций с трещинами оказывают достаточно существенное влияние факторы эксплуатационного ресурса корпуса и температуры. Так, работами сотрудников Ленинградской школы ФТИ в результате проведения исследований различных материалов (включая и металлы) обоснована концепция С.Н.Журкова о роли тепловых колебаний в явлении прочности (так называемая долговременная прочность) [9]. Результаты данных исследований коренным образом изменяют наши представления о причинах разрушения твердых тел со временем.

Разрушение судовых конструкций, а также катастрофические переломы корпусов судов (хотя и случались не часто) обычно происходили, когда корпусная сталь имеет значительную наработку – 30 и более лет, а судно находилось в штормовых

условиях [3]. Данный факт может свидетельствовать об общем износе материала со временем, проявляющемся в значительном снижении его трещиностойкости, при котором незначительные размеры усталостных трещин на начальном этапе эксплуатации будут являться критическими в конце срока эксплуатации.

1. Основные преобразования

Несомненно, привлекательным является непосредственное вычисление критической длины трещины без наличия известных значений предела выносливости и K_{Ic} . На практике такая возможность удобна, так как позволяет сразу сопоставить известную существующую длину трещины с расчетным критическим размером $2L_{кр}$. Кроме того, это даст возможность проанализировать влияние

основных структурных и механических характеристик на $L_{кр}$. Существуют различные подходы и возможности для определения этой длины [1, 7, 4].

Например, в одном из источников рассмотрен подход, основанный на структурно деформационном критерии начала критического разрушения. Однако предложенная зависимость существенно чувствительна к входящим значениям параметров, в частности, к коэффициенту Пуассона [7]. По этой причине использование данного подхода на практике может быть затруднено.

Примем следующие допущения и формализуем задачу:

1) Для простоты выводов положим, что предел выносливости σ_{-1} равен пределу текучести (это несколько скажется на точности расчета, но качественно не отразится на результатах).

2) Для пороговой характеристики будем считать, что источником микроскола является субмикротрещина у границы действительного зерна, а напряжение микроскола при истинной деформации $e = 1$ возрастает в $K_{MC} = 1,618$ раз от напряжений микроскола R_{Mc} при $e = 0$.

3) Главные моды фрагментов для феррито-перлитных сталей, согласно предыдущему пункту, составляют значения в 2,618 меньше среднего диаметра зерна и являются константой в рамках полученных выводов.

4) Критический скачок макротрещины происходит при значении K_{1c} и для феррито-перлитных сталей составляет 0,618 диаметра зерна.

Принимая во внимание принятые допущения и основываясь на концепции критической плотности упругой энергии деформации, предложенной в модели Дж. Си [4], будем считать правомерным следующее обстоятельство. Отношение квадратов порогового K_{th0} и критического K_{1c} коэффициентов интенсивности напряжений обладает пропорциональностью по отношению величин, соответствующих им длин трещин в начальной (пороговой) и конечной (критической) стадии её стабильного развития:

$$\frac{L_{нач}}{L_{кр}} = \left(\frac{K_{th0}}{K_{1c}} \right)^2. \quad (1)$$

В силу того, что величина нагрузки незначительно сказывается на длине макротрещины при $L \rightarrow L_{кр}$ относительно величины разброса значений $L_{кр}$, примем, что $\sigma_{-1} \cong \sigma_{0,2}$. Тогда согласно модели Дж. Си равенство (1) будет справедливо, а после подстановки выражений для коэффициентов интенсивности полудлина критической сквозной макротрещины при условии плоской деформации в ее вершине может быть представлена зависимостью:

$$L_{кр} = \frac{2,472}{(2\mu - 1)^2} \times \left(\frac{2,85K_{MC}(m+1)(1-2\mu) \cdot d_g^{\frac{(m-1)}{(2m+2)}}}{\left(\frac{(m+1)(2\mu-1)}{\sqrt{3}} + 1 \right) \cdot \sigma_{0,2}} \right)^{\frac{1+m}{m}}, \quad (2)$$

где m – показатель степенного упрочнения стали; μ – коэффициент Пуассона; d_g – средний диаметр зерна стали, м; $\sigma_{0,2}$ – предел текучести стали, МПа.

2. Анализ зависимостей и результатов

Нетрудно заметить, что зависимость приобретает неопределенность $0/0$ при $\mu = 0,5$. Это представляется логичным, так как такое значение стали приобретает в полностью пластическом состоянии. Поэтому говорить о критической трещине для такого материала не имеет смысла. Все аргументы, входящие в эту формулу, в некотором роде физически взаимосвязаны, но для разных марок феррито-перлитной стали они могут варьироваться. Это может характеризовать ту, или иную сталь, как обладающую большей сопротивляемостью к окончательному разрушению. В то же время необходимо отметить, что длительность стадий разрушений в целом зависит не только от конечной длины критической трещины, но и от скорости продвижения (скорости развития) трещины на этапах ее роста [10, 11, 12]. Поэтому однозначно не стоит связывать отмеченное обстоятельство с сопротивляемостью развитию трещины в процессе разрушения [6].

С увеличением времени действия нагрузки сопротивление пластической деформации и сопротивление разрушению снижаются. При комнатной температуре у металлов это становится особенно заметным при воздействии коррозионной или другой активной среды (коррозия под напряжением и эффект Ребиндера). При высоких же температурах с течением времени при постоянном напряжении наблюдается прирост пластической деформации. Однако здесь ползучесть учитывать не будем.

Положим, что как R_{Mc} , так и предел текучести стали $\sigma_{0,2}$, уменьшаются с течением времени и зависят от температуры эксплуатации стали. Опираясь на то, что модель развития трещины по Дж. Си справедлива при $T = const$ на всем промежутке времени работы, получим зависимость подобного вида (2) с учетом температурно-временных значений (T, τ) . Тогда формула критической полудлины сквозной трещины примет вид:

$$L_{кр}(T, \tau) = \frac{2,472 \left(1 - \frac{5RT \cdot \ln(\tau)}{5U_0 - 161RT} \right)^2}{(2\mu - 1)^2} \times \left(\frac{2,85K_{MC}(m+1)(1-2\mu) \cdot d_g^{\frac{(m-1)}{(2m+2)}}}{\left(\frac{(m+1)(2\mu-1)}{\sqrt{3}} + 1 \right) \cdot \sigma_{0,2}} \right)^{\frac{1+m}{m}} = \quad (3)$$

$$= \left(1 - \frac{5RT \cdot \ln(\tau)}{5U_0 - 161RT} \right)^2 L_{кр},$$

где $K_{MC} = 1,618$ – коэффициент увеличения сопротивления микроскола от деформированной структуры при истинной деформации $e = 1$ феррито-перлитных сталей; τ – время в секундах; T – абсолютная температура эксплуатации, °K; U_0 – энергия сублимации железа, Дж/моль; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль · K).

Для разных типов источников микроскола зерна в фрагментированной структуре K_{MC} изменяется от 1,4 при $e \cong 0,45$ и до 1,7 при $e \cong 1$; при этом для данного диапазона можно отметить однообразный характер увеличения K_{MC} . После подстановки крайних значений K_{MC} в формулу (3) получаем, что он

значительно влияет на величину критической трещины, а получение наиболее близкого значения K_{1c} к экспериментальному соответствует K_{MC} при $e \cong 1$. Это подтверждает тот факт, что для феррито-перлитных сталей в области вершины трещины должна достигаться такая критическая истинная деформация, которая соответствует началу катастрофического разрушения при нагрузках предела выносливости.

Взаимосвязь между пределом текучести стали и средним диаметром зерна может быть получена на основе известного выражения Холла-Петча $\sigma_{0,2} = \sigma_0 + k/\sqrt{d_g}$ по экспериментальным данным феррито-перлитных сталей обычной и средней прочности. Заменяя в (1) $\sigma_{0,2}$ на зависимость Холла-Петча, будем иметь, что фактически $L_{кр}$ определяется некоторыми микрофизическими константами материала σ_0 – сопротивлением деформированию монокристалла, k – коэффициентом Холла-Петча, d_g и m . Так как структурно-механическая модель справедлива для областей мезоуровня, то и преобразованное выражения (2) или (3) будут справедливы только в области зерно-границного упрочнения, т.е. когда $k > 0$.

Полученная формула (2) отражает влияние основных характеристик и параметров структурно-механической модели на размер критической макротрещины. Она предоставляет возможность анализа и в некоторых случаях прогнозирования оптимальных комбинаций значений характеристик m, μ, d_g и $\sigma_{0,2}$ сталей, обладающих большими $L_{кр}$, включая прогнозирование остаточного ресурса судна с большими сквозными макротрещинами. Если имеются данные о деградации характеристик от старения стали, то появляется возможность спрогнозировать влияние старения на критический размер трещин феррито-перлитных сталей судового корпуса. Рассмотрим поверхность критических размеров макротрещин по найденной зависимости (3), предположив, что механические характеристики

стали m, μ, d_g остаются независимыми от времени t и температуры T (рис.2). Здесь и в дальнейшем на графиках представлены результаты расчетов по формуле для стали 10 с характеристиками $\sigma_{0,2} = 190$ МПа, $m = 0,17$, $d_g = 66$ мкм, $\mu = 0,28$.

Очевидно (рис. 2,а), что при более высоких температурах размер критической трещины со временем снижается более интенсивно. В то же время при нормальных температурах (порядка 300°K) снижение критической длины довольно оказывается существенным и согласно полученной зависимости составляет ~20% за 10^6 с. Если полагаться на корректность зависимости, полученной школой С.Н. Журкова [9], то имеет место значительное снижение, и оно происходит за сравнительно малый начальный период. С другой стороны, как трещиностойкость, так и критическая величина трещины в материале, имеют большой статистический разброс на практике, что может происходить по причине снижения этих характеристик с течением времени. Представляет интерес вопрос величины стабилизации или отсутствия стабилизации разброса характеристик материала после значительного периода времени, например, после 30...50 лет эксплуатации в сравнении с только что изготовленной сталью. На данный момент нам не известны такие эксперименты, вероятно в силу их длительного проведения; возможно, что они и вовсе отсутствуют. Можно предположить, что вероятно стабильность характеристик за 30 и более лет должна убывать, но менее интенсивно. Это заметно по рис. 2,а – ось времени имеет почти линейный характер в логарифмической системе координат. Можно считать, что за этот период сталь достигает практически своих наихудших свойств сопротивляемости к трещинам, даже не принимая в расчет дополнительное ухудшение этих свойств от технологических и эксплуатационных дефектов.

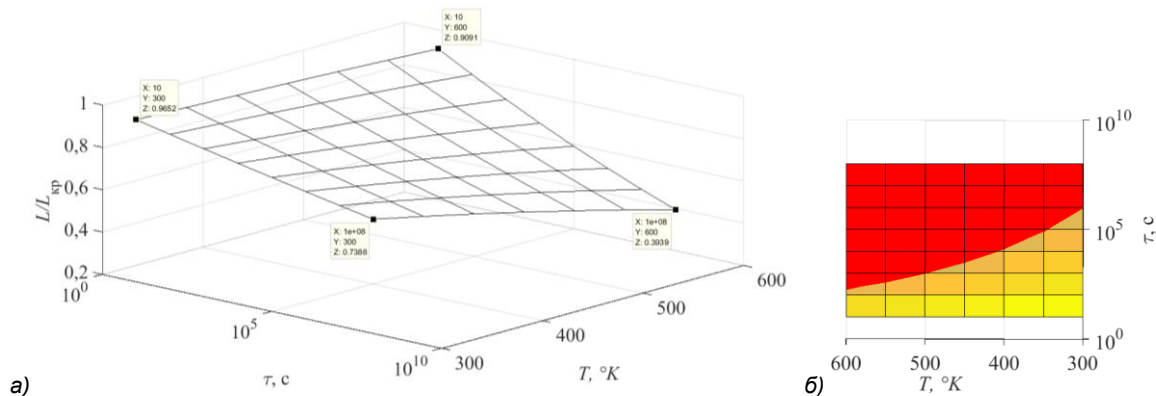


Рис. 2. Поверхность относительных полудлин трещин (а) и форма разграничения (б) допускаемых значений L на уровне $0,8L_{кр}$ для стали 10 в осях времени и температуры эксплуатации

Полагая, что d_g и μ являются точными значениями и не изменяются, построим поверхность изменения L от отклонений на $\pm 10\%$ m и μ (рис. 3). Для того чтобы длина трещины оставалась постоянной как видно, коэффициент упрочнения m должен убывать или возрастать в таком процентном отношении, на сколько процентов возрастает или убывает соответственно предел текучести, так как

зависимость между m и $\sigma_{0,2}$ оказывается практически линейна при $L = \text{const}$. При нормальных законах распределения m и $\sigma_{0,2}$ наихудшие сочетания в отклонениях будут проявляться в 1/4 случаев разброса. В 3/4 случаях длина трещины будет оставаться неизменной либо будет больше, чем $L_{кр}$, рассчитанная по наиболее вероятным значениям m и $\sigma_{0,2}$.

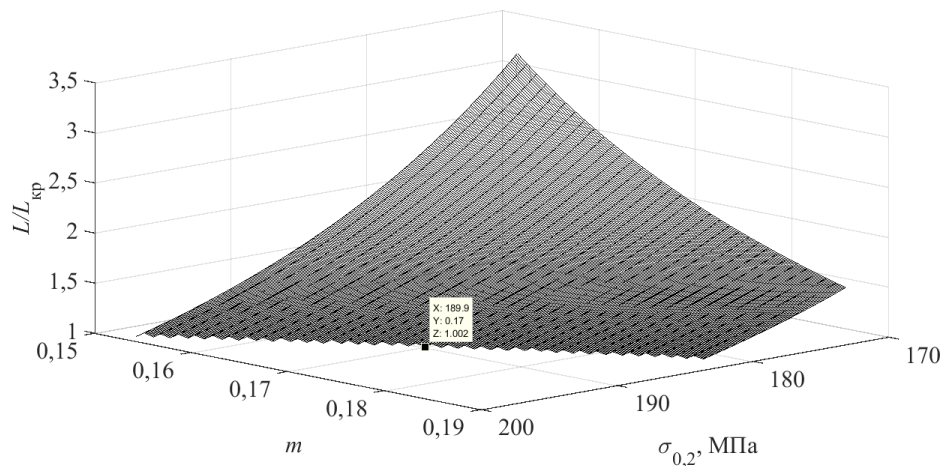


Рис. 3. Поверхность относительных приращений полудлины макротрещины при $\pm 10\%$ отклонениях механических характеристик стали 10

Формулы (2) и (3) обладают одинаковой чувствительностью к изменениям m и $\sigma_{0,2}$ и μ . Однако к изменению диаметра зерна d_g они не так сильно чувствительны, как к μ . Если добиться снижения d_g на 15% независимо от других характеристик, то в наихудшем сочетании m и $\sigma_{0,2}$ даст уменьшение L

только на 40%, а в лучшем сочетании увеличение L произойдет на 500% (рис. 4).

Таким образом, проведенный анализ зависимостей показывает, насколько сильно может проявляться неоднородность структурных параметров и механических характеристик сталей и влиять на разрушение корпусной конструкции.

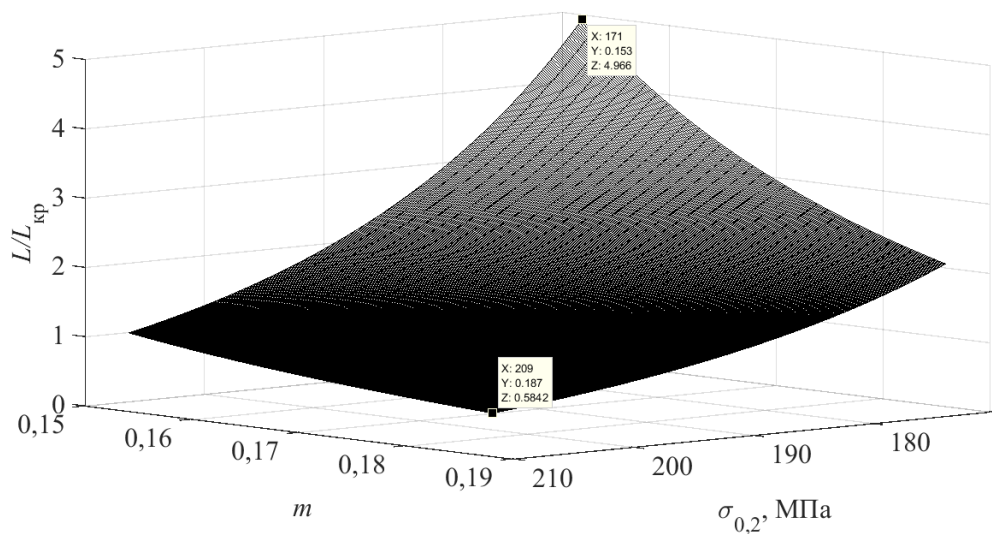


Рис. 4. Поверхность относительного изменения полудлины трещины от m и $\sigma_{0,2}$ если уменьшить средний диаметр зерна стали 10 на 15%

Кроме того, что зависимости позволяют спрогнозировать значение критической длины трещины для конкретной стали, например, при снижении среднего диаметра зерна, представляется возможным легко сравнивать стали между собой по критической величине макротрещины (рис. 5). На графике представлены сравнительное изменение $L_{кр}$ для разных марок сталей при разбросах значений m и $\sigma_{0,2}$ в виде поверхностей, отраженных на плоскость $L - \sigma_{0,2}$ (ось m – перпендикулярна этой плоскости). Нетрудно заметить, что снижение

коэффициента упрочнения на 10% $m_{(-)}$ существенно увеличивает длину критической макротрещины, а увеличение его на этот же процент $m_{(+)}$ – уменьшает её.

На рисунке 5 показано, что диапазон изменения $L_{кр}$ больше при уменьшенном коэффициенте упрочнения $m_{(-)}$ при одном и том же разбросе $\sigma_{0,2}$, и такая закономерность наблюдается для всех сталей. При этом характерно, что чем ниже предел текучести, тем выше значение $L_{кр}$.

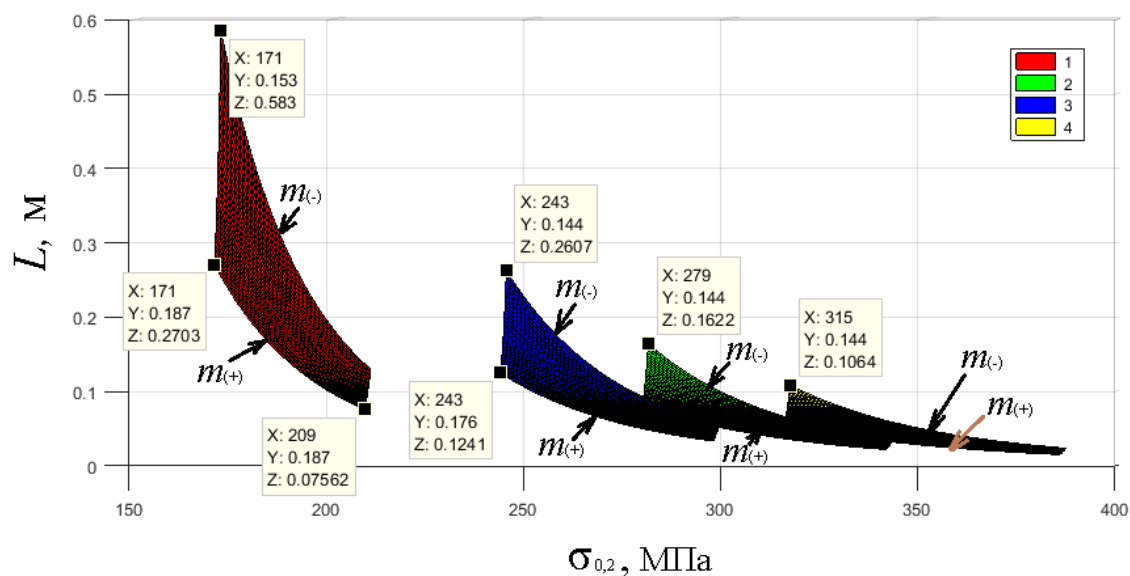


Рис. 5. Поверхности критических длин трещин для сталей 10 (1), Ст22К (2), ВСт3сп (3), сталь 50 (4) (данные сталей взяты из работы [4]) при разбросах предела текучести и коэффициента упрочнения на $\pm 10\%$ при $d_g = \text{const}$

Заключение

Аналитически полученная формула в виде (2) отражает зависимость влияния основных концептуальных характеристик и параметров, участвующих в структурно-механической модели, на размер критической макротрещины. Она интересна тем, что позволяет проанализировать, а в некоторых случаях - и спрогнозировать, наилучшие комбинации значений характеристик m , μ , d_g и $\sigma_{0.2}$ сталей, отличающиеся большими $L_{кр}$, в том числе для прогнозирования остаточного ресурса судна с большими макротрещинами в условиях состарившихся феррито-перлитных сталей судового корпуса. Проведенный анализ аналитических зависимостей показывает, насколько сильно может проявляться неоднородность структурных параметров и механических характеристик сталей и влиять на разрушение корпусных конструкций. Так,

$L_{кр}$ существенно увеличивается при уменьшении коэффициента упрочнения $m_{(-)}$ на 10% при одном и том же разбросе $\sigma_{0.2}$, и такая закономерность наблюдается для всех сталей. Таким образом, нестабильность механических характеристик даже в локальных зонах конструкции с трещинами оказывает значительное влияние на $L_{кр}$. Вполне вероятно, что для крупногабаритных конструкций, где в целом разбросы механических характеристик велики, этот факт является наиболее актуальным и его следует учитывать при оценке остаточной прочности и надежности.

В дальнейшем предполагается развитие исследований, связанных с анализом и оценкой снижения несущей способности судового корпуса с трещинами в зонах термического влияния сварных швов судовых конструкций, и в том числе, с учетом старения стали.

Литература

1. Казанов Г.Т., Новиков В.В., Турмов Г.П. Концентрация напряжений и другие особенности напряженного состояния судовых корпусных конструкций. - Владивосток: ДВФУ, 2014. - 178 с.
2. Турмов Г.П. Расчет прерывистых связей на прочность с учетом концентрации напряжений. - Владивосток: ДВГУ, 1984. - 152 с.
3. Молоков К.А., Новиков В.В., Антоненко С.В. Повреждаемость судовых конструкций и основы построения математической модели оценки трещиностойкости конструктивных сталей. Труды Крыловского государственного научного центра, 2022; Специальный выпуск 1: 46–54.
4. Матюхин Г.В., Горбачев К.П. Инженеру о сопротивлении материалов разрушению. Монография. - Владивосток: Дальнаука, 2010 - 281 с.
5. Сосновский Л.А., Богданович А.В. Трещиностойкость. Монография. Гомель: БелГУТ, 2011. 366 с.
6. Туманов Н. В. Стадийность кинетики усталостных трещин: закономерности и особенности / Н. В. Туманов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2024. – Т. 90, № 1. – С. 58-71. – DOI 10.26896/1028-6861-2024-90-1-58-71. – EDN JBIGIO.
7. Молоков К.А. и др. Аналитический метод определения критической длины трещин в судовых конструкциях на основе структурно-деформационного анализа / К.А. Молоков, А.И. Мамонтов, В.В. Новиков, А.П. Герман // Морские интеллектуальные технологии., – 2020. – № 2-1(48). – С. 56-63. – DOI 10.37220/MIT.2020.48.2.058. – EDN AAXCGQ.
8. Ямалеев К.М., Гумерова Л.Р. Структурные аспекты разрушения металла нефтепроводов. - Уфа: АН РБ,

- Гилем, 2011. - 144 с.
9. Регель В.Р., Слуцкер А.И., Томашевский Э.Е. Кинетическая природа прочности твердых тел. - М.: Наука, 1974. - 560 с.
 10. Кургузов В.Д. Переход от квазивязкого к квазихрупкому разрушению в сварных соединениях в условиях низких температур // Третья международная научная конференция "Полярная механика". - Владивосток: ДВФУ, 2016. - С.695-706.
 11. Корнев В.М. Распространение усталостных трещин и разрушение стальных конструкций при температурах ниже порога хладноломкости // Третья международная научная конференция "Полярная механика". - Владивосток: ДВФУ, 2016. - С.707-716.
 12. Молоков К.А., Домашевская Я.Р. Оценка ресурса сварных соединений из феррито-перлитных материалов в условиях низких температур. // Материалы третьей международной научной конференции Полярная механика - 2016. С.618-628

References

1. Kazanov G.T., Novikov V.V., Turmov G.P. Stress Concentration and Other Peculiarities of Stressed State of Ship Hull Structures. - Vladivostok: FEPU, 2014. - 178 c.
2. Turmov G.P. Calculation of discontinuous connections on strength with account of stress concentration. - Vladivostok: FEPU, 1984. - 152 c.
3. Molokov K.A., Novikov V.V., Antonenko S.V. Damageability of Ship Structures and Basis of Mathematical Model Construction for Crack Resistance Assessment of Structural Steels. Proceedings of the Krylov State Scientific Centre, 2022; Special Issue 1: 46-54.
4. Matokhin G.V., Gorbachev K.P. To engineer about resistance of materials to fracture. Monograph. - Vladivostok: Dalnauka, 2010 - 281 p.
5. Sosnovskiy L.A., Bogdanovich A.V. Crack Resistance. Monograph. Gomel: BelGUT, 2011. 366 c.
6. Tumanov N. Tumanov, N.V. Staging of fatigue crack kinetics: regularities and peculiarities (in Russian) / N.V. Tumanov // Zavodskaya laboratoriya. Diagnostics of materials. - 2024. - T. 90, № 1. - С. 58-71. - DOI 10.26896/1028-6861-2024-90-1-58-71. - EDN JBIGIO.
7. Molokov, K.A. et al. Analytical method of critical crack length determination in ship structures on the basis of structural and deformation analysis / K.A. Molokov, A.I. Mamontov, V.V. Novikov, A.P. German // Marine Intelligent Technologies. Novikov, A.P. German // Marine Intelligent Technologies, - 2020. - № 2-1(48). - С. 56-63. - DOI 10.37220/MIT.2020.48.2.058. - EDN AAXCGQ.
8. Yamaleev, K.M.; Gumerova, L.R. Structural Aspects of Fracture of Oil Pipeline Metal. - Ufa: Academy of Sciences of RB, Gilem, 2011. - 144 c.
9. Regel V.R., Slutsker A.I., Tomashevskiy E.E. Kinetic nature of strength of solid bodies. - Moscow: Nauka, 1974. - 560 c.
10. Kurguzov V.D. Transition from quasi-viscous to quasi-brittle fracture in welded joints at low temperatures // Third International Scientific Conference "Polar Mechanics". - Vladivostok: FEPU, 2016. - С.695-706.
11. Kornev, V.M. Fatigue Crack Propagation and Failure of Steel Structures at Temperatures Below the Cold Fracture Threshold (in Russian) // Third International Scientific Conference "Polar Mechanics". - Vladivostok: FEPU, 2016. - С.707-716.
12. Molokov, K.A.; Domashevskaya, Y.R. Estimation of a resource of welded joints from ferrite-perlite materials in conditions of low temperatures. // Proceedings of the Third International Scientific Conference Polar Mechanics - 2016. С.618-628.

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

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)., assistant 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)., assistant 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 20.03.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 09.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 12.06.2024.

Научная статья

УДК 629.12:539.443

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.014>

Алгоритм и программа определения положения центра кручения тонкостенного профиля

Андреев А.Н.¹ aan300@list.ru, Мелконян, А.Л.¹ mel1950@mail.ru, Николаев Д.А.¹ D.Nikolaevl@d-nik.de¹Санкт-Петербургский морской технический университет

Аннотация. В материалах статьи представлены некоторые особенности деформированного состояния узлов и деталей различных энергетических машин и механизмов, имеющих незамкнутые тонкостенно-криволинейные профили, работающих при различных видах деформации. В результате оптимизации определяются площадь проектируемого сечения, основные инерциальные характеристики тонкостенно-криволинейных сечений, такие как, моменты инерции, центр тяжести и в нашем случае наиболее важная точка центра кручения, положение которой, существенным образом влияет на прочностные характеристики сечений. Описана методика разработанного универсального алгоритма для автоматизированного расчета основных жесткостных характеристик деформируемых тонкостенно-криволинейных профилей с определением центра изгиба-кручения. В основе программы встроен модуль конструирования поперечных сечений конструкции. Модуль позволяет создавать массивные многосвязные и замкнутые в «Кольцо» или открытые, не имеющие встроенных замкнутых участков, разветвлённые тонкостенные профили сечения, как прямолинейного, так и криволинейного очертания. Преимущество данной программы связано с тем, что в процессе расчета можно варьировать непосредственно размерами и формами сложных сечений, тем самым наглядно выбирая и демонстрируя наиболее оптимальное решение. Рассмотрены варианты определения этих характеристик для прямолинейных тонкостенных и сложных тонкостенно-криволинейных сечений элементов.

Ключевые слова: тонкостенный профиль, центр кручения, инерциальные характеристики, прочность, жесткость, кручение, криволинейное сечение, нагрузка, изгиб, деформация.

Для цитирования: Андреев А.Н., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Алгоритм и программа определения положения центра кручения тонкостенного профиля, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 110—114. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.014.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.014>

Algorithm and program for determining the position of the center of torsion of a thin-walled profile

Alexander N. Andreev¹ aan300@list.ru, Armen L. Melkonyan¹ mel1950@mail.ru,Dmitriy A. Nikolaev¹ D.Nikolaevl@d-nik.de¹St. Petersburg state marine technical University

Abstract. The article presents some features of the deformed state of units and parts of various power machines and mechanisms with open thin-walled-curved profiles operating under various types of deformation. As a result of optimization, the area of the designed cross-section, the main inertial characteristics of thin-walled-curved cross-sections, such as moments of inertia, the center of gravity and, in our case, the most important point of the center of torsion, the position of which significantly affects the strength characteristics of the cross-sections, are determined. The method of the developed universal algorithm for automated calculation of the main stiffness characteristics of deformable thin-walled-curved profiles with the determination of the bending-torsion center is described. At the heart of the program is a built-in module for the design of cross-sections of the structure. The module allows you to create massive, multi-connected and closed in a "Ring" or open, without built-in closed sections, branched thin-walled cross-section profiles, both rectilinear and curved. The advantage of this program is also due to the fact that during the calculation process it is possible to vary the dimensions and shapes of complex cross-sections, thereby clearly selecting and demonstrating the most optimal solution. Variants of determining these characteristics for rectilinear thin-walled and complex thin-walled-curved cross-sections of elements are considered.

Keywords: thin-walled profile, bending center, inertial characteristics, strength, stiffness, torsion, curved cross-section, load, bending, deformation.

For citation: 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, Marine Intelligent Technologies. 2024. № 3 part 2, P. 110—114. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.014.

Введение

В отечественном машиностроении в последнее время, как известно, вопросы импортозамещения приобретают наиболее значимое и весьма актуальное значение. Процесс частичной или полной

замены существующих зарубежных энергетических машин, узлов, механизмов и деталей на отечественные, связан с полным циклом промышленного производства, от конструкторского проекта разработки до непосредственного промышленного изготовления в условиях именно

собственного производства. На начальной стадии проектирования и расчета деталей, узлов и механизмов поиск оптимального конструкторского решения всегда является первостепенной задачей и является ключевым [1, 2, 3, 4]. При оптимизации конструктивно-технологических параметров элементов различных энергетических машин в последнее время получили тонкостенно-криволинейные поперечные сечения, конструкции из которых имеют меньшую массу по сравнению с массивными сечениями, что и является в инженерных расчетах методом оптимального проектирования [5, 6, 7]. Одновременно с этим, в технологиях изготовления деталей и узлов, на замену массивных металлических конструкций пришло использование различных композитных материалов, свойства которых позволяет получать всевозможные криволинейные очертания элементов. Однако, расчет основных геометрических и прочностных характеристик сложных криволинейных сечений, значительно усложняется. С целью упрощения расчетов представляем алгоритм программы, позволяющей автоматизировано определять основные геометрические и инерционные характеристики различных поперечных сечений.

Составление расчетной схемы

В механике при расчетах любых конструкций разработчиком составляется определенная расчетная схема. В нашем случае, для тонкостенного сечения, примем расчетную схему в виде тонкостенного стержня (балки). Тонкостенным стержнем (балкой) называется такой стержень, у которого один из линейных размеров поперечного сечения мал по сравнению с остальными. Тонкостенные стержни могут быть закрытого профиля (трубчатое, коробчатое сечения) и открытого профиля (тавр, двутавр, швеллер и т.п.). В стержнях открытого профиля наиболее отчетливо проявляются особенности их расчета. Тонкостенные стержни как расчетная схема сохраняют в себе основные свойства бруса при работе на растяжение, сжатие, изгиб и кручение. Вместе с тем тонкостенный стержень в силу своих геометрических особенностей проявляет свойства, существенно отличающие его от стержней сплошного сечения. При расчетах к ним невозможно применять принцип Сен-Венсана с равномерным распределением усилий в сечении стержня, а также не соблюдается закон плоских сечений, происходит деформация за счет продольных перемещений точек поперечного сечения. Условия крепления стержня влияют на деформацию поперечного сечения. Если деформация в различных поперечных сечениях различна, деформация называется стесненным кручением. Деформация приводит к возникновению не только касательных, но и нормальных напряжений в поперечных сечениях стержня. Таким образом, при стесненном кручении тонкостенных стержней открытого профиля, имеющих сложное тонкостенное сечение, одновременно имеют место деформации кручения и изгиба. Поэтому, особо важно, при рассмотрении таких сечений определять положение центра кручения. Центром кручения будем называть такую точку, через которую должна проходить плоскость действия внешних сил, чтобы балка испытывала

только деформацию изгиба (не подвергалась кручению).

Модель и алгоритм расчета.

Методика расчета прочностных характеристик для тонкостенного замкнутого профиля аналогична общераспространенным методикам расчета массивных профилей, однако для расчета сечений с незамкнутыми тонкостенно-криволинейными профилями она ограниченно применима, ввиду несовпадения центра кручения с центром масс площади сечения [8, 9].

Расчет основных геометрических характеристик при использовании программы осуществляется по определенному алгоритму. Для определения положения центра кручения вначале программы необходимо построение профиля поперечного сечения. Для этого в основе программы встроен модуль конструирования поперечных сечений произвольных конструкций.

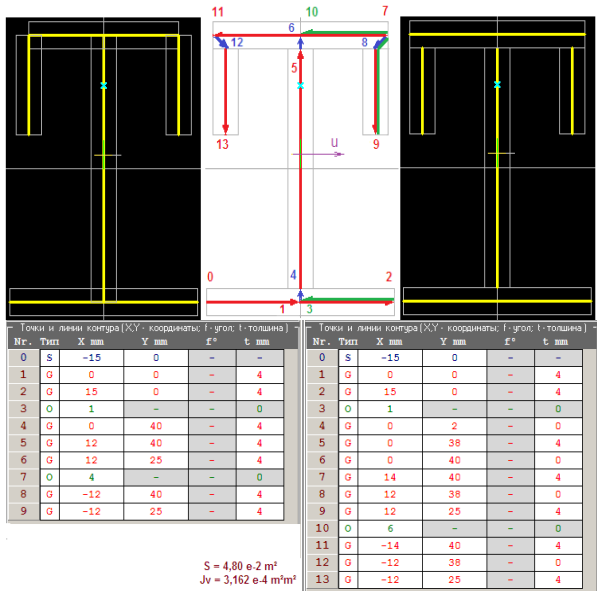


Рис. 1. Построение поперечного сечения профиля

Расчёт массивных профилей проводится по рисунку сечения с разрешением 11 пикселей на единицу измерения. Число «11» выбрано из компромисса между временем расчёта и его погрешностью, которая составляет, как правило, менее 1%. Для расчёта тонкостенных профилей использован метод приведённый в книге Попова А.А. "Курс сопротивление материалов"; 1958, гл. XIV, §114 с некоторыми дополнениями, позволившими автоматизировать расчёт разветвлённых профилей.

Предлагаемая программа предназначена для рисования (конструирования) и расчёта основных характеристик массивных и незамкнутых тонкостенных прямолинейных и криволинейных поверхностей сечений.

Алгоритм и методика построения профилей поперечных сечений рассмотрим на рисунке 1. При изображении профиля указывается схема с последовательностью задания поперечного сечения линиями с разветвлённым профилем. Для избегания накладки линии толщины профиля на участки с обратным возвратом на последующую точку профиля, позиции, имеющие тип «О» означают

возврат в ранее отмеченную точку. Остальные – те же, что при изображении массивного контура с добавлением толщины линии. После построения рассчитываемого профиля программа автоматически выдает основные инерционные характеристики сечения и главное указываются расчетные координаты положение центра кручения

Результаты исследований

Для расчёта тонкостенно-криволинейных профилей использован существующий метод с дополнениями, позволившими автоматизировать расчёт разветвлённых профилей. Такие профили рассчитываются как одна непрерывная линия, некоторые участки которой могут иметь нулевую толщину, для большей наглядности программа изображает толщину листа. Отрезки нулевой толщины не рисуются, но присутствуют в таблице участков профиля. Как было заявлено ранее главной целью расчёта является определение положение центра кручения.

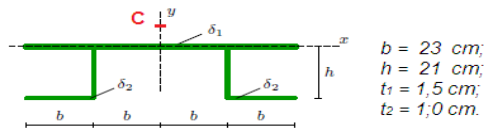


Рис. 175

$$F = \sum_{i=1}^5 l_i \delta_i = 4b\delta_1 + 2(b+h)\delta_2 = 226 \text{ см}^2.$$

$$J_{x_c} = J_x - y_c^2 F = 26460 - 6,23^2 \cdot 226 = 17700,49 \text{ см}^4,$$

$$J_{y_c} = J_y - x_c^2 F = J_y = 176333,33 \text{ см}^4.$$

$C_x = 0 \text{ см}; C_y = 3,26 \text{ см}.$

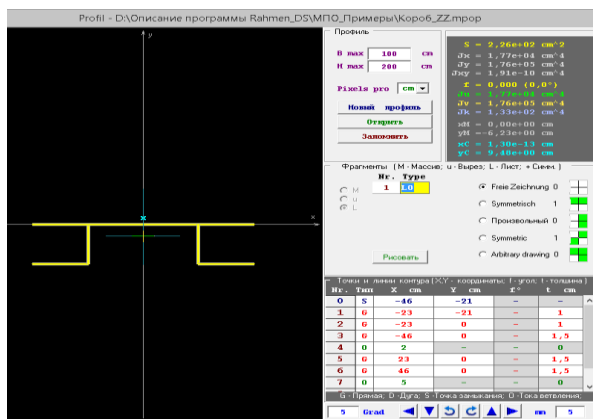


Рис. 2 Результаты расчетов прямолинейного профиля

По алгоритму находим центр тяжести площади сечения и главные центральные оси инерции, которые затем используются для нахождения центра кручения. несовпадения центра кручения с центром масс площади сечения [10, 11].

Нами проведено сравнение с расчетами некоторых тонкостенных незамкнутых профилей по существующим методикам, представленных в учебной литературе [12]. Совпадение данных весьма высоко, что позволяет с уверенностью использовать программу для расчета многих типов тонкостенных профилей. несовпадения центра кручения с центром масс площади сечения [9].

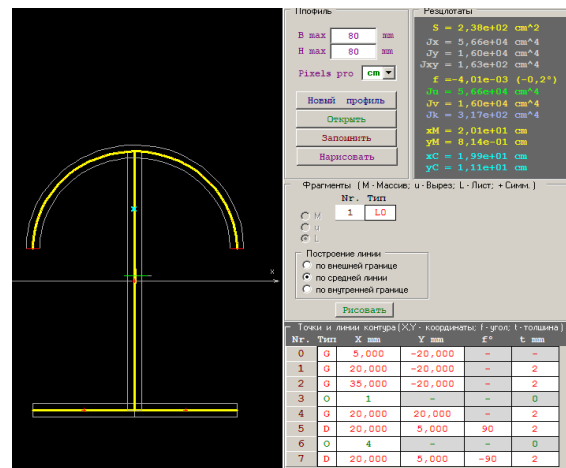


Рис. 3 Результаты расчетов криволинейного профиля (центр кручения расположен на оси симметрии профиля)

В современное время при проектировании различных конструктивных элементов все более чаще уделяют внимание эргономики конструкции. Переход от прямолинейных, угловатых поверхностей, помимо эстетического вид, позволяет к тому же оптимизировать прочностные свойства элементов со снижением материалоемкости и в конечном итоге себестоимости изделия. Широкие возможности для изготовления криволинейных тонкостенных сечений дает применение композитных материалов.

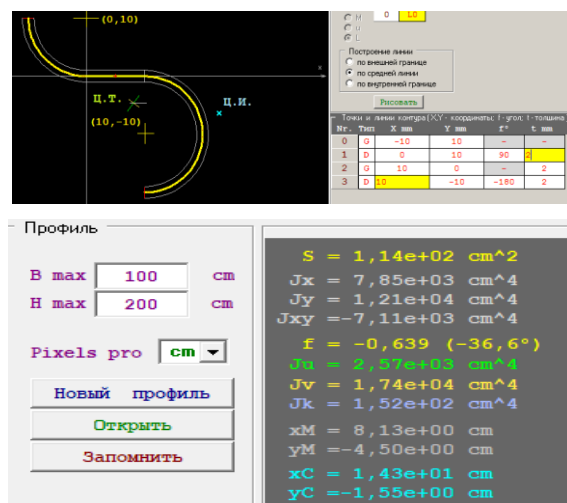


Рис. 4 Результаты расчетов криволинейного профиля (центр кручения расположен вне контура сечения профиля)

Свойства композитных материалов, а также сама технология производства изделий из композитных материалов позволяет получить различные геометрические поверхности, в зависимости от того, что спроектировано на основе предварительных расчетов. В связи с этим, представляемая расчетная программа была использована для расчета криволинейных очертаний поперечных сечений элементов конструкций. На сегодняшний момент, актуальным является возможное распространение применяемого подхода к расчёту основных геометрических характеристик элементов различных изделий с сечением в виде сложного тонкостенно-

криволинейного профиля. Нами проведены исследования некоторых подобных сечений, где за основу брали криволинейные участки, построенные по радиусу (рис. 3, 4, 5). Анализируя полученные расчетные значения, можно сделать вывод о целесообразности применения автоматизированного расчета для тонкостенно-криволинейных сечений, ввиду сокращения времени на осуществление расчетов и повышения их точности. Несомненное преимущество данной программы связано с тем, что в процессе расчета можно варьировать непосредственно размерами и формами сложных сечений, тем самым наглядно выбирая и демонстрируя наиболее оптимальное решение при проектировании деталей, узлом различных энергетических и механических установок.

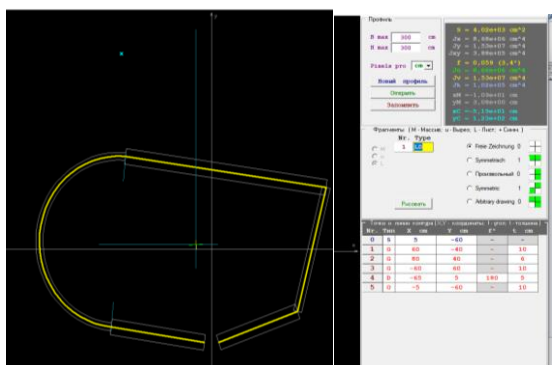


Рис. 4 Определение центра кручения сложного тонкостенно-криволинейного профиля (центр кручения расположен в стороне от сечения)

Заключение

В процессе оптимизации определяются площадь проектируемого сечения, основные инерциальные характеристики тонкостенно-криволинейных сечений, такие как, моменты инерции, центр тяжести и в нашем случае наиболее важная точка центра кручения, положение которой, существенным образом влияет на прочностные характеристики сечений.

Как видно из рисунков программа позволяет определять основные геометрические и инерциальные характеристики как прямолинейных, так и сложных тонкостенно-криволинейных профилей. Автоматизированный расчет позволяет расширить подбор инструкций, выполненных том числе из композитных материалов, полученных по криволинейным очертаниям внешнего профиля. Анализируя данные, можно сделать вывод о возможности и целесообразности применения данного алгоритма расчета для сечений с различными сложными тонкостенно-криволинейными профилями, наглядность представления сечение, применяемое именно для конкретного проектируемого профиля. Также, рассматривая алгоритм работы программы, можно отметить, что основная работа при проектировании заключается графическом построении профиля поперечного сечения, а результаты автоматически выводятся на экран. В процессе расчета можно изменять отдельные параметры профилей, при этом система сразу пересчитывает основные геометрические и инерциальные характеристики предлагаемого поперечного сечения.

Литература

1. Андреев А.Н., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Алгоритм и программа определение положения центра кручения тонкостенного профиля. // Тезисы докладов конференции «Памяти академиком-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. Винокуров Е.Ф., Балыкин М.К., Голубев И.А. Справочник по сопротивлению материалов.- Минск: Наука и техника, 1988. – 463
4. Гуркова М.А. Кручение тонкостенного стержня открытого и замкнутого профиля и автоматизация процесса расчета // Автореф. дис. канд. техн. наук.- М., 2000.- 23 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. Чувиловский В.С. Численные методы расчетов в строительной механике корабля Л.: Судостроение, 1976, 374 с.
8. Рыбаков В.А. Основы строительной механики легких стальных тонкостенных конструкций: учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. 207 с.
9. Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. – М.: Высш. шк., 2001. – 560 с.
10. 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.
11. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Effective solution. Calculation of curved beams and frames.). 10.30.2022
12. Челпанова Н.Г., Кадисов Г.М. Расчет тонкостенных стержней открытого профиля. // Методические указания к выполнению расчетно-графических работ. СибАДИ., - Омск, 2008.

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. Vinokurov E.F., Balykin M.K., Golubev I.A. Handbook on the Resistance of Materials.- Minsk: Science and Technology, 1988. – 463p.
4. Gurkova M.A. Torsion of the thin-walled rod of an open and closed profile and automation of the calculation process. dis. Cand. Tech. Sci.- M., 2000.- 23 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. Rybakov V.A. Osnovy stroitel'noy mekhanika legkogo stalnykh thin-wallennykh konstruktssii [Fundamentals of construction mechanics of light steel thin-wall structures]. allowance. St. Petersburg: Polytechnic Publishing House. University, 2011. 207 p.
9. Aleksandrov A.V., Potapov V.D., Derzhavin B.P. Resistance of materials. for universities. Moscow: Vyssh. Shk., 2001. 560 p.
10. Melkonyan A.L., Nikolaev D.A. Joint vibration of the ship's hull and its structural modules with a small interface area. St. Petersburg, Morskoy vestnik No1(81), 2022, pp. 53-58.
11. <http://www.d-nik.de> PC-Welt (Effective solution. Calculation of curved beams and frames.). 10.30.2022
12. 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.

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

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

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

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

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

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

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 06.06.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 02.07.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 12.07.2024.

**ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ
СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА**
**TECHNOLOGY OF SHIP BUILDING. SHIP REPAIR AND ORGANIZATION
OF SHIPBUILDING PRODUCTION**

Научная статья

УДК 629.5.018.2

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.015>

**Устройство обеспечения аварийного сброса давления при испытаниях
подводной техники с использованием камеры-мультипликатора**

Линёв Д.В.¹ dv_linev@mail.ru, Шалаев Д.Ю.¹ d-shal@mail.ru, Дворникова А.А.¹ brahidaktilia@ya.ru

¹Крыловский государственный научный центр

Аннотация. В статье приведено описание устройства для аварийного выравнивания давления внутри и снаружи специальной технологической оснастки (капсулы-мультипликатора) для проведения прочностных испытаний глубоководной техники. Определены требуемые характеристики такого устройства, позволяющие обеспечить безопасность оснастки и гидробарического стенда при возникновении нештатной ситуации в процессе испытаний. Приведены и проанализированы результаты испытаний контрольных образцов с целью верификации прогнозируемой нагрузки, при которой происходит автоматическое срабатывание устройства. Показано хорошее соответствие результатов конечно-элементных расчетов и данных экспериментальной проверки. Оснащение гидробарических стендов капсулами-мультипликаторами с предлагаемым устройством аварийного сброса давления обеспечит эффективное практическое использование стендов при проведении как исследовательских, так и сдаточных испытаний прочных корпусов сверхглубоководных аппаратов, предназначенных для эксплуатации на предельных глубинах Мирового океана, а также их элементов – прочных модулей, иллюминаторов, блоков плавучести, забортных устройств и т.п.

Ключевые слова: Гидробарический стенд, док-камера, капсула-мультипликатор, гидростатические испытания, испытательное давление, глубоководный аппарат, прочный корпус, люк, аварийное открытие.

Для цитирования: Линёв Д.В., Шалаев Д.Ю., Дворникова А.А. Устройство обеспечения аварийного сброса давления при испытаниях подводной техники с использованием камеры-мультипликатора, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 115—124. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.015.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.015>

**Device for providing emergency pressure relief during testing of underwater
equipment using a multiplier chamber**

Dmitry V. Linyov¹ dv_linev@mail.ru, Denis Yu. Shalaev¹ d-shal@mail.ru, Arina A. Dvornikova¹ brahidaktilia@ya.ru

¹Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russian Federation

Abstract. The paper describes a device for emergency pressure equalization inside and outside of special technological equipment (multiplier capsule) for conducting strength tests of deep-sea equipment. The required characteristics of such a device have been determined to ensure the safety of the equipment and the high-pressure facility in the event of an emergency situation during testing. The test results of control specimens are presented and analyzed in order to verify the predicted load at which the device automatically operates. A good agreement between the results of finite element calculations and the experimental data is shown. Equipping hydrobaric stands with multiplier capsules with the proposed emergency pressure release device will ensure effective practical use of high-pressure facilities during both research and acceptance tests of pressure hulls of ultra-deep-sea vehicles intended for operation at the extreme depths of the World Ocean, as well as their elements – pressure containers, viewports, buoyancy modules, outboard equipment, etc.

Key words: Hydrobaric stand, pressure chamber, multiplier capsule, hydrostatic test, test pressure, deep-sea vehicle, pressure hull, hatch, emergency opening.

For citation: Dmitry V. Linyov, Denis Yu. Shalaev, Arina A. Dvornikova. Device for providing emergency pressure relief during testing of underwater equipment using a multiplier chamber, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 115—124. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.015.

Введение

К настоящему времени проблема создания автономных обитаемых сверхглубоководных аппаратов (АСГА), предназначенных для исследования предельных океанских глубин, приобретает всё большую актуальность.

Сверхглубоководными принято называть аппараты с максимальной рабочей глубиной погружения порядка 11000 м, существенно отличающиеся по данному параметру от построенных в последние десятилетия рядом ведущих в отношении освоения Мирового океана стран (США, России, Франции,

Японии и Китая) обитаемых глубоководных аппаратов с глубиной погружения 6000÷7000 м [1].

Важнейшим условием, подтверждающим достаточную эксплуатационную надежность обитаемых ГА, является соблюдение требований классификационных обществ [2], предписывающих проведение испытаний штатных прочных конструкций ГА внешним гидростатическим давлением, которое превышает максимальное рабочее давление на определенный коэффициент. До последнего времени реализация указанного требования не являлась камнем преткновения, поскольку создавали ГА располагали соответствующим испытательным оборудованием, например, наземными гидробарическими стендами ДК-600 и ДК-1000, которые входят в состав экспериментальной базы ФГУП «Крыловский государственный научный центр» [3]. В частности, док-камера ДК-600 способна обеспечить проведение гидравлических испытаний внешним давлением до 100 МПа. Внутренний диаметр док-камеры – 3200 мм, длина рабочего пространства – 9,5 м. Так, например, в 2005 г. на стенде ДК-600 были успешно проведены сертификационные испытания корпуса китайского аппарата Jiaolong [4] с рабочей глубиной погружения 7 км. Док-камера ДК-1000 способна обеспечить проведение гидравлических испытаний внешним давлением до 140 МПа. Внутренний диаметр док-камеры составляет 1800 мм, длина рабочего пространства – 5,0 м. Вид наземных гидробарических стендов ДК-600 и ДК-1000 в разрезе приведен на рис. 1.

С использованием камеры ДК-1000 в 2018 г. были успешно проведены сертификационные испытания основного корпуса (ОК) и элементов плавучести двухместного обитаемого ГА «Triton» (США), рассчитанного на предельную глубину Мирового океана. При этом внутренний диаметр рабочего пространства стенда всего на несколько сантиметров превышал величину наружного габарита ОК ГА «Triton», поэтому работы по загрузке корпуса в камеру и его последующей выгрузке были сопряжены со значительными трудностями.

Перспектива создания исследовательских ГА с глубиной погружения до 11,5 км и поперечными габаритами корпуса более 1800 мм поставила перед специалистами заинтересованных предприятий сложную задачу в части проведения сдаточных испытаний ОК и других прочных модулей указанных объектов на прочность и герметичность. Существует два основных варианта решения данной задачи.

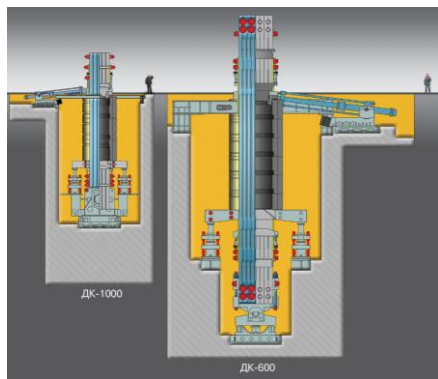


Рис. 1. Наземные гидробарические стенды К-1000 и ДК-1000

Первый вариант – построить новую док-камеру с увеличенным внутренним диаметром и максимальным рабочим давлением 140 МПа. В этом случае потребовалось бы значительное финансирование (по экспертным оценкам – не менее 10 млрд руб. в ценах 2020 года), разработка уникального проекта наземного гидробарического стенда с док-камерой, подготовка производства для изготовления многотонных кованных заготовок для элементов док-камеры и их механической обработки (данные работы выходят за пределы возможностей современных металлургических и машиностроительных заводов), оснащение нового стенда насосами сверхвысокого давления и другим дорогостоящими комплектующими и, наконец, длительные работы по постройке специального здания, монтажу и вводу в строй не имеющего аналогов испытательного оборудования общим ориентировочным весом более 5000 тонн.

Второй вариант – модернизация стенда с ныне действующей и самой мощной в мире (по совокупности технических характеристик) док-камерой ДК-600 путем использования в ее рабочем пространстве специально изготовленной промежуточной прочной камеры-мультипликатора (т.н. Капсулы), в которую может быть помещен штатный прочный корпус ГА, предназначенный для эксплуатации на глубинах до 11,5 км. Именно это решение было выбрано в конечном итоге как единственное технически и экономически осуществимое на сегодняшний момент.

1. Предлагаемый способ и устройство мультипликации давления для проведения гидравлических испытаний АСГА

Для мультипликации давления было принято решение изготовить и разместить внутри стенда ДК-600 специальную Капсулу, которая работает в состоянии растяжения под давлением в $P_2 = 135\text{--}140$ МПа, создаваемым с помощью насоса высокого давления, находящимся за пределами стенда. Поскольку Капсула находится внутри док-камеры ДК-600, то она может быть одновременно разгружена гидравлическим давлением $P_1 = 85\text{--}90$ МПа – внешним для Капсулы [5].

Конструкция Капсулы должна выдерживать (с необходимым запасом) внутреннее давление на растяжение в 50 МПа при обеспечении, в свою очередь, внешнего испытательного давления на объект исследования в 135 МПа. Коэффициент мультипликации давления при этом составляет $k_m = P_2/P_1 = 135 / 85 = 1,58$ раза.

Общая схема расположения Капсулы внутри гидробарического стенда показана на рис. 2, схема режима испытаний с использованием Капсулы и стенда ДК-600 – на рис. 3.

Представленные способ и принципиальная конструкция устройства для испытаний объектов и элементов подводной техники внешним гидростатическим давлением до 135–140 МПа были отражены в патенте [5]. Это позволит применительно к стенду ДК-600 обеспечить сдаточные испытания штатных корпусов сверхглубоководных ГА с увеличенными наружными поперечными габаритами по сравнению с возможностями стенда ДК-1000.

Детальная проработка конструкции Капсулы, направленная на практическую реализацию способа

проведения прочностных испытаний и проверки герметичности объектов подводной техники с глубиной погружения 11,5 км, была выполнена специалистами ФГУП «Крыловский государственный научный центр» и отражена в [6].

Одной из важных конструктивных особенностей создаваемой Капсулы является наличие предусмотренного устройства аварийного сброса внешнего давления в ситуации, когда его величина начинает опасно превышать величину внутреннего давления. Устройство представляет собой встроенный в комингс затворного устройства Капсулы механизм, обеспечивающий немедленное открытие люка для выравнивания гидростатической нагрузки внутри и снаружи Капсулы.

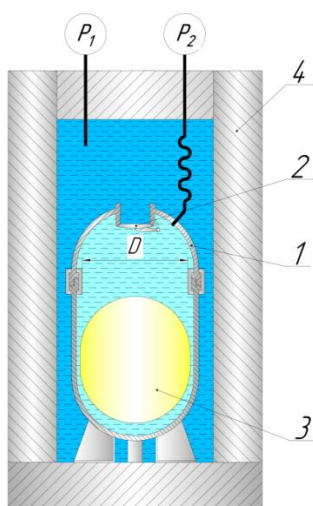


Рис. 2. Общая схема капсулы-мультипликатора:
1 – капсула-мультипликатор; 2 – люк; 3 – испытываемый объект; 4 – гидробарический стенд.

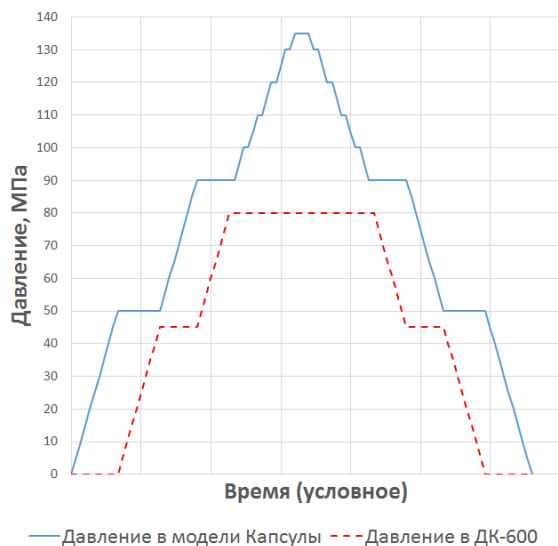


Рис. 3. Схема режима испытаний давлением до 145 МПа с помощью Капсулы и стенда ДК-600

Принципиальный чертеж предлагаемого устройства показан на рис. 4. Данная конструкция подробно описана в патенте [6].

При хранении устройства сброса аварийного давления (в период между испытаниями) собственный вес люка удерживается с помощью специальных шпилек, работающих на растяжение. В

рабочем состоянии при штатном режиме нагружения люк удерживается внутренним избыточным давлением в Капсуле и прижимается к комингсу затворного устройства.

При нештатной ситуации в процессе испытаний (например, при разрушении испытываемого ОК ГА внутри Капсулы), внешняя нагрузка на Капсулу может опасно превысить внутреннее давление в ней, что влечёт за собой риск разрушения самой Капсулы и повреждения уникального стендового оборудования. Для предупреждения данного риска был проработан конструктивный механизм, обеспечивающий аварийное открытие люка посредством разрушения удерживающих его шпилек при действии внешней нагрузки, превышающей внутреннюю на заранее выбранную величину.

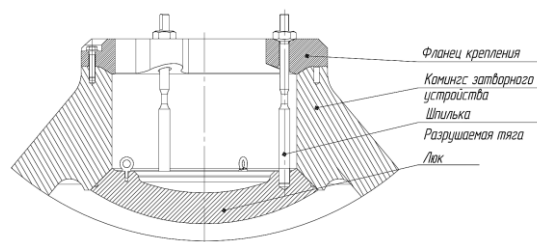


Рис. 4. Принципиальный чертеж устройства аварийного сброса давления

2. Задачи и требуемые параметры устройства аварийного открытия люка

При аварийной ситуации люк в крышке Капсулы должен открыться при превышении внешнего давления (в камере ДК-600) над внутренним (в Капсуле) более чем на 5 МПа.

Открытие люка происходит за счет разрушения трех уже упомянутых шпилек, работающих на растяжение и удерживающих люк в закрытом состоянии при его хранении или при действии небольшой внешней нагрузки.

Проектирование разрывных шпилек осуществлялось одновременно с проектированием основных корпусных конструкций Капсулы. При нештатном увеличении внешней нагрузки, разрывные шпильки должны удовлетворять следующим критериям:

- прогнозируемый и известный заранее уровень разрушающей нагрузки;
- максимальная скорость (и, соответственно, минимальное время) разрыва при достижении данного уровня нагрузки;
- как можно более синхронное срабатывание всех шпилек при фактической длительности процесса разрушения не более 1-2 миллисекунд.

С целью достижения всех вышеуказанных критериев был проведен ряд как расчетных (с использованием метода конечных элементов – МКЭ), так и экспериментальных работ, в том числе:

1. Выбор принципиальной схемы устройства аварийного выравнивания давления. На данном этапе были рассмотрены несколько концептуальных вариантов устранения избыточного внешнего давления на корпус Капсулы. Выбранная схема с использованием разрушаемых шпилек наиболее надежна и автономна, т.к. не зависит ни от корректного срабатывания какого-либо оборудования, ни от т.н. «человеческого фактора».

2. Выбор материала для изготовления разрушаемых шпилек. В отличие от основных корпусных конструкций Капсулы, которые изготавливались из высокопрочной стали, для изготовления шпилек аварийного открытия люка была выбрана менее пластичная сталь марки 38ХНЗМФА. Такой выбор был обусловлен тем, что при более хрупком разрушении лучше достигается требуемый эффект как можно более быстрого и синхронного срабатывания всех шпилек.

3. Разработка эскизов образцов, имитирующих шпильки, изготовление образцов из стали 38ХНЗМФА и проведение их испытаний. Для проведения испытаний фактических свойств материала и анализа механизма разрушения, были предложены и изготовлены цилиндрические образцы для испытаний на растяжение.

3. Подбор геометрических параметров шпилек для аварийного открытия люка

3.1. Определение фактической разрушающей нагрузки

С целью экспериментальной и уточненной расчетной проверки выполненных теоретических проработок, был проведен комплекс исследований для оценки реальной разрушающей нагрузки разрывных шпилек и выбора их окончательной геометрии.

Объектом исследований являлись цилиндрические образцы для испытаний на растяжение, выполненные из стали 38ХНЗМФА по ГОСТ 4543-71. Данные образцы представляли собой модели разрывных шпилек люка Капсулы. Как было отмечено выше, люк должен автоматически открываться при превышении внешнего давления над внутренним на величину 5 МПа; при этом выбранная расчётная сила, действующая на одну шпильку, составит приблизительно 46,7 т.

Для определения фактических параметров материала были проведены испытания двух контрольных образцов, и определены их диаграммы растяжения. Эскизы образцов приведены на рис. 5.

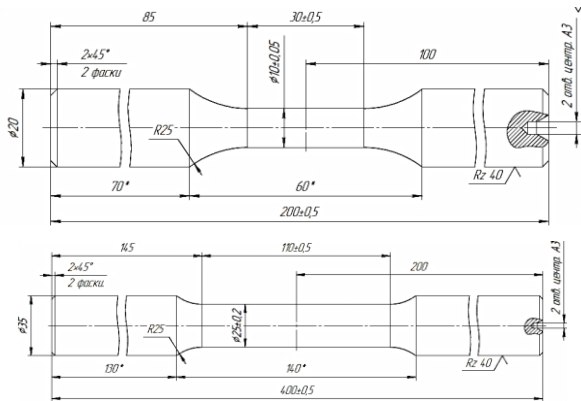


Рис. 5. Эскизы контрольных образцов для определения фактической нагрузки разрушения разрушаемых шпилек люка

Параметры образцов и результаты испытаний представлены в табл. 1.

Действительное сопротивление разрыву в образцах определяется согласно формуле:

$$S_k = \frac{P_p}{\pi \frac{d_k^2}{4}} \tag{1}$$

Действительное сопротивление разрыву S_k является наибольшим средним нормальным напряжением в сечении шейки образца, которое он выдерживает при разрушении в основном от действия напряжений сдвига.

Таблица 1

Параметры образцов и результаты их испытаний для уточнения разрушающей нагрузки шпилек

Маркировка образца	1	2
Начальный диаметр рабочей части образца d_0 , мм	9,98	10,01
Начальная площадь поперечного сечения образца F_0 , мм ²	78,3	78,7
Начальная расчетная длина l_0 , мм	25,12	24,98
Модуль нормальной упругости $E \cdot 10^5$, МПа	2,06	2,05
Нагрузка, соответствующая пределу текучести $P_{0,2}$, кН	89,38	88,93
Предел текучести условный $\sigma_{0,2}$, МПа	1141	1131
Максимальная нагрузка P_{max} , кН	97,16	96,31
Временное сопротивление σ_B , МПа	1241	1225
Конечная расчетная длина l_k , мм	30,66	30,91
Относительное удлинение после разрыва $\delta_{2,5}$, %	22,1	23,7
Диаметр рабочей части образца после разрыва d_k , мм	6,79	6,53
Относительное сужение поперечного сечения образца после разрыва ψ , %	53,8	57,5
Усилие при разрыве P_B , тс	69,5	65,9

Для более точного предсказания разрушающей нагрузки, в расчетах следует учесть влияние образования шейки образца [7].

При возникновении шейки в точке наименьшего сечения образующая представляет собой кривую с некоторым радиусом кривизны, поэтому действительные значения напряжений в образце могли отличаться от значений напряжений, полученных без учета данного эффекта. Наличие данного радиуса кривизны показано на рис. 6 и 7, где представлены образцы 1 и 2 после проведения испытаний.



Рис. 6. Образцы 1 и 2 после испытаний



Рис. 7. Результаты определения радиуса кривизны контура шейки

Действительное сопротивление разрыву с учетом напряженного состояния в шейке, определяется по формуле:

$$S_k^{\text{уточн}} = \frac{\sigma}{1 + \frac{r_1}{4R}} \quad (2)$$

где r_1 – радиус образца в шейке;

R – радиус кривизны контура шейки в точке наименьшего сечения [7].

Определение геометрических параметров шейки, необходимых при построения уточненных диаграмм растяжения « $\sigma - \varepsilon$ », производилось путем импорта фотографии шейки в ПО Autocad и обработки увеличенного изображения в следующей последовательности:

- по известному диаметру захватной части и её размеру на фотографии определялся коэффициент масштабирования;
- производилось масштабирование фотографии с использованием полученного коэффициента масштабирования;
- по трем точкам на контуре шейки определялся радиус окружности, наиболее точно повторяющий контур шейки.

Поскольку абсолютно точное определение радиуса кривизны контура шейки в точке наименьшего сечения не представлялось возможным и не являлось целесообразным с точки зрения практической инженерной значимости, было выбрано приблизительное значение для обоих образцов – 4,0 мм.

Полученные уточненные диаграммы растяжения « $\sigma - \varepsilon$ » вместе с диаграммами, полученными ранее, представлены на рис. 8. Показано, что наклон финального участка диаграммы существенно изменяется при учете радиуса кривизны образующей шейки.

Разница между первичной и уточненной диаграммой, хорошо заметная на рис. 8, представляет собой «упрочнение формы» образца, которое вызывается не свойствами материала, а исключительно изменением формы образца и напряженного состояния (от одноосного к трехосному) [7].

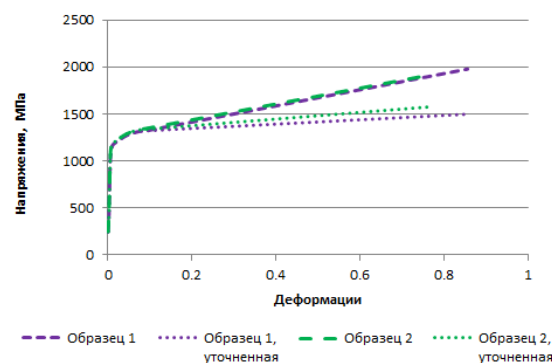


Рис. 8. Истинные диаграммы деформирования образцов без учета радиуса кривизны шейки и уточненные диаграммы

Параллельно проведению испытаний образцов, для оценки качества расчётной модели материала была построена осесимметричная расчётная модель образца и проведены два КЭ-расчета с использованием двух диаграмм растяжения « $\sigma - \varepsilon$ », полученных по результатам испытаний.

Сравнение результатов испытаний и результатов КЭ-расчёта приведено в табл. 2.

Полученные значения максимальной нагрузки по результатам испытаний и по результатам КЭ-расчета для двух диаграмм растяжения « $\sigma - \varepsilon$ » близки друг к другу. Для каждой из диаграмм полученные данные отличаются не более чем на 1%. Таким образом, была верифицирована выбранная методика расчета (показана хорошая сходимость КЭ-модели и применимость полученных диаграмм растяжения « $\sigma - \varepsilon$ » для дальнейших КЭ-расчетов).

Таблица 2
Величины максимальной нагрузки по результатам испытаний и результатам КЭ-расчета

Номер образца	Максимальная нагрузка по результатам испытаний, МПа	Максимальная нагрузка по результатам расчета, МПа
Образец 1	97,16	97,16
Образец 2	96,31	95,82

3.2. Определение геометрии надреза образца

Для обеспечения наиболее быстрого и синхронного разрушения шпилек при достижении требуемой величины нагрузки, было принято решение выполнить на середине длины образца кольцевой V-образный надрез, уменьшив таким образом диаметр рабочей части образца и уменьшив влияние образования шейки на результат. С помощью предварительных расчетов была выбрана новая геометрия образца с учетом V-образного надреза, которая представлена на рис. 9.

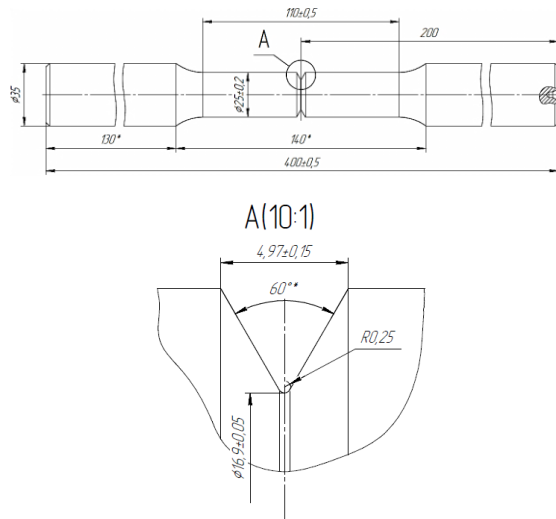


Рис. 9. Эскиз измененного образца с V-образным надрезом

Зависимости величины растягивающей нагрузки от амплитуды перемещения захватных частей образца без надреза и образца с надрезом приведены на рис. 10. При близкой величине максимальной фактической нагрузки, образец с надрезом достигает её гораздо быстрее: измеренное перемещение захватной части составляет 4 мм против 9 мм в случае гладкого образца.

Учитывая размеры реальных шпилек, их удлинение перед разрывом может вызвать нарушение герметичности люка с последующим плавным срабатыванием давления и, как следствие, слишком медленное нарастание нагрузки на шпильки, что является неприемлемым и может привести к опасным последствиям для Капсулы и гидробарического стенда. В связи с этим, было принято решение выполнять надрез и на шпильках.

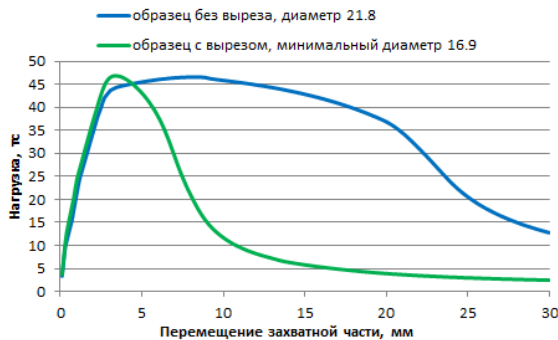


Рис. 10. Значения растягивающей нагрузки в зависимости от перемещения захватной части образца для двух вариантов исполнения

Для определения минимального диаметра надреза шпильки выполнена серия КЭ-расчетов моделей образцов с использованием двух уточненных диаграмм растяжения « $\sigma - \epsilon$ » с различными значениями минимальных диаметров образца. Полученные результаты представлены в табл. 3 и на рис. 11.

Таблица 3
Значения максимальной нагрузки $R_{\max}$, полученные при КЭ-расчете с использованием двух уточненных диаграмм растяжения, тс

Минимальный диаметр образца (с учётом скругления), мм	16,9	16,8	16,7
Диаграмма 1, уточненная	46,4	46,0	45,6
Диаграмма 2, уточненная	47,0	46,7	46,3

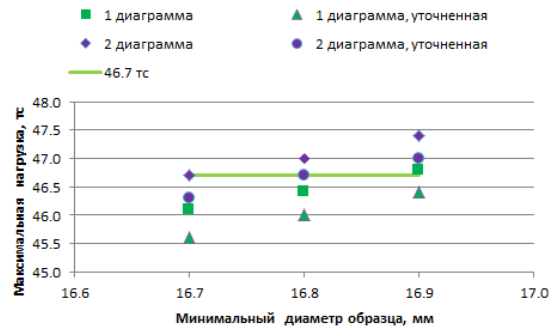


Рис. 11. Значения максимальной нагрузки образцов при использовании различных диаграмм растяжения « $\sigma - \epsilon$ », в том числе уточненных с учетом радиуса шейки

Таким образом, показано, что использование уточненной диаграммы нагружения при КЭ-расчете уменьшает величину максимальной нагрузки не более чем на 1% по сравнению с величиной, полученной при использовании обычной диаграммы нагружения. Данное утверждение справедливо для всех трех расчетных случаев с различным диаметром образца.

В связи с этим, в качестве основного был выбран вариант конструкции шпильки с характерным кольцевым V-образным надрезом с минимальным диаметром $d = 16,9$ мм.

Была проведена аналитическая оценка величины нагрузки в момент разрыва образца для выбранного минимального диаметра.

По формулам (1) и (2) из предыдущего раздела были рассчитаны сопротивление разрыву S_k и уточненное сопротивление разрыву $S_{k_{\text{уточн}}}$. А также определены усилия P и $P_{\text{уточн}}$ для выбранного диаметра $d = 16,9$ мм.

Усилие, действующее на образцы в момент разрыва:

$$P = \pi \frac{d^2}{4} \cdot \frac{S_k}{9,81 \cdot 1000} \text{ [тс]} \quad (3)$$

Результаты расчёта приведены в табл. 4.

Таблица 4
Напряжения и усилия в образцах при разрыве (без учета и с учетом радиуса шейки)

Параметр	Образец 1	Образец 2
Напряжение S_k , МПа	1919	1968
Усилие P , тс	43,9	45,0
Уточненное напряжение $S_{k_{\text{уточн}}}$, МПа	1583	1634
Уточненное усилие $P_{\text{уточн}}$, тс	36,2	37,4

Поскольку ожидаемое усилие разрыва образцов (по данным табл. 3 и 4) лежит в достаточно широком диапазоне от 36 тс до 47 тс, окончательный выбор диаметра надреза шпилек принят на основании КЭ-расчета.

3.3. Результаты испытаний образцов с кольцевым V-образным надрезом

Для верификации полученных данных и выбранной геометрии V-образного надреза были проведены испытания 8 образцов. Испытания проводились при различной скорости нагружения для определения влияния данного параметра на величину максимальной нагрузки. Полученные диаграммы нагружения представлены на рис. 12.

Значения максимальной нагрузки, полученные по результатам испытаний, представлены в табл. 5, а также на рис. 13 в сравнении со средним значением.

Величина стандарта отклонения $\sigma = 0,318$ показывает хороший результат (малый разброс) по отклонению величин максимальных нагрузок в зависимости от технологического фактора, связанного с изготовлением надреза.

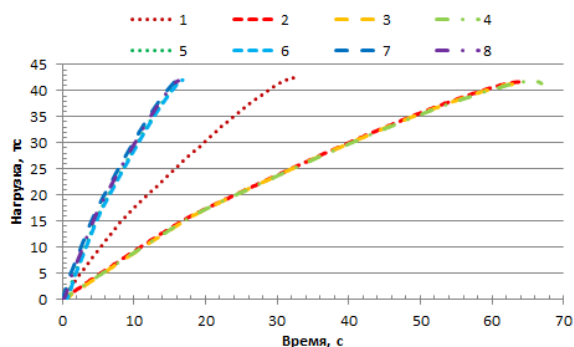


Рис. 12. Диаграммы нагружения образцов с V-образным надрезом

Таблица 4
Значения максимальной нагрузки $P_{\max}$, полученные при испытаниях образцов с V-образным надрезом, тс

Номер образца	1	2	3	4	5	6	7	8
$P_{\max}$	42,5	41,7	41,4	41,9	41,8	42,1	42	41,9

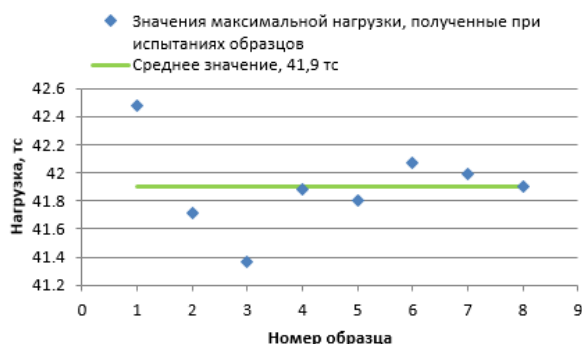


Рис. 13. Значения максимальной нагрузки образцов, полученные по результатам испытаний

Показано, что образцы с V-образным надрезом и минимальным диаметром в области надреза 16,9 мм разрушались при усредненной величине максимальной нагрузки порядка $P_{\text{ср}} = 41,9$ тс. Скорость нагружения образца не оказывала существенного влияния на полученные значения максимальной нагрузки. Поскольку в процессе непосредственной эксплуатации шпилек нагрузка предполагается статической, результаты испытаний образцов были признаны успешными, и величина минимального диаметра не подвергалась дальнейшим изменениям.

Вместе с тем, следует обратить внимание, что среднее значение нагрузки разрушения образцов с надрезом $P_{\text{ср}}$ несколько меньше расчётной величины, ранее полученной по МКЭ (46,7 тс). Это связано с хрупким характером разрушения реальных образцов, в отличие от математической модели, используемой в КЭ-расчёте.

При этом величина $P_{\text{ср}}$ находится ближе к оценкам, полученным с использованием формулы (3) и приведённым выше в табл. 4 (43,9 тс и 45,0 тс для двух разных образцов). Фактическая величина максимальной нагрузки оказывается несколько ниже величин в табл. 4 (43,9, 45,0) что объясняется, по-видимому, началом «упрочнения формы» образца, в реальности переходящим в быстрое хрупкое разрушение практически без уменьшения поперечного сечения.

Ввиду хрупкого механизма разрушения, для дальнейших практических расчётов при выборе окончательной геометрии разрывных шпилек люка использовалась формула (3), не учитывающая влияние образования шейки. При этом применялся корректирующий коэффициент k , определенный по результатам сравнения расчета по формуле и данных эксперимента ($k=0,95$).

4. Проведение испытаний устройства аварийного открытия люка

Функциональность предложенного устройства и корректность выбранных геометрических параметров разрывных шпилек проверялась путём проведения динамических испытаний с использованием модели Капсулы.

С целью искусственного создания аварийной ситуации – динамического воздействия на модель Капсулы при испытаниях внутри стенда ДК-1000 – было изготовлено 3 модели испытательного объекта (МИО) для их разрушения под внешним давлением внутри модели Капсулы, показанные на рис. 14. Разрушение МИО имитирует потенциальную нештатную ситуацию при испытаниях корпусов ГА с использованием основной Капсулы.

При разрушении МИО и падении уровня давления внутри модели Капсулы должно было произойти аварийное срабатывание защитного механизма – открытие аварийного люка модели вследствие разрушения удерживающих люк шпилек.



Рис. 14. Модели испытательного объекта перед проведением динамических испытаний в модели Капсулы

В рамках проведения комплекса динамических испытаний, как и планировалось, внутри модели Капсулы были последовательно разрушены все три МИО.

После каждого разрушения штатными средствами измерений фиксировалось падение давления внутри модели Капсулы, которое приводило к превышению внешнего давления над внутренним более чем на 5 МПа, после чего немедленно срабатывал защитный механизм аварийного открытия люка.

Процесс выгрузки модели Капсулы из камеры стандарта ДК-1000 показан на рис. 15.



Рис. 15. Выгрузка модели Капсулы из ДК-1000 (МИО находится внутри модели)

В процессе испытаний проводились тензометрические измерения деформаций на поверхности шпилек для последующего определения усилия разрыва и времени запаздывания их разрушения. Кроме того, датчики тензоизмерений были установлены внутри и снаружи на конструкциях модели Капсулы. Также проводились измерения деформаций на наружной поверхности МИО с целью отслеживания роста деформаций для определения момента разрушения МИО. Необходимо отметить, что само разрушение

занимает доли миллисекунд, а его отслеживание требует большого объема данных для записи показаний всех датчиков, что представляет собой отдельную инженерную задачу.

Вид одной из разрушенных МИО приведен на рис. 16.



Рис. 16. Вид разрушенной МИО №3 после испытаний

Экспресс-анализ измерений в ходе и после испытаний показал, что непосредственно процесс разрыва удерживающих люк шпилек занимал от 0,25 мс до 1,5 мс – т.е. шпильки разрушались практически мгновенно. Разрушение носило хрупкий характер, как и было запланировано при проектировании устройства. Фото поверхности излома разрушенной шпильки, удерживавшей люк модели, представлено на рис. 17.



Рис. 17. Разрушенная шпилька устройства аварийного открытия люка после испытаний

Таким образом, динамические испытания модели Капсулы были успешно завершены с подтверждением необходимой функциональности устройства аварийного открытия люка в нештатной ситуации.

Заключение

В ходе выполненного комплекса работ было спроектировано, изготовлено и опробовано на практике специальное устройство для аварийного выравнивания давления внутри и снаружи камеры-

мультипликатора наземного гидробарического стенда. Подтверждена корректность принятых конструктивных решений.

Проведенные расчетные и экспериментальные исследования позволили:

- отработать подходы к расчету разрывных шпилек устройства аварийного открытия люка;
- разработать возможность управления заданной величиной нагрузки, приводящей к разрушению шпилек;
- добиться минимального разброса в величине фактической разрушающей нагрузки для всех шпилек, удерживающих люк, что обеспечивает их быстрое и синхронное срабатывание;

- убедиться в работоспособности аварийной системы открытия люка при потенциальной нештатной ситуации в процессе испытаний.

Полученные результаты показали хорошее согласование численных расчетов и данных экспериментальных исследований, проводимых на образцах и опытных конструкциях.

Спроектированное и изготовленное устройство аварийного выравнивания давления внутри и снаружи камеры-мультипликатора позволяет обеспечивать безопасность конструкций камеры-мультипликатора и уникального стендового оборудования в процессе испытаний корпусов ГА на сверхвысокие (до 140 МПа) давления.

Литература

1. В.С. Балдычев, Д.В. Линёв, Д.В. Осипенко, Г.А. Тумашик. О создании испытательного оборудования для проверки прочности и герметичности объектов подводной техники, эксплуатирующихся на предельных глубинах Мирового океана // Труды ФГУП «Крыловский государственный научный центр», вып. № 397, том 3, 2021. С. 56-64.
2. «Правила классификации и постройки обитаемых подводных аппаратов, судовых водолазных комплексов и пассажирских подводных аппаратов». Российский Морской Регистр, часть II, С-Петербург, 2018.
3. В.Е. Костыгов, В.М. Рябов., «Гидравлические камеры высокого давления. Очерки о событиях и создателях. Часть I. От идеи до проекта». ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, 2014 г., 271 с.
4. Weicheng Cui, M. «Development of the Jiaolong Deep Manned Submersible» // Marine Technology Society Journal, May 2013t. Petersburg, pp. 37-54.
5. Способ проведения прочностных испытаний и проверки герметичности глубоководного технического объекта, предназначенного для эксплуатации на глубинах до 11,5 км, внешним гидростатическим давлением и устройство для его осуществления. Патент РФ № 2704563 от 29.10.2019.
6. Устройство для проведения прочностных испытаний и проверки герметичности глубоководного технического объекта, предназначенного для эксплуатации на глубинах до 11,5 км, внешним гидростатическим давлением. Патент РФ № 2723634 от 18.06.2020.
7. Шапошников Н.А. Механические испытания металлов, ГНТИ Машиностроительной литературы, Л., 1951.

References

1. Baldychev V.S., Linyov D.V., Osipenko V.V., Tumashik G.A. O sozdanii ispytatel'nogo oborudovaniya dlya proverki prochnosti i germetichnosti ob'ektov podvodnoy tehnik, ekspluatiruyuschihsy na predel'nyh glubinah mirovogo okeana [Creation of testing equipment to check the strength and tightness of underwater equipment operating at the extreme depths of the World Ocean]. Works of FGUP Krylov State Research Centre, vol. 3, 2021, pp. 56-64.
2. Pravila klassifikatsii i postroyki obitaemykh podvodnykh apparatov, sudovykh vodolaznykh kompleksov i passazhirskih podvodnykh apparatov [Rules for the classification and construction of manned submersibles, ship diving systems and passenger underwater vehicles]. Rossiyskiy Morskoi Registr, S.-Petersburg, Part II, 2018., 271 p.
3. Gidravlicheskie kamery vysokogo davleniya. Ocherki o sobyitiyah i sozdatelyah. Part I. Ot idei do proekta [Hydraulic high pressure chambers. Essays about events and creators. Part I. From idea to project]. FGUP Krylov State Research Centre, 2014.
4. Weicheng Cui, M. «Development of the Jiaolong Deep Manned Submersible». Marine Technology Society Journal, S.-Petersburg, May 2013, pp. 37-54.
5. Sposob provedeniya prochnostnykh ispytaniy i proverki germetichnosti glubokovodnogo tehnikeskogo ob'ekta, prednaznachennogo dlya ekspluatatsii na glubinah do 11,5 km, vneshnim gidrostaticheskim davleniem i ustroystvo dlya ego osuschestvleniya [Method for conducting strength tests and checking the tightness of a deep-sea technical object intended for operation at depths of up to 11.5 km using external hydrostatic pressure and a device for its providing]. Patent RF 2704563, 29.10.2019.
6. Ustroystvo dlya provedeniya prochnostnykh ispytaniy i proverki germetichnosti glubokovodnogo tehnikeskogo ob'ekta, prednaznachennogo dlya ekspluatatsii na glubinah do 11,5 km, vneshnim gidrostaticheskim davleniem [Device for conducting strength tests and checking the tightness of a deep-sea technical object, intended for operation at depths of up to 11.5 km, using external hydrostatic pressure]. Patent RF 2723634, 18.06.2020.
7. Shaposhnikov N.A. Mehanicheskie ispytaniya metallov [Mechanical testing of metals]. GNTI Mashinostroitel'noi literatury, L., 1951.

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

Линёв Дмитрий Валерьевич, заместитель начальника лаборатории Крыловский государственный научный центр, 196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44; e-mail: dv_linev@mail.ru

Шалаев Денис Юрьевич, ведущий инженер Крыловский государственный научный центр, 196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44; e-mail: d-shal@mail.ru

Дворникова Арина Алексеевна, инженер Крыловский государственный научный центр, 196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44; e-mail: brahidaktilia@ya.ru

Dmitry V. Linyov, Deputy Head of Laboratory of Hull Strength of Submarines and Submersibles, Krylov State Research Centre, 44, Moskovskoye shosse, St. Petersburg, Russian Federation, 196158; e-mail: dv_linev@mail.ru

Denis Yu. Shalaev, Lead Engineer, Krylov State Research Centre, 44, Moskovskoye shosse, St. Petersburg, Russian Federation, 196158; e-mail: d-shal@mail.ru

Arina A. Dvornikova, Engineer, Krylov State Research Centre, 44, Moskovskoye shosse, St. Petersburg, Russian Federation, 196158; e-mail: brahidaktilia@ya.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 09.04.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 09.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 08.06.2024.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

COMPUTER MODELING AND DESIGN AUTOMATION

Научная статья

УДК 626.01

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.016>

Коэффициенты динамичности нагрузок от воздействия цунами на береговые сооружения

Кондаков Б.И.¹ kondakovb@inbox.ru, Островская Н.В.¹ ostrovskaya.nv@yandex.ru,

Рутман Ю.Л.¹ 605fractal@mail.ru

¹Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет

Аннотация: В статье рассматривается динамическая задача об ударном воздействии волны цунами на гидротехнические сооружения в прибрежной зоне. Возникающие при этом коэффициенты динамичности на сооружение можно определить согласно актуальной версии свода правил СП292 «Здания и сооружения в цунамиопасных районах». В работе предложен альтернативный способ определения коэффициентов динамичности с помощью численного эксперимента, реализованного в программном комплексе ANSYS через сопряженный расчёт вычислительной гидродинамики и переходного структурного анализа. В качестве результатов подобного эксперимента приведен расчет коэффициента динамичности для сквозного гидротехнического сооружения при накате на него волны цунами высотой 3 м. Эффективность применения данного способа определения коэффициента динамичности обосновывается с точки зрения затраченного времени на поиск параметра. Так для рассмотренного сооружения, при схожих трудозатратах, в результате численного эксперимента значение коэффициента динамичности составило 1.27, что в сравнении с расчётом по нормативному документу СП292 составило 1.22, что свидетельствует о схожести полученных результатов.

Ключевые слова: вычислительная гидродинамика, цунами, бор, коэффициенты динамичности, особая нагрузка, сопряженные расчёты, моделирование волн, численный эксперимент.

Для цитирования: Кондаков Б.И., Островская Н.В., Рутман Ю.Л. Коэффициенты динамичности нагрузок от воздействия цунами на береговые сооружения. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 125—131. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.016.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.016>

Dynamic coefficients of loads arising from the action of a tsunami on coastal structures

Boris I. Kondakov¹ konkodavb@inbox.ru, Nadezhda V. Ostrovskaya¹ ostrovskaya.nv@yandex.ru,

Yuriy L. Rutman¹ 605fractal@mail.ru

¹St. Petersburg state University of Architecture and Civil Engineering, Russian Federation

Abstract. The article discusses the dynamic problem of the shock effect of a tsunami wave on hydraulic structures in the coastal zone. The resulting dynamic factors for the structure can be determined according to the current version of the Code of SP292 "Buildings and structures in tsunami hazardous areas." The paper proposes an alternative method for determining dynamic coefficients using a numerical experiment implemented in the ANSYS software complex through a conjugate calculation of computational hydrodynamics and transient structural analysis. The results of such an experiment include the calculation of the dynamic response factor for a through hydraulic structure when a tsunami wave 3 m high rolls on it. The effectiveness of this method of determining the dynamic response factor is justified in terms of the time spent on finding the parameter. So for the considered structure, with similar labor costs, as a result of a numerical experiment, the value of the dynamic coefficient was 1.27, which in comparison with the calculation according to the regulatory document was SP292 1.22, which indicates the similarity of the results obtained.

Key words: computational fluid dynamics, tsunami, boron, dynamic coefficients, special load, coupled calculations, wave modeling, numerical experiment.

For citation: Boris I. Kondakov, Nadezhda V. Ostrovskaya, Yuriy L. Rutman. Dynamic coefficients of loads arising from the action of a tsunami on coastal structure, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 125—131. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.016.

Введение

Цунами - как особый вид воздействия представляет собой ударное воздействие продольной волны о препятствие. В первую очередь

данному воздействию подвержены сооружения, находящиеся в акватории. Такими сооружениями как правило являются любые волноломы, либо различного рода причалы, пирсы и т.п. При этом, как и любое другое динамическое воздействие, нагрузку от цунами можно разложить по двум составляющим

– это статическая и динамическая составляющие. В первом варианте статическая составляющая как правило определяется по формулам. В этих формулах заложены параметры волны цунами (высота, скорость волны, уровень воды у сооружения). Динамическая составляющая выражается в виде коэффициента динамичности и определяется из графиков, суть которых заключается в оценке динамических характеристик рассматриваемого объекта и оценке времени обтекания волной цунами препятствия. При всем при этом, область применения данных формул, графиков ограничена и зависит от сложности рассматриваемой задачи.

На сегодняшний день в актуальной версии свода правил СП292 «Здания и сооружения в цунамиопасных районах» (далее СП292) для учёта динамической составляющей обрушенной волны цунами приведены графики коэффициентов динамичности, благодаря которым, зная собственные частоты колебаний рассматриваемого сооружения, а также период действия динамической нагрузки, возможно определить нужный коэффициент. Данный способ требует от инженера, расчётчика конкретных знаний раздела динамики предмета строительной механики, умений решения дифференциальных уравнений, а также понимании ограничения использования данного метода: большие затраты времени при расчёте сложных гидротехнических сооружений (наброски из камней, гравитационные сооружения и т.п.). Все это сводится к желанию иметь под рукой более простой, но не менее точный способ вычисления данных коэффициентов. Одним из таких способов является структурно жидкостный анализ или сопряжённый расчёт вычислительной гидродинамики (CFD) и переходного структурного анализа (TRANSIENT STRUCTURAL), в результате выполнения которого можно определить коэффициент динамичности для конкретного гидротехнического сооружения на воздействие конкретной волны цунами.

Не маловажным параметром, а точнее сказать основным, при расчётах гидротехнических сооружений на действие волновой нагрузки от цунами является правильная оценка динамической составляющей данной нагрузки [1-11], которая выражается в виде коэффициента динамичности и добавляется в виде множителя к формулам СП292 7.10 (1), 9.8 (2) (рис. 1, 2) [4].

$$Q = (c_x \rho u^2 S_0 / 2) K_{дин} \quad (1)$$

где Q – нагрузка на обтекаемое сооружение (одиночную опору) для схемы, представленной на рис. 1, c_x – коэффициент лобового сопротивления преграды, ρ – плотность воды, u – скорость волнового потока, S_0 – смоченная (подводная) площадь миделева сечения сооружения или площадь проекции фронтальной поверхности сооружения (опоры). $K_{дин}$ – коэффициент динамичности, определяемый по рис. 2.

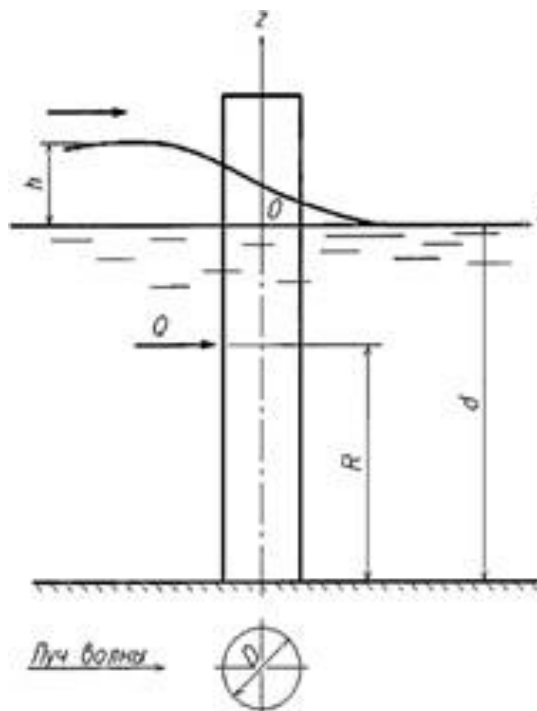
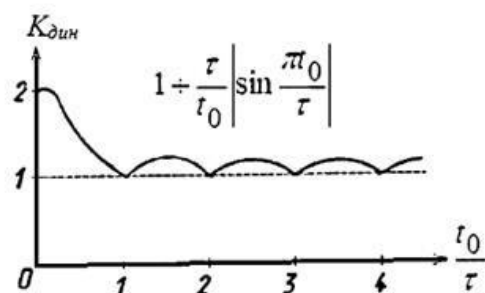


Рис. 1. Схема к расчету нагрузок на вертикальную цилиндрическую опору



τ – период собственных колебаний сооружения;
 t_0 – время его обтекания: $t_0 = L/u$, где u – массовая скорость волны, L – продольный размер сооружения (размер в направлении движения волны)

Рис. 2. График коэффициентов динамичности для обтекаемых сооружений

$$F_x = K_{дин} \sum_j P_j a_j \sin \varepsilon_j \quad (2)$$

где P_j – Удельную нагрузку на j -ю лобовую грань сооружения для схемы, представленной на рис. 3, a_j – длина j -й лобовой грани, ε_j – угол между направлением распространения фронта бора, вкатывающегося на берег, и j -й лобовой гранью сооружения. $K_{дин}$ – коэффициент динамичности, определяемый по рис 4.

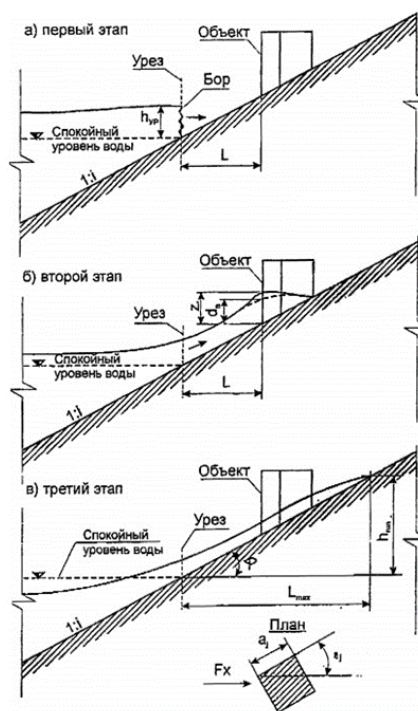


Рис. 3. Схема воздействия бора на береговой объект



Рис. 4. График коэффициентов динамичности для прибрежных сооружений (справа)

При всём при этом, существующая методика определения данных коэффициентов сильно ограничена особенностью работы гидротехнического сооружения (далее ГТС). К примеру, для гравитационных ГТС, выполненных из массивов гигантов нельзя учесть влияния дополнительных перемещений от трений между отдельными рядами кладки. На различных грунтах, коэффициент динамичности будет менять своё значение, в зависимости от значений коэффициентов жесткости грунта основания, в зависимости от начального состояния элемента сооружения или самого сооружения в целом. Все эти нюансы очень трудно реализовать лишь при помощи формул, представленных в СП292 «Здания и сооружения в цунамиопасных районах». Всё вышеизложенное лишь только порождает необходимость инженеров иметь возможность решить разово сложную задачу, в которой бы можно было бы с одной стороны воспроизвести сложное нагружения волны цунами с другой стороны приложить данное воздействие на грани ГТС и тем самым определить перемещения в рассматриваемом ГТС, учитывая такие параметры, как жесткость несущих элементов ГТС, жесткость основания ГТС, начальное состояние конструкций и

материала (например, наличие разрушений, вызванных землетрясением, предшествующем цунами), нелинейные свойства материалов и т.д. Данную задачу можно решить при помощи структурно-жидкостного анализа в программе Ansys [12] или аналогов с помощью сопряженного расчёта двух отдельных модулей Fluent и Transient Structural (рис. 2).

Методика определение коэффициентов динамичности при помощи современных вычислительных программ

Для получения динамической составляющей нагрузки от бора (цунами) с помощью современных вычислительных средств необходима четко сформулированная методика определения коэффициентов динамичности нагрузок, возникающих от действия цунами на береговые сооружения:

1. Предварительное определение нагрузки от цунами при помощи нормативной документации;
2. Проверка прочности, жесткости, устойчивости ГТС при помощи полученных значений нагрузки по нормативной документации;
3. Определение перемещений от действия статической и динамической составляющих от нагрузки, вызванной цунами при помощи сопряженного расчёта в программе Ansys (рис. 2) или аналогичном программном комплексе;
4. Определение коэффициента динамичности путем деления перемещения от динамической нагрузки на перемещение от статической нагрузки;
5. Проверка подобранных параметров конструкции ГТС при помощи сопряженного расчетов сравнивая с проверочными расчётами по нормативной литературе [6];
6. При невыполнении прочностных, жесткостных проверок перевыполнить данные пункты с 3 по 5 с другими параметрами жесткости до выполнения необходимых условий нормальной эксплуатации данного морского ГТС.

Определение коэффициента динамичности с помощью программы Ansys

Рассмотрим вышеизложенную методику определения коэффициента динамичности на конкретном примере. Для этого выполним моделирование накат волны цунами на сквозное оградительное гтс. Параметры рассматриваемого сооружения представлены на рис. 5,6.

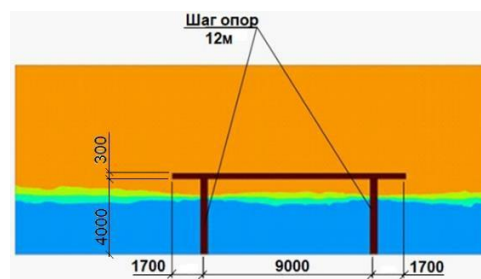


Рис. 5. Исходные данные. Поперечное сечение сквозного гтс. Синим обозначена вода. Оранжевым цветом – воздух

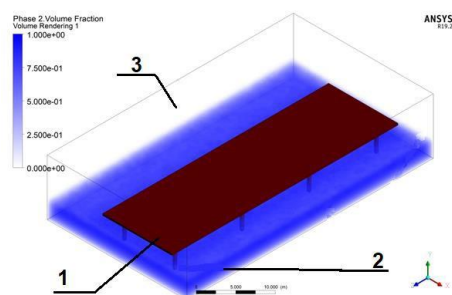


Рис. 6. Общий вид гтс. 1 – сквозное гтс; 2 – вода; 3 – воздух

Параметры волны цунами для данной задачи: одиночная волна высотой 3м,двигающаяся к сооружению вдоль спокойной воды высотой 3 м со скоростью 8м/с.

Для моделирования сложного процесса наката волны цунами воспользуемся программой Ansys Fluent [12] – программе для вычислительной динамики жидкости (CFD), которая используется для моделирования потока жидкости, тепла и массопереноса, химических реакций и др. В данной конкретной задаче – это моделирование потока жидкости, а именно, волны с заданными параметрами (высота волны, период, скорость поток) которые количественно влияют на величину суммарной нагрузки от цунами.

Выполнив моделирование наката волны цунами, для выполнения дальнейших сопряженных расчётов, необходимо выполнить анализ получившихся расчётов в модуле Fluent. С этой целью рассмотрим фрагменты анимации на определенных шагах времени (рис 7, 8).

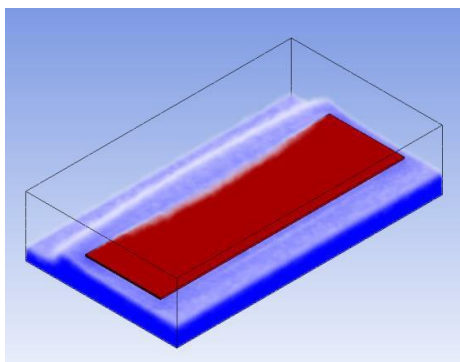


Рис. 7. Накат волны Цунами в момент времени $t=0.5с$ – до взаимодействия с ГТС

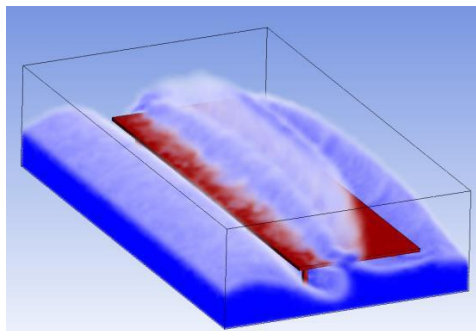


Рис. 8. Накат волны Цунами в момент времени $t=3.5с$ – после взаимодействия с ГТС

Как видно из продемонстрированного графического материала, а также основываясь на полученных изополях нормальных напряжений, действующих вдоль оси x – в направлении наката волны (рис. 9), можно сказать о правильности воплощения сложного физического процесса в виде численного эксперимента.

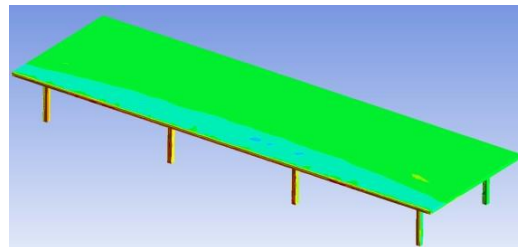


Рис. 9. Изополя нормальных напряжений. Среднее значение вдоль опор 90кПа, вдоль пролётного строения 45кПа

После анализа полученных результатов CFD модели можно переходить к сопряженному расчёту двух модулей программы Ansys: Fluent Flow (Fluent) – решение задач вычислительной гидродинамики и Transient Structural - переходного структурного анализа. Подобного рода расчет еще называется структурно-жидкостным анализом. В данной задаче принят прямой метод (в данной задаче более предпочтительным было принято прямое сопряжение, так как сопряжение областей механики и вычислительной гидродинамики отличается высокой нелинейностью и лучше вычисляется через однократное решение при использовании сопряженной формулировки). Реализация данного метода представлена на рис. 10.

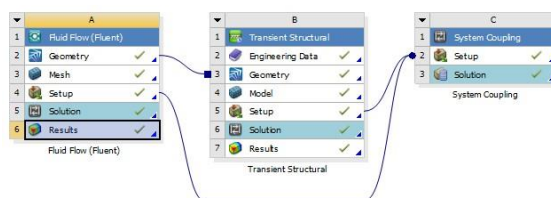


Рис. 10. Схема расчета структурно-жидкостного анализа к совместному расчету модулей Fluent Flow (Fluent) и Transient Structural

Для определения коэффициентов динамичности необходимо воспользоваться формулой (3).

$$K_{dyn, Ansys} = \frac{\max |x(t)|}{x_{CT}} \quad (3)$$

где $\max |x(t)|$ – перемещение системы от полной

где

нагрузки t (статической и динамической составляющих), x_{CT} – статическая составляющая часть перемещения системы. В результате выполненного деления получились следующие значения перемещений:

$$\max |x(t)| = 9.8 \text{ мм}, x_{CT} = 7.7 \text{ мм}.$$

Поделив суммарное перемещение на статическое получаем значение коэффициента динамичности $K_{dyn, Ansys} = 1.27$.

Определение коэффициентов динамичности при помощи СП292

Определение коэффициента динамичности по СП292 осуществляется в 3 этапа:

1. Определение статической составляющей нагрузки от цунами.

Для данной задачи, согласно формуле (4), статическая нагрузка на опору ГТС составила $Q_{ст,оп} = 94860 \text{ Н}$; статическая нагрузка, приложенная в уровне пролетного строения (5), составила $Q_{ст,пр} = 106723 \text{ Н}$ и $Q_{ст,пр} = 53361 \text{ Н}$ для промежуточной (рядовой) и для торцевой опоры соответственно.

$$Q_{ст,оп} = c \rho u^2 S_0 / x \quad (4)$$

$$Q_{ст,пр} = c_x \rho u^2 S_0 / 2 K_{пр} \quad (5)$$

где $K_{пр}$ – это коэффициент проницаемости (отношение непроницаемой части площади к общей площади)

2. Определение периода собственных колебаний ГТС.

Для определения периода воспользуемся программой SCAD21.1. Для получения более точного результата решим данную задачу по пространственной схеме. Для определения собственных частот добавив 4 сосредоточенные массы в узлы примыкания плитной части к колонне, одну равномерно-распределенную массу, учитывающую собственный вес сооружения и по распределенной массе к опорам сооружения, учитывающей присоединённую массу воды и выполнив модальный анализ данной схемы определим искомый параметр. Данная расчётная схема приведена на рис. 11.

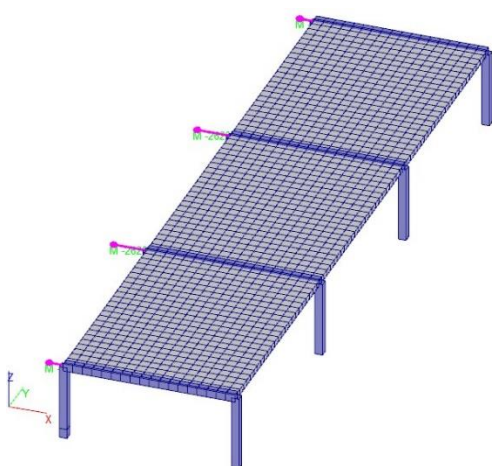


Рис. 11. Расчётная схема к определению собственных частот ГТС

Так для данного сооружения период собственных

составил $T = 0.46 \text{ с}$.

3. Определение по рис. 2 коэффициента динамичности.

Для определения коэффициента динамичности необходимо по формуле (6) определить соотношение t_0 и τ , где t_0 – время обтекания нагрузки от цунами, равное 4.1 с, τ – период собственных колебаний сооружения, равный 0.43 с. Поделив данные параметры, получаем число 9.5, что при пересечении с полуволной синусоиды на графике даст коэффициент динамичности $K_{дин}$ Н.Д. равный 1.22.

Результаты расчётов и выводы

1. Получены значения коэффициентов динамичности при помощи программы Ansys и СП292. В первом варианте значение коэффициента составило 1.27, во втором – 1.22. Общая абсолютная погрешность составила 4%, что говорит о небольшой погрешности полученных результатов.

2. Если сравнивать трудозатраты на вычисление коэффициентов динамичности для конкретной задачи, рассмотренной в данной статье при помощи свода правил СП292 и при помощи численного эксперимента в программе ANSYS и результаты представить в таблице 1.

Таблица 1

Трудозатраты на вычисления коэффициентов динамичности

N/N	Вид вычисления	СП292	ANSYS
1.	Подготовка исходных данных (для СП292 – сбор нагрузки по методике; для Ansys – подготовка расчётной модели до момента начала расчёта)	4 ч.	1 ч.
2.	Для СП292 – определение собственных частот сооружения; для Ansys –	2 ч.	4 ч.
	выполнение сопряженного расчёта		
3.	Определение коэффициента динамичности: для СП292 по графику, представленному на рис. 2; для Ansys – по формуле (3)	30 мин.	30 мин.
	Итого	6 ч. 30 мин.	5 ч. 30 мин.

Получается, что эффективность применения программы увеличивается при увеличении сложности решаемой задачи, что говорит о необходимости практического применения подобных программных комплексов для решения задач об определении коэффициентов динамичности при воздействии цунами на береговые сооружения.

Литература

- Ghosh D., Mittal A.K., Bhattacharyya S.K. Multiphase modeling of tsunami impact on building with openings. The Journal of Computational Multiphase Flows. 2016. Vol. 8(2). P. 85–94.
- Robertson I.N., Carden L.P., Chock G.Y., Case K. Study of Tsunami Bore Impact on RC Wall. Proceedings of the 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. OMAE 2013. URL: https://www.researchgate.net/publication/267607620_Case_Study_of_Tsunami_Bore_Impact_on_RC_Wall.

3. Robertson I.N., Riggs H.R., Mohamed A. Experimental results of tsunami bore forces on structures. Proceedings of the 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. OMAE 2008. URL: <http://teri.hawaii.edu/pdf/OMAE2008Robertson>.
4. Рутман Ю.Л., Фильков В.Ю. Определение коэффициента динамичности при воздействии бора на оградительное сооружение гравитационного типа. Фундаментальная и прикладная гидрофизика. 2017. Т. 10. № 3. С. 91–96.
5. Белаш Т.А., Яковлев А.Д. Моделирование нагрузок от волн цунами на сооружение. Международный журнал по расчету гражданских и строительных конструкций. 2023. Т19. №3. С. 14-19. DOI:10.22337/2587-9618-2023-19-3-14-19.
6. Дорфман А.А., Печенин С.А., Семенов К.К., Нуднер И.С., Максимов В.В. Воздействие волны цунами на морские гидротехнические сооружения и береговые объекты. Фундаментальная и прикладная гидрофизика. 2017. № 10 (4). С. 16–30. DOI: 10.7868/S2073667317040025. ISSN: 2073-6673.
7. Кондаков Б.И. Численное моделирование воздействия цунами в программе Ansys 19.2. Вестник гражданских инженеров. 2022. № 1 (90). С. 24–28. DOI 10.23968/1999-5571-2022-19-1-24-28.
8. Кондаков Б.И. Сравнительный анализ в теории подхода к расчету нагрузки на прибрежные сооружения, вызываемой бором (цунами). Вестник гражданских инженеров. 2023. № 1 (96). С. 15-21. DOI 10.23968/1999-5571-2023-20-1-15-21.
9. Кондаков Б.И. Расчет сквозного гидротехнического сооружения на воздействие цунами с применением современных вычислительных средств. Вестник гражданских инженеров. 2023. № 5 (100). С. 37-45.
10. Нуднер И. С., Максимов В. В. Воздействие волн цунами на морские гидротехнические сооружения. Фундаментальная и прикладная гидрофизика. 2008. № 2. С. 45–56. ISSN: 2782-5221.
11. Рутман Ю.Л., Островская Н.В. Динамика сооружений: сейсмостойкость, сейсмозащита, ветровые нагрузки. Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. 2019. 253 с. ISBN 978-5-9227-0929-3.
12. Ansys Fluent Theory Guide. Canonsburg (PA) USA.: ANSYS, Inc., 2021. 1028 p.

References

1. Debdtutta Ghosh, Ashok K. Mittal, Sriman K. Bhattacharyya. Multiphase modeling of tsunami impact on building with openings. The Journal of Computational Multiphase Flows. 2016. Vol. 8(2). P. 85–94.
2. Ian N. Robertson, Lyle P. Carden, Gary Y. Chock. Case K. Study of Tsunami Bore Impact on RC Wall. Proceedings of the 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. OMAE 2013. URL: https://www.researchgate.net/publication/267607620_Case_Study_of_Tsunami_Bore_Impact_on_RC_Wall.
3. Ian N. Robertson, Harry R. Riggs, Mohamed A. Experimental results of tsunami bore forces on structures. Proceedings of the 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. OMAE 2008. URL: <http://teri.hawaii.edu/pdf/OMAE2008Robertson>
4. Yuriy L. Rutman, Vladislav Yu. Filkov. Determination of the dynamic coefficient when exposed to boron on a gravity-type enclosure structure. Fundamental and applied hydrophysics. 2017. Т. 10. № 3. P. 91–96.
5. Tatiana A. Belash, Anton D. Yakovlev. Modelling of loads from tsunami waves on the structure. International Journal for Computational Civil and Structural Engineering. 2023. T19, No.3. P. 14-19. DOI:10.22337/2587-9618-2023-19-3-14-19
6. Alexander. A. Dorfman, Sergey A. Pechenin, Konstantin K. Semenov, Igor S. Nudner, Vasiliy V. Maksimov. The impact of a tsunami wave on marine hydraulic structures and coastal objects. Fundamental and applied hydrophysics. 2017. № 10 (4). Pp. 16-30. DOI: 10.7868/S2073667317040025. ISSN: 2073-6673.
7. Boris I. Kondakov. Numerical modeling of the impact of tsunami in ANYS19.2 program. Bulletin of Civil Engineers. 2022. №. 1 (90). pp. 24-28. DOI 10.23968/1999-5571-2022-19-1-24-28. ISSN 1999-5571.
8. Boris I. Kondakov. Comparative analysis in the theory of approach to calculating the load on coastal structures caused by boron (tsunami). Bulletin of Civil Engineers. 2023. № 1 (96). DOI 10.23968/1999-5571-2023-20-1-15-21.
9. Boris I. Kondakov. Calculation of the end-to-end hydraulic structure for tsunami impact using modern computing tools. Bulletin of Civil Engineers. 2023. № 5 (100). P. 37-45.
10. Igor S. Nudner, Vasiliy V. Maksimov. Impact of tsunami waves on offshore hydraulic structures. Fundamental and applied hydrophysics. 2008. №. 2. P. 45–56. ISSN: 2782-5221
11. Yuriy L. Rutman, Nadezhda V. Ostrovskaya. Dynamics of structures: seismic resistance, seismic protection, wind loads. Saint Petersburg state university of architecture and civil engineering. 2019. 253 p. ISBN 978-5-9227-0929-3
12. Ansys Fluent Theory Guide. Canonsburg (PA) USA.: ANSYS, Inc., 2021. 1028 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.

ИНФОРМИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Кондаков Борис Ильич, аспирант кафедры строительной механики, Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, 190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д. 4, e-mail: kondakovb@inbox.ru

Островская Надежда Владимировна, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры строительной механики, Санкт-Петербургский архитектурно-строительный университет, 190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д. 4, e-mail: ostrovskaya.nv@yandex.ru

Рутман Юрий Лазаревич, доктор технических наук, профессор, профессор-консультант кафедры строительной механики, Санкт-Петербургский архитектурно-строительный университет, 190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д. 4, e-mail: 605fractal@mail.ru

Boris I. Kondakov, graduate student of the department of structural mechanics, Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, 2nd Krasnoarmeyskaya, 4, St. Petersburg, 190005, Russian Federation, e-mail: kondakovb@inbox.ru

Nadezhda V. Ostrovskaya, Ph.D. (Eng), assistant professor, assistant professor of the department of structural mechanics, Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, 2nd Krasnoarmeyskaya, 4, St. Petersburg, 190005, e-mail: ostrovskaya.nv@yandex.ru

Yuriy L. Rutman, Dr. Sci. (Eng), professor, consulting professor of the department of structural mechanics, Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, 2nd Krasnoarmeyskaya, 4, St. Petersburg, 190005, Russian Federation, e-mail: 605fractal@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 20.02.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 31.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 08.06.2024.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ MATHEMATICAL MODELLING AND NUMERICAL PROCEDURES

Научная статья

УДК 629.5.021.001

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.017>

Расчет по частям конечно-элементной (3D) модели конструкции стационарной морской платформы как механической системы «сооружение – свайный фундамент – грунтовое основание»

Сутырин В.И.¹ vsutyurin@mail.ru, Кузахметова Э.Р.² elja_09@bk.ru

¹Балтийский федеральный университет имени Иммануила Канта», г. Калининград,

²Группа компаний «КТБ «Железобетон», г. Москва

Аннотация. Статья посвящена расчету конструкции стационарной морской платформы как большой механической системы «сооружение – свайный фундамент – грунтовое основание». Система разрешающих уравнений, составленная для исходной (полной) конечно-элементной модели конструкции имеет большой порядок. По этой причине авторами применен в расчете метод структуризации. Структуризация (разделение и анализ конструкции по частям) предусматривает разделение большой механической системы на две части: 1) надземную; 2) подземную. Подсистема уравнений второй части редуцируется. В результате ее жесткости и нагрузки приводятся к суперузлам оголовков свай. Формируется внешний суперэлемент подсистемы «свайный фундамент – грунтовое основание». Обобщенные жесткости и нагрузки указанного суперэлемента характеризуют дискретное упругое основание для надземной части конструкции в точках опирания колонн на оголовки свай. Необходимое обобщение жесткости и нагрузки сваи достигается применением веерных систем, сформированных из жестких конечных элементов типа «Rigid». При значительном расстоянии между сваями взаимодействие суперузлов ослабевает. Появляется возможность вводить в расчет независимые опорные узлы с шестью степенями свободы «Matrix». Редуцирование протяженной подсистемы «свая – грунтовое основание» выполняется с применением фронтально-вихревой расчетной схемы. Она позволяет учесть реологию грунта. Кроме этого, размерность рабочей матрицы коэффициентов ограничена. Она не зависит от длины сваи. Расчет выполняется в основной памяти компьютера и становится быстротечным. Построение суперэлемента существенно сокращает порядок исходной системы разрешающих уравнений. Однако целостность и точность расчетного анализа сохраняются.

Ключевые слова: Морская платформа, сооружение, система, «сооружение – свайный фундамент – грунтовое основание», свайный фундамент, конечно-элементное моделирование, структуризация, анализ по частям.

Для цитирования: Сутырин В.И., Кузахметова Э.Р. Расчет по частям конечно-элементной (3D) модели конструкции стационарной морской платформы как механической системы «сооружение – свайный фундамент – грунтовое основание», Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 2, С. 132—142. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.017.

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.65.3.017>

Calculation in parts of a finite element (3D) model of the structure of a stationary offshore platform as a mechanical system “Superstructure – Pile foundation – Soil base”

Valerii I. Sutyurin¹ vsutyurin@mail.ru, Elvira R. Kuzhakhmetova² elja_09@bk.ru

¹Immanuel Kant Baltic Federal University, Kaliningrad, Russian Federation, ²KTБ Beton Group, Moscow, Russian Federation

Abstract. The paper deals with the calculation of a stationary offshore platform structure as a large mechanical system "Superstructure – Pile foundation – Soil base". The system of equations created for the initial (full) finite element model of the structure has a large order. Therefore, the authors applied the method of structurization in the calculation. Structurization (division and analysis of the structure into parts) involves dividing a large mechanical system into two parts: 1) Superstructure; 2) Substructure. The subsystem of equations of the second part is reduced. As a result, its stiffnesses and loads are transferred to the pile head SuperElements. The external SuperElement of the "Pile foundation – Soil base" subsystem is created. The reduction of the extended subsystem Pile foundation – Soil base is performed using a frontal-vortex calculation scheme. It allows taking into account the rheology of the soil base. In addition, the dimensionality of the working matrix of coefficients is limited. It does not depend on the length of the pile. The calculation is performed in the main memory of the computer and becomes fast. The construction of the SuperElement significantly reduces the order of the original system of solving equations. However, the integrity and accuracy of the computational analysis are preserved.

Key words: Offshore platform, Structure, System, “Superstructure - Pile foundation - Soil base”, Pile foundation, Finite element modeling, Method of Structurization, SuperElement.

For citation: Valerii I. Sutyurin, Elvira R. Kuzhakhmetova, Calculation in parts of a finite element (3D) model of the structure of a stationary offshore platform as a mechanical system “Superstructure – Pile foundation – Soil base”, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 2, P. 132—142. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.017.

Введение

Технология добычи ископаемых на морском шельфе связана с использованием стационарных сооружений (платформ) различных типов [1]. Указанные платформы применяют также для военных и навигационных целей.

В статье рассматривается расчет конструкции стационарной морской платформы, установленной на опорном основании ферменного типа. Подобные сооружения удерживаются в рабочем положении при помощи стальных трубчатых свай, забитых в грунт через опорные колонны (фундаменты глубокого заложения). Сваи противостоят нагрузкам от верхнего строения и обеспечивают устойчивость сооружения в штормовых и ледовых условиях. Размеры свай зависят от ряда факторов. Как правило, диаметр сваи находится в интервале от 0,6 до 1,5м, а глубина забивки в грунт может превышать 60м. Толщина стенки трубчатых свай находится в пределах от 0,012 до 0,025м [1].

Внешние нагрузки обуславливают возникновение существенных перемещений и напряжений в конструктивных элементах конструкции сооружения, в том числе в сваях, забитых в грунт. Сваи воспринимают весовую нагрузку и работают на сжатие. Однако опрокидывающие моменты, возникающие под воздействием ветра и волн, могут приводить к существенным растягивающим внутренним силам в сваях, а также к поперечным усилиям и изгибающим моментам. По этой причине проектирование (конструирование) стационарной платформы требует расчетного определения напряженно - деформированного состояния ее элементов с учетом взаимодействия с грунтовым основанием различной реологии [1]. На практике указанное требование означает необходимость многоаспектного (комплексного) инженерного анализа конструкции как большой механической системы типа «сооружение – свайный фундамент – грунтовое основание».

Эффективным средством подобного анализа является пространственная (3D) конечно-элементная расчетная модель конструкции, выстраиваемая и анализируемая при помощи современных программных комплексов CAD/CAE (Computer – Aided Design/Engineering) – класса, предназначенных для автоматизированного расчета конструкций. В качестве примера можно привести комплексы ANSYS и FEMAP with NX NASTRAN [2]. Подобные комплексы обладают большими количественными возможностями и реализуют многочисленные типы численного инженерного анализа, что позволяет использовать их в качестве инструмента расчетного проектирования (конструирования) сооружений морского шельфа [3].

Однако при расчетах больших механических систем возникают проблемы вычислительного характера. Одна из них связана с многовариантностью расчетного конструирования, в данном случае - с поиском рационального варианта

раскосной системы. Стремясь к полноте и комплексности анализа, конструктор сталкивается с необходимостью многократного расчета разрешающей системы уравнений большого порядка, что во многом связано с моделированием многослойных грунтовых массивов. В результате инженерный анализ становится весьма трудоемким и продолжительным. Решением указанной проблемы становится целесообразная структуризация рассчитываемой системы. Разбиение большой разрешающей системы на части, их алгебраическое редуцирование и последующее объединение позволяют существенно уменьшить общий объем вычислительной работы и повысить эффективность инженерного анализа расчетной модели без потери точности результата.

Цель расчетного исследования состоит в том, чтобы:

- построить пространственную расчетную модель конструкции как большой механической системы;
- повысить эффективность ее многовариантного анализа;
- получить и проанализировать данные о практически значимых характеристиках состояния конструкции (выхода системы) с учетом воздействия внешней среды.

В качестве выходных данных в настоящей статье рассматриваются характеристики напряженно-деформированного состояния (НДС) системы с разными конструктивными решениями, а также упругие реакции оголовка сваи (находящегося на уровне поверхности грунта) на статические горизонтальные и вертикальные нагрузки. Особенности динамики поведения системы планируется рассмотреть в последующих публикациях.

1. Объект исследования

1.1. Характеристика объекта

Стационарная морская платформа состоит из собранного на береговой строительной базе металлического опорного основания, имеющего вид пространственной фермы прямоугольной формы, простирающейся от морского дна до некоторой отметки над водной поверхностью, и металлического, заранее (до установки) изготовленного верхнего строения (платформы).

Платформа опирается на трубчатые сваи, забитые в грунтовый массив морского дна через колонны опорного основания сооружения.

Верхнее строение имеет в плане размеры 12,6 x 32,4м. Вес верхнего строения платформы принят 2200кН. Суммарная горизонтальная ветровая нагрузка 440кН. Шесть трубчатых свай, забитых через колонны опорного основания, имеют наружный диаметр 1м и толщину стенки около 25мм. Длина свай варьировалась в диапазоне от 20 до 60м. Все сваи забиты в грунт на глубину около 22-62м. Диаметр грунтового основания морского дна расчетной модели подобран с таким расчетом, чтобы

его внешние жестко защемленные граничные узлы не оказывали существенного влияния на картину НДС конструкции.

1.2. Описание расчетной модели

Пространственные конечно-элементные модели стационарной морской платформы с разными конструктивными решениями показаны на рис. 1 и 2. Модель сформирована с использованием оболочечных конечных элементов типа *Plate* (металлоконструкции, включая сваи), а также объемных конечных элементов типа *Solid* (грунтовые массивы). Диаметр грунтового основания морского дна расчетной модели подобран с таким расчетом, чтобы его внешние жестко защемленные граничные узлы не оказывали существенного влияния на картину НДС конструкции.

Общее число конечных элементов 5272382 и узлов 5172324 расчетной модели. Порядок разрешающей системы уравнений 16125672. Нагрузки и воздействия приняты из СП 20.13330 [4].

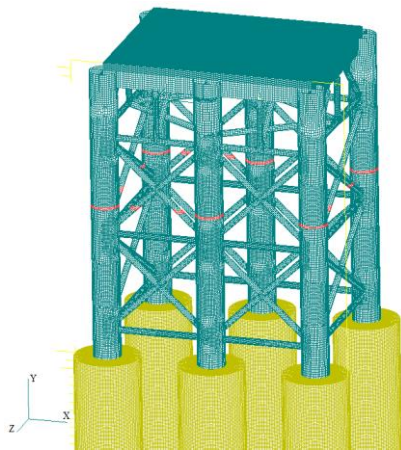


Рис. 1. Пространственная (3D) конечно-элементная модель раскосной конструкции стационарной платформы как системы «сооружение – свайный фундамент – грунтовое основание»



Рис. 2. Пространственная (3D) конечно-элементная модель безраскосной конструкции стационарной платформы как системы «сооружение – свайный фундамент – грунтовое основание»

1.3. Материал

Физические характеристики материалов для стальных конструкций платформы: плотность 7850 кг/м^3 , модуль упругости $E_s = 2,1 \times 10^{11} \text{ Па}$, коэффициент поперечной деформации (Пуассона) $\nu = 0,3$ и модуль сдвига прокатной стали $G = 0,75 \times 10^5 \text{ Н/мм}^2$ (табл. Б.1, прил. Б, СП 16.13330 [5]).

Грунтовое основание принято однородное - песок четвертичного отложения, мелкий с коэффициентом пористости $e = 0,75$, угол внутреннего трения $\varphi = 25^\circ$, модуль деформации $E = 18 \times 10^6 \text{ Па}$ (табл. А.1., прил. А, СП 22.13330 [6]) и коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$ (ГОСТ 12248 [7]).

2. Метод структуризации

Структуризация (или фрагментация и анализ системы по частям [8–12]) предусматривает в общем случае переход (со стороны фундамента, т.е. подземной части) к обобщенным жесткостям и нагрузкам «свайного поля». При решении рассматриваемой задачи формируется так называемый внешний суперэлемент подсистемы «свайный фундамент – грунтовое основание». Он объединяет центральные опорные суперузлы, лежащие в грунтовом основании опорных колонн сооружения (рис. 3 и 4). Таким образом, преобразованная расчетная схема (ПРС) представляет сооружение, установленное на дискретном упругом основании с обобщенными жесткостными характеристиками.

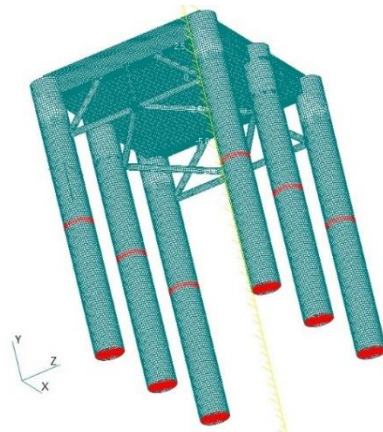


Рис. 3. Преобразованная расчетная схема (ПРС) безраскосной конструкции стационарной платформы с опиранием надземной части сооружения на внешние суперузлы подземной части

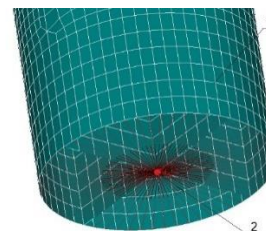


Рис. 4. Фрагмент ПРС:
1 – конечные элементы опорной колонны; 2 – центральный опорный суперузел.

Систему уравнений равновесия надземной части «Ω» сооружения можно представить в следующем виде:

$$\begin{bmatrix} [R_{\Omega\Omega}] & [R_{\Omega g}] \\ [R_{g\Omega}] & [R_{gg} + C_{gg}^*] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{q_{\Omega}\}, \{q_g\} \end{Bmatrix}^T = \begin{Bmatrix} \{P_{\Omega}\}, \{P_g + P_g^*\} \end{Bmatrix}^T, \quad (1)$$

где $[R_{\Omega\Omega}]$ и $\{P_{\Omega}\}$ – блок-матрица жесткости и подвектор нагрузки узлов надземной части сооружения « Ω »; $[R_{gg}]$ и $\{P_g\}$ – блок-матрица жесткости и подвектор нагрузки узлов модели сооружения, совпадающих с узлами «свайного поля», находящихся на поверхности грунта « g »; $[R_{\Omega\Omega}] = [R_{\Omega\Omega}]^T$ – блок-матрицы взаимного влияния;

$[C_{gg}^*]$ и $\{P_g^*\}$ – блок-матрицы коэффициентов жесткости и подвектора нагрузки, приведенных к узлам «свайного поля» со стороны основания и фундамента; T – знак транспонирования. Блочную структуру матрицы приведенных коэффициентов жесткости узлов «свайного поля» можно представить так:

$$[C_{gg}^*] = \begin{bmatrix} [C_{g_1g_1}] & [C_{g_1g_2}] & \dots & [C_{g_1g_i}] & \dots & [C_{g_1g_N}] \\ [C_{g_2g_1}] & [C_{g_2g_2}] & \dots & [C_{g_2g_i}] & \dots & [C_{g_2g_N}] \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \dots & \vdots \\ [C_{g_i g_1}] & [C_{g_i g_2}] & \dots & [C_{g_i g_i}] & \dots & [C_{g_i g_N}] \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \ddots & \vdots \\ [C_{g_N g_1}] & [C_{g_N g_2}] & \dots & [C_{g_N g_i}] & \dots & [C_{g_N g_N}] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [C_{g_i g_j}] \end{bmatrix}_{i,j=1}^{N,N}, \quad (2)$$

где i – порядковый номер узла «свайного поля», $i=1 \div N$; N – количество узлов «свайного поля» (свай). Матрица коэффициентов (2) имеет порядок, равный произведению количества свай на количество узловых перемещений поперечного сечения сваи на уровне поверхности грунта. Если сваи установлены на достаточно большом расстоянии одна от другой, то матрица (2) распадается на ряд независимых диагональных блок-матриц:

$$[C_{gg}^*] = \begin{bmatrix} [C_{g_1g_1}] & [0] & \dots & [0] & \dots & [0] \\ [0] & [C_{g_2g_2}] & \dots & [0] & \dots & [0] \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \dots & \vdots \\ [0] & [0] & \dots & [C_{g_i g_i}] & \dots & [0] \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \ddots & \vdots \\ [0] & [0] & \dots & [0] & \dots & [C_{g_N g_N}] \end{bmatrix} = \text{diag}([C_{g_1g_1}], [C_{g_2g_2}], \dots, [C_{g_i g_i}], \dots, [C_{g_N g_N}]) \quad (3)$$

Подобное разделение обеспечивает существенное уменьшение расчетного времени при сохранении

точности получаемого результата (реакций системы).

Дополнительное рациональное упрощение расчета может быть связано с обобщением жесткости оголовка сваи. Для этого достаточно включить в расчетную модель центральный расчетный узел сваи (в конечном итоге – суперузел, см. рис. 4), являющийся мастер-узлом (*Master node*) вверного жесткого элемента типа *Rigid*, соединяющего сваю с опорной колонной (рис. 5 и 6).

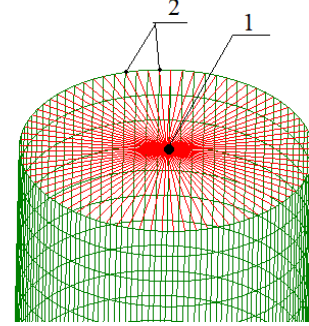


Рис. 5. Фрагмент сваи. Обобщение жесткости оголовка сваи с применением жестких элементов типа *Rigid*:

1 – центральный расчетный узел сваи (*Master node*); 2 – зависимые узлы (*Slave nodes*);

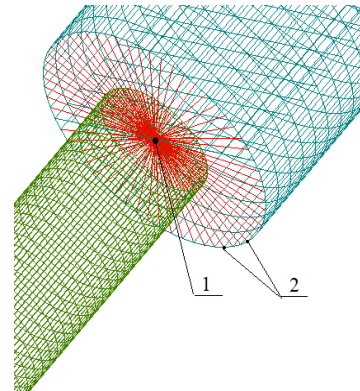


Рис. 6. Фрагмент соединения (стыковки) сваи с опорной колонной:

1 – центральный расчетный узел сваи (*Master node*); 2 – зависимые узлы (*Slave nodes*);

Его зависимые узлы (*Slave nodes*) выбираются по контурам поперечного сечения сваи и колонны. В случае одинаковых свайных фундаментов диагональные блок-матрицы, входящие в (3) становятся равными. Использование жесткого «веера» сокращает их порядок до 6, что позволяет применить в расчете элемент типа «*Matrix*». Структура блок-матриц приобретает следующий вид:

$$[C_{g_i g_j}]_i^N = [C_{k,l}]_{k,l}^{6,6} \quad (4)$$

При этом расчетное время становится равным времени расчета модели с жесткой заделкой опорных колонн, т.е. достигается максимальная производительность расчетного анализа конструктивных вариантов системы.

3. Определение обобщенных коэффициентов жесткости оголовка сваи

Рассмотрим алгоритм приведения жесткостей и нагрузок подземной части (далее подсистемы «свая – прилежащий (околосвайный) грунт») сооружения к узловым перемещениям суперузла сваи (поз. 1, см. рис. 5). При выводе матрично-векторных равенств будем считать сваи одинаковыми, что позволяет опустить в равенствах индекс номера сваи i .

В операциях по преобразованию исходной конечно - элементной модели указанной подсистемы выделим подвекторы сохраняемых « g » узловых перемещений суперузла $\{q_g\}$ и исключаемых « n »

перемещений подсистемы подземной части $\{q_n\}$. Уравнение равновесия подсистемы приобретает следующий вид:

$$[R] \times \{q\} = \{P\}, \quad (5)$$

где $[R] = \begin{bmatrix} [R_{gg}] & [R_{gn}] \\ [R_{ng}] & [R_{nn}] \end{bmatrix}$ – матрица жесткости;

$[R_{gg}]$, $[R_{nn}]$ – блок матрицы коэффициентов жесткости исключаемых « n » и сохраняемых « g » узловых степеней свободы подсистемы;

$[R_{gn}] = [R_{ng}]^T$ – блок-матрица взаимного влияния;

$\{q\} = \{\{q_g\}, \{q_n\}\}^T$ – вектор узловых перемещений

подсистемы; $\{P\} = \{\{P_g\}, \{P_n\}\}^T$ – вектор нагрузки;

$\{P_g\}$ и $\{P_n\}$ – подвекторы нагрузки суперузла и подземной части (исключаемых « n » узлов), включая сваю и околосвайный грунт (весовая нагрузка).

Блок - матрица обобщенных коэффициентов (3) определяется известным матричным равенством, указанных в работах [11–15]:

$$[C_{gg}] = [A] \times [R] \times [A]^T, \quad (6)$$

$$\text{где } [A] = [EL^T]; [L] = -[R_{nn}]^{-1} \times [R_{ng}]. \quad (7)$$

Равенство (6) является алгебраическим аналогом равенства, реализующего блочный метод решения системы линейных уравнений Гаусса [15]:

$$[C_{gg}] = [R_{gg}] - [R_{gn}] \times [R_{nn}]^{-1} \times [R_{ng}]. \quad (8)$$

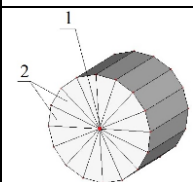
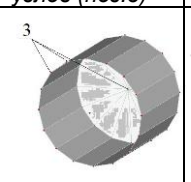
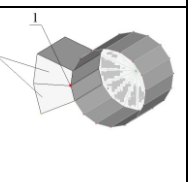
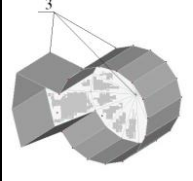
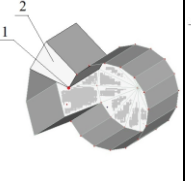
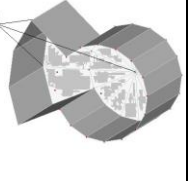
При ненулевых компонентах вектора нагрузки (силы веса) подземной части формирование матрицы коэффициентов жесткости (8) следует дополнить построением вектора обобщенных узловых нагрузок суперузла:

$$\{P_g^*\} = -[R_{gn}] \times [R_{nn}]^{-1} \times \{P_n\}. \quad (9)$$

Важное преимущество использования блочного метода связано с очевидной возможностью последовательного ввода в расчет малых по размеру смежных фрагментов расчетной модели. Таким

образом, реализуется рекуррентный (фронтальный) расчет. Его этапы иллюстрируются в табл. 1.

Таблица 1
Последовательность фронтально-вихревого расчета

Этап 1	Этап 2	Этап 3
Первоначальный ввод в расчет группы конечных элементов (КЭ) (поз.2), состыкованных в центральном узле расчетной модели сваи	Исключение центрального узла согласно равенствам (15), (16), (20). Формирование мгновенного дискретного упругого основания узлов (поз.3)	Припасовка конечного элемента (поз. 2) в следующем по счету узле расчетной модели (поз. 1).
		
Этап 4	Этап 5	Этап 6
Исключение узла стыковки (поз.1) и формирование нового фронта исключения, объединяющего узлы (поз.3)	Ввод КЭ (поз. 2) в следующем по счету узле (поз.1) модели.	Исключение узла стыковки, формирование нового мгновенного фронта и т.д.
		

Последовательно вводимые фрагменты (этап 1, см. табл. 1) разрешающей системы уравнений редуцируются согласно матрично-векторным равенствам (8) и (9) построчно. Благодаря этому блок-матрица коэффициентов жесткости $[R_{nn}]$ становится коэффициентом, и трудоемкие операции обращения матрицы $[R_{nn}]^{-1}$ не выполняются. По существу, мы реализуем матричную прогонку [17–19] (скользящий суперэлемент [19, 20]) применяя при этом фронтально-вихревую вычислительную процедуру [21–23]. Заключительный этап расчета приводит, при последовательной спиралеобразной нумерации узлов подсистемы, к построению подструктуры суперузла оголовка сваи.

Фронтально-вихревая схема расчета реализуется двумя способами. Первый способ характерен тем, что исключаемые строки и столбцы рабочей матрицы коэффициентов жесткости преимущественно заполняются строками вновь вводимых фрагментов, либо вычеркиваются из матрицы. Таким образом, удается минимизировать объем используемой основной памяти компьютера. Альтернативный способ заключается в сохранении исключенных (откорректированных) строк верхнего треугольника рабочей матрицы, что позволяет осуществить операции обратного хода и выборочно определить

деформированное состояние любого свайного фундамента системы, используя следующее равенство [8–11]:

$$\{q_{n_i}\} = [R_{n_i n_i}]^{-1} \times \left(\{P_{n_i}\} - [R_{g_i n_i}]^T \times \{q_{g_i}\} \right), \quad (10)$$

где $\{q_{n_i}\}$ – вектор узловых перемещений подземной части (исключаемые «п» узлы), включая i -ю сваю и прилегающий (околосвайный) грунт; $\{q_{g_i}\}$ – подвектор перемещений суперузла i -ой сваи. Затем определяется напряженное состояние анализируемого свайного фундамента. С этой целью используются известные подходы в определении напряжений, характерные для МКЭ [15]. Узловые перемещения суперузлов «свайного поля» содержатся в составе вектора неизвестных системы разрешающих уравнений (1).

Дополнительное сокращение разрешающей системы уравнений (1) достигается за счет построения внешнего суперэлемента надземного строения. С этой целью матрица коэффициентов жесткости и вектор нагрузки приводятся к суперузлам свайного поля со стороны области «Ω»:

$$\begin{aligned} [C_{gg}^{\Omega} \{P_g^{\Omega}\}] &= [R_{gg}^{\Omega} \{P_g\}] - \\ &- [R_{gn}^{\Omega}] \times [R_{nn}^{\Omega}]^{-1} \times [R_{ng}^{\Omega} \{P_n^{\Omega}\}], \end{aligned} \quad (11)$$

где $[C_{gg}^{\Omega}]$ и $\{P_g^{\Omega}\}$ – матрица и вектор обобщенных коэффициентов жесткости и нагрузки суперузлов; $[R_{nn}^{\Omega}]$ и $[R_{gg}^{\Omega}]$ – блок матрицы коэффициентов жесткости исключаемых «п» и сохраняемых «г» узловых степеней свободы подсистемы надземной части «Ω»; $[R_{gn}^{\Omega}] = [R_{ng}^{\Omega}]$ – блок-матрицы взаимного влияния; $\{P_n^{\Omega}\}$ – вектор нагрузки (весовой, ветровой, ледовой, гидростатической) исключаемых степеней свободы области надземной части. В результате система разрешающих алгебраических уравнений приобретает следующий вид:

$$([C_{gg}^{\Omega} + C_{gg}^*]) \times \{q_g\} = \{ \{P_g^{\Omega} + P_g^*\} \}^T. \quad (12)$$

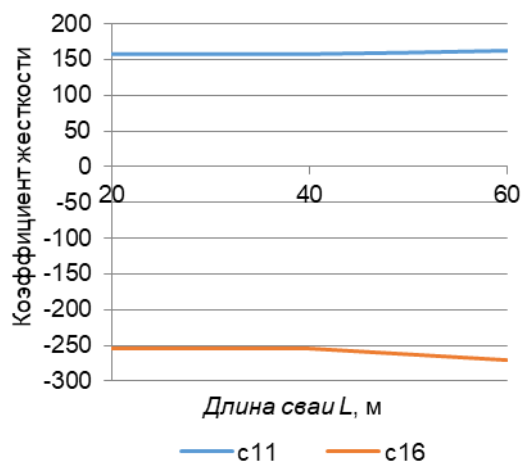
Подобный прием особенно эффективен при расчетах грунтовых массивов с учетом нелинейности деформирования, поскольку исключает из итерационного процесса линейно работающую подсистему надземной части сооружения «Ω».

4. Жесткостные характеристики суперузла подсистемы «свайный фундамент – грунтовое основание»

На рис. 7 приведены зависимости обобщенных коэффициентов жесткости центрального узла ее оголовка: c_{11} , c_{16} , c_{66} и c_{22} от длины сваи (L). Индексы коэффициентов соответствуют последовательной нумерации обобщенных линейных и угловых перемещений в глобальной системе координат (x , y , z). Значения коэффициентов жесткости матрицы (4) на графиках рис. 7а, 7б соответствуют размерности

длины в метрах, усилий в МН и углов поворота в радианах.

а)



б)

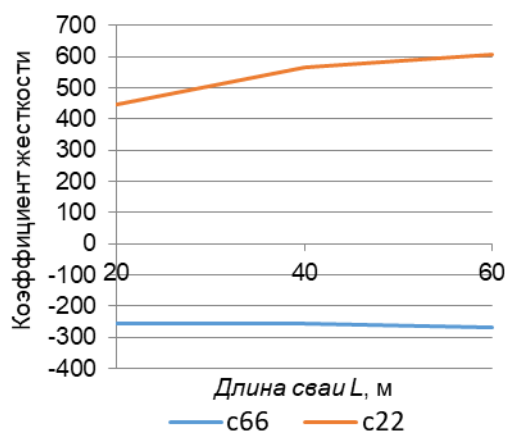


Рис. 7. Зависимость обобщенных коэффициентов жесткости блок-матрицы (4) от длины сваи: а) для коэффициентов c_{11} и c_{16} ; б) для коэффициентов c_{66} и c_{22}

Практика расчетного проектирования сооружений морского шельфа предусматривает возможность замены подсистемы «фундамент – грунтовое основание» на эквивалентные по жесткостным свойствам стержневые сваи [1]. Момент инерции стержневой консольной сваи «I» определяется через коэффициенты жесткости оголовка тремя равенствами:

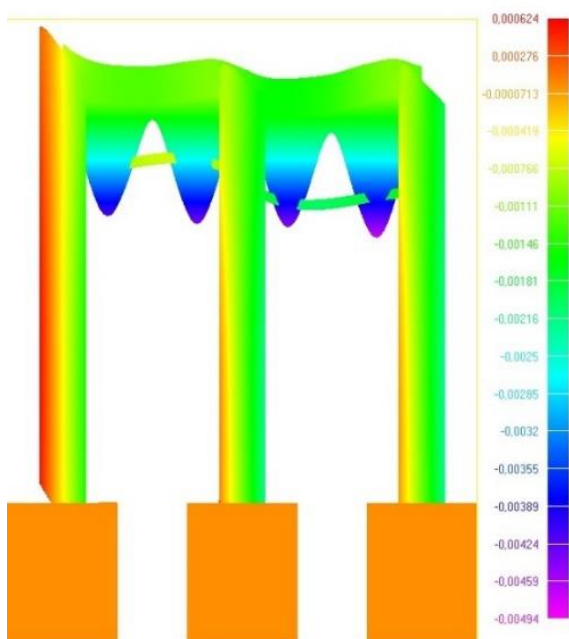
$$\begin{aligned} I_{11} &= c_{11} \times L^3 / 12 / E; I_{66} = c_{66} \times L / 4 / E; \\ I_{16} &= c_{16} \times L^2 / 6 / E, \end{aligned} \quad (8)$$

где L – длина сваи, м; E – модуль Юнга конструктивного материала, МПа.

При расчетной длине сваи $L=20$ м значения обобщенных коэффициентов жесткости, полученные с применением 3D модели, составляют соответственно: $c_{11}=157$; $c_{66}=909$; $c_{16}=255$. Нетрудно убедиться, что при расчетных значениях коэффициентов жесткости выражения (8) дают различные значения момента инерции. Установка в модель сооружения сваи с жесткостными

характеристиками оголовка, полученными из условий чисто стержневой аналогии, может приводить к существенным ошибкам в определении характеристик НДС системы. Расчет конструкции надземной части сооружения, опирающейся на дискретное упругое основание с матрицей обобщенных коэффициентов (4), обеспечивает точные результаты. В качестве примера на рис. 8а и 8б приводится сравнение результатов расчета вертикальных узловых перемещений (вдоль оси Y) с применением исходной (полной) и преобразованной расчетных схем сооружения.

а)



б)

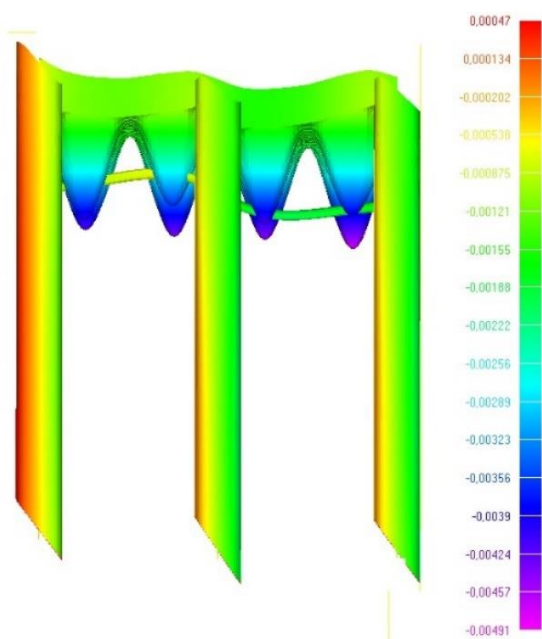


Рис. 8. Модель безраскосной конструкции платформы. Совпадающие картины вертикальных перемещений: а) при расчете исходной (полной) модели «сооружение – свайный фундамент –

грунтовое основание»; б) при расчете ПРС-модели, опирающейся на суперузлы свайного фундамента

5. Результаты расчета НДС системы сооружений с разными конструктивными решениями и граничными условиями

Анализируя результаты расчета конечно-элементных моделей системы, можно сделать вывод о том, что использование упрощенных (априори заданных) условий опирания опорных колонн, например, условий жесткого опирания на уровне поверхности грунта, может приводить к существенным ошибкам в определении НДС [24, 25]. Важность назначения реальных граничных условий в расчетах НДС надгрунтовой части сооружения иллюстрируется рис. 10 и 11. Так переход в расчете от условий жесткого опирания колонн к граничным условиям, задаваемым внешним суперэлементом увеличивает наибольшие горизонтальные перемещения модели в 2,38 раза. При этом наблюдаются существенные перераспределения эквивалентных напряжений, как в конструкции колонн, так и в элементах раскосной системы.

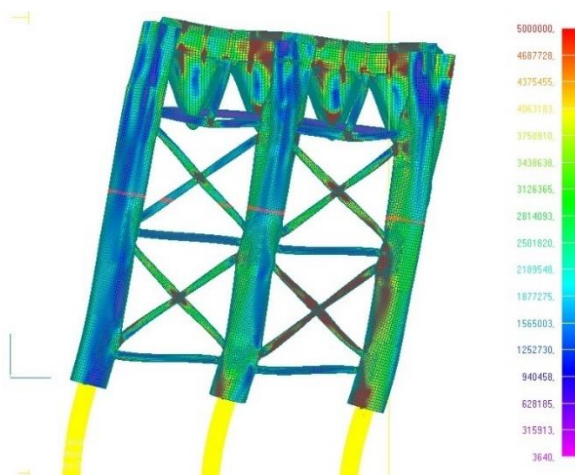


Рис. 10. Напряженное состояние надземной части раскосной конструкции полной модели «сооружение – свайный фундамент – грунтовое основание»

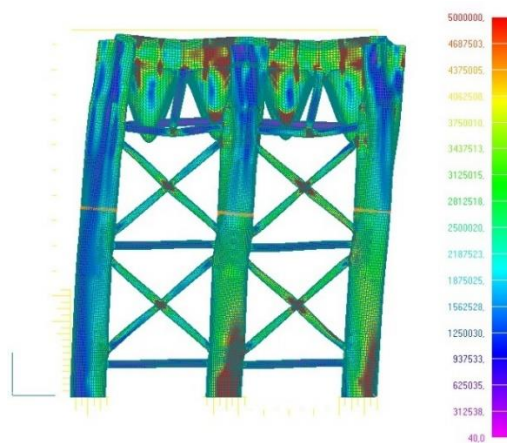


Рис. 11. Напряженное состояние надземной части раскосной конструкции модели «сооружение – жесткая заделка на обресе фундамента»

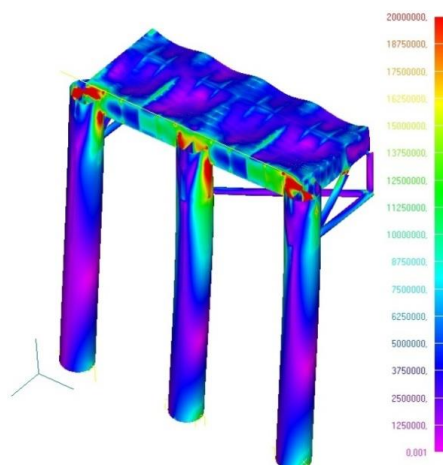


Рис. 12. Напряженное состояние надземной части безраскосной конструкции полной модели «сооружение – свайный фундамент – грунтовое основание»

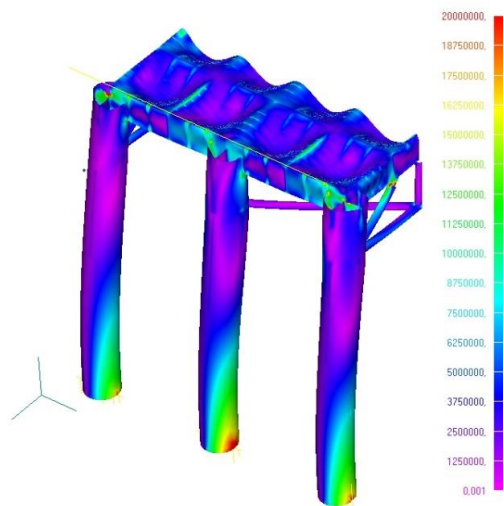


Рис. 13. Напряженное состояние надземной части безраскосной конструкции модели «сооружение – жесткая заделка на обресе фундамента»

На рис. 14 и 15 приводятся картины напряженно-деформированного состояния (НДС) трубчатых свай сооружения, находящихся в грунте.

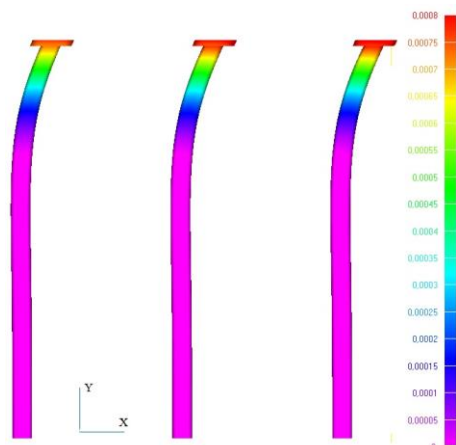


Рис. 14. Горизонтальные перемещения сваи, м раскосной конструкции платформы

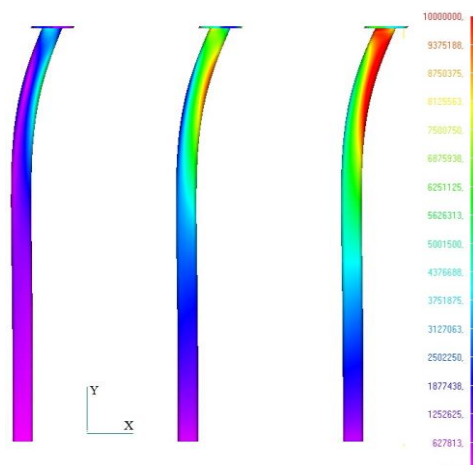


Рис. 15. Эквивалентные напряжения Мизеса свай раскосной конструкции платформы

На рис. 16 в качестве примера показана картина распределения эквивалентных напряжений Мизеса в грунтовом массиве системы.

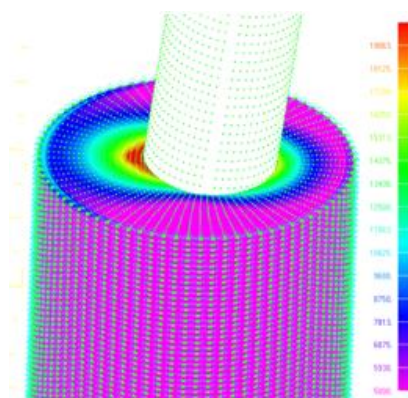


Рис. 16. Распределение эквивалентных напряжений Мизеса в прилежащем грунтовом массиве

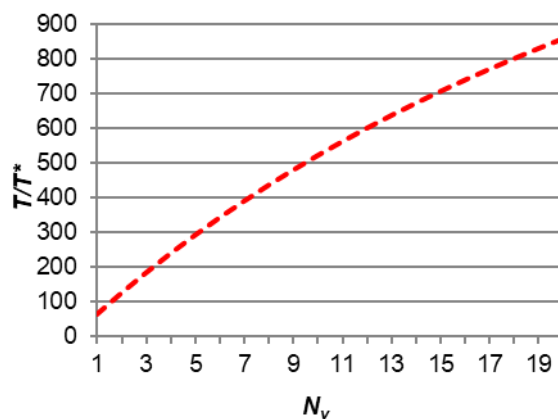


Рис. 17. Выигрыш по времени при многовариантном анализе НДС системы «сооружение – фундамент – грунтовое основание» по частям

Расчетное конструирование полной системы сооружения оказывается весьма трудоемким и продолжительным. Ввод внешних суперузлов подсистемы «свайный фундамент – грунтовое основание» рационализирует инженерный анализ. Так, порядок системы разрешающих уравнений

равновесия (1), сформированной для преобразованной расчетной схемы (ПРС) оказался в 12 раз меньше по сравнению с порядком глобальной системы (см. рис. 10). При этом выигрыш по расчетному времени (мин) составил:

$$T / T^* = \frac{600N_v}{9N_s + 0,25N_v}, \quad (8)$$

где T и T^* – время анализа исходной (глобальной) и преобразованной систем соответственно; N_v – количество расчетных вариантов решения задачи при конструировании; N_s – количество анализируемых свай с различной реологией прилегающих грунтовых массивов. График экспериментально определенной зависимости T/T^* от N_v при $N_s=1$ приведен на рис. 17.

6. Основные результаты работы

Расчет напряженно - деформированного состояния конструкции гидротехнического сооружения требует всестороннего анализа взаимодействия конструктивных элементов в рамках большой механической системы «сооружение – свайный фундамент – грунтовое основание». Ее конечно - элементная (3D) модель характеризуется большим порядком разрешающей системы уравнений, что приводит к существенным временным и финансовым издержкам расчетного проектирования сооружения.

Эффективность многовариантных исследований НДС системы можно повысить путем преобразования исходной расчетной схемы сооружения. Целью преобразования является

приведение жесткостей и нагрузок подземной части системы к опорным узлам (суперузлам), назначенным в основании опорных колонн (оголовков свай). Подобный расчетный прием существенно снижает порядок разрешающей системы уравнений при сохранении точности и полноты расчетных исследований.

Заключение

Благодаря структуризации большой (глобальной) системы становится возможным выборочный анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) свайных фундаментов сооружения. Редуцирование подсистемы свайного фундамента рационально выполнять с применением фронтально-вихревой расчетной схемы. Ее особенность состоит в том, что она позволяет учесть реологию грунта, поскольку свойства объемных конечных элементов прилежащего грунтового массива свай вводятся в расчет послойно и соответственно геологическому разрезу площадки строительства. Кроме этого, размерность редуцируемой рабочей матрицы коэффициентов (матрицы жесткости скользящего суперэлемента) ограничивается числом анализируемых узловых перемещений в поперечном сечении модели подземной части. Указанная размерность не зависит от длины свай. По этой причине весь расчет выполняется в основной памяти компьютера и становится быстротечным. К тому же в условиях осевой симметрии расчет эффективно автоматизируется.

Литература

1. Dawson T. H. Offshore Structural Engineering. Prentice –Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 07632, 1983, 346 p.
2. Рычков С.П. Моделирование конструкций в среде Femap with NXNastran. М.: ДМК Пресс, 2013, 784 с.: ил.
3. Starokon I. V. Stress condition of the elements of support blocks of fixed offshore platforms and resource evaluation of them // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2020, vol. 775(1), paper 012150. DOI:10.1088/1757-899X/775/1/012150.
4. Свод правил СП 20.13330.2016. Нагрузки и воздействия. Актуализированная редакция СНиП 2.01.07-85*, М., изд.: «Стандартинформ», 2016.
5. Свод правил СП 16.13330.2017. Стальные конструкции. Актуализированная редакция СНиП II-23-81*, М., изд.: «Стандартинформ», 2017.
6. Свод правил СП 22.13330.2016. Основания зданий и сооружений. Актуализированная редакция СНиП 2.02.01-83*, М., изд.: «Стандартинформ», 2016.
7. ГОСТ 12248-2010. Грунты. Методы лабораторного определения характеристик прочности и деформируемости. М., изд.: «Стандартинформ», 2011.
8. Przemienicki J.S. Matrix analysis of substructures // AIAA Journal, 1963, vol.1(1), pp. 138–147.
9. Meissner C. J. Multiple coupling algorithm for stiffness method of structural analysis // AIAA Journal, 1968, vol.6 (11).
10. Метод суперэлементов в расчетах инженерных сооружений / В.А. Постнов, С.А. Дмитриев, Б.К. Елтышев, А.А. Родионов; Под общ. ред. В.А. Постнова, Л., изд.: «Судостроение», 1979, 287 с.
11. Кузяхметова Э.Р. Расчетное проектирование каркасного здания с учетом обобщенных жесткостей и нагрузок основания и фундамента (часть 1) // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2019, №12, С.34–46.
12. Kuzhakhmetova E.R., Sutyryn V.I. Calculation of the pile foundation using the structuring method // AIP Conf. Proceedings of the international conference on engineering research and application 2023, vol. 2936 (1) paper 040001. <https://doi.org/10.1063/5.0179542>.
13. Guyan R.J. Reduction of Stiffness and Mass Matrices // AIAA Journal, 1965, vol. 3, Iss: 2, pp. 380–381. <http://dx.doi.org/10.2514/3.2874>
14. Irons B. Structural eigenvalue problems: elimination of unwanted variables // AIAA Journal, 1965, vol. 3, pp. 961. <https://doi.org/10.2514/3.3027>.
15. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике. М., изд.: «Мир», 1975.
16. Argiris J.H. Energy theorems and structural analysis // Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 1954, Vol. 26(1), pp. 347–356; No. 11, pp. 383–394; No. 12, pp. 410–422; 1955. vol. 27(2), pp. 42–58; No. 3, pp. 80–94, pp.125–134.

17. Вороненко Е.А., Сочинский С.В. Варианты матричной прогонки для решения задач строительной механики методом конечных элементов // Прикладная механика, 1980, т. XI, №3, С. 93–98.
18. Вороненко Е.А., Палий О.М., Сочинский С.В. Редуцированные элементы в расчетах прочности и вибрации судов // Судостроение, 1984, № 11, С. 9–13.
19. Сапожников А.И. Метод контурных и расчетных точек при расчетах соединений // Строительная механика и расчет сооружений, 1980, №5, С. 59–61.
20. Сапожников А.И. Применение методов контурных и расчетных точек для анализа напряженно-деформированного состояния цилиндрических резервуаров // Известия вузов. Строительство и архитектура, 1988, №11, С. 29–34.
21. Сутырин В.И. Экономичные методы решения конечно-элементных систем, моделирующих сложные конструкции // Известия вузов. Машиностроение, 2000, №5–6, С. 47–51.
22. Сутырин В.И. Возможности повышения эффективности метода конечных элементов при проектировании корпусных конструкций // Судостроение, 2003, №6, С.9–13.
23. Сутырин В.И. Концепция подсистемы инженерного анализа САПР судового корпуса // Судостроение, 2005, №3, С.50–54.
24. Кузяхметова Э.Р., Сутырин В.И. Влияние грунтового основания на напряженно-деформированное состояние большепролетного здания с цилиндро-плитным покрытием // Строительная механика инженерных конструкций и сооружений, 2022, Т. 18, № 5. С. 444–457. DOI 10.22363/1815-5235-2022-18-5-444-457.
25. Кузяхметова Э.Р., Сутырин В.И. Модальный анализ большепролетного здания с разными граничными условиями // Строительная механика инженерных конструкций и сооружений, 2023, Т. 19, № 1, С. 17–34. <http://doi.org/10.22363/1815-5235-2023-19-1-17-3>.

References

1. Dawson T. H. Offshore Structural Engineering. Prentice –Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 07632,1983, 346 p.
2. Rychkov S.P. Modelirovaniye konstruktsey v srede Femap with NX Nastran [Modeling of structures in the Femap with NX Nastran environment]. M.: DMK Press, 2013, 784 p. (In Russ.)
3. Starokon I. V. Stress condition of the elements of support blocks of fixed offshore platforms and resource evaluation of them. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2020, vol. 775(1), paper 012150. DOI:10.1088/1757-899X/775/1/012150.
4. Svod pravil SP 20.13330.2016. Nagruzki i vozdeystviya [Load and actions]. Aktualizirovannaya redaktsiya SNiP 2.01.07-85*, M., izd.: «Standartinform», 2016. (In Russ.)
5. Svod pravil SP 16.13330.2017. Stal'nye konstrukcii [Steel structures]. Aktualizirovannaya redaktsiya SNiP II-23-81*, 2017. (In Russ.)
6. Svod pravil SP 22.13330.2016. Osnovaniya zdaniy i sooruzheniy [Soil bases of buildings and structures]. Aktualizirovannaya redaktsiya SNiP 2.02.01-83*, M., izd.: «Standartinform», 2016. (In Russ.)
7. GOST 12248-2010. Grunty. Metody laboratornogo opredeleniya kharakteristik prochnosti i deformiruyemosti [Soils. Determination of strength parameters by shear strength testing]. M., izd.: «Standartinform», 2011. (In Russ.)
8. Przemienicki J.S. Matrix analysis of substructures. AIAA Journal, 1963, vol.1(1), pp. 138–147.
9. Meissner C.J. Multiple coupling algorithm for stiffness method of structural analysis. AIAA Journal, 1968, vol. 6 (11).
10. Metod superelementov v raschetakh inzhenernykh sooruzheniy [Method of superelements in calculations of engineering structures] / V.A. Postnov, S.A. Dmitriev, B.K. Eltyshv, A.A. Rodionov; Under general ed. V.A. Postnova, L., ed.: "Shipbuilding", 1979, 287 p. (In Russ.)
11. Kuzhakhmetova E.R. Raschetnoye proyektirovaniye karkasnogo zdaniya s uchetom obobshchennykh zhestkostey i nagruzok osnovaniya i fundamenta (chast' 1) [Computational design of a frame building taking into account generalized rigidities and loads of the base and foundation (part 1)] Vestnik BGTU im. V.G. Shukhova, 2019, No. 12, pp.34–46. (In Russ.)
12. Kuzhakhmetova E.R., Sutyryn V.I. Calculation of the pile foundation using the structuring method. AIP Conf. Proceedings of the international conference on engineering research and application 2023, vol. 2936 (1) paper 040001. <https://doi.org/10.1063/5.0179542>.
13. Guyan R.J. Reduction of Stiffness and Mass Matrices. AIAA Journal, 1965, vol. 3, Iss: 2, pp. 380–381. <http://dx.doi.org/10.2514/3.2874>
14. Irons B. Structural eigenvalue problems: elimination of unwanted variables. AIAA Journal, 1965, vol. 3, pp. 961. <https://doi.org/10.2514/3.3027>.
15. Zenkevich O.K. Metod konechnykh elementov v tekhnike [Finite element method in technology]. M., ed.: "Mir", 1975. (In Russ.)
16. Argiris J.H. Energy theorems and structural analysis // Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 1954, Vol. 26(1), pp. 347–356; No. 11, pp. 383–394; No. 12, pp. 410–422; 1955. vol. 27(2), pp. 42–58; No. 3, pp. 80–94, pp.125–134.
17. Voronenok E.A., Sochinsky S.V. Sochinsky S.V. Varianty matrichnoy progonki dlya resheniya zadach stroitel'noy mekhaniki metodom konechnykh elementov [Variants of matrix sweeping for solving problems of structural mechanics using the finite element method] Prikladnaya mekhanika, 1980, vol. XI, No. 3, pp. 93–98. (In Russ.)
18. Voronenok E.Ya., Paliy O.M., Sochinsky S.V. Redutsirovannyye elementy v raschetakh prochnosti i vibratsii sudov [Sochinsky S.V. Reduced elements in calculations of strength and vibration of ships] Sudostroyeniye, 1984, No. 11, pp. 9–13. (In Russ.)

19. Sapozhnikov A.I. Metod konturnykh i raschetnykh toчек pri raschetakh soyedineniy [Method of contour and design points when calculating connections] Stroitel'naya mekhanika i raschet sooruzheniy, 1980, No. 5, pp. 59–61. (In Russ.)
20. Sapozhnikov A.I. Primeneniye metodov konturnykh i raschetnykh toчек dlya analiza napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya tsilindricheskikh rezervuarov [Primeneniye metodov konturnykh i raschetnykh toчек dlya analiza napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya tsilindricheskikh rezervuarov] Izvestiya vuzov. Stroitel'stvo i arkhitektura, 1988, No. 11, pp. 29–34. (In Russ.)
21. Sutyurin V.I. Ekonomichnyye metody resheniya konechno-elementnykh sistem, modeliruyushchikh slozhnyye konstruktssii [Economical methods for solving finite element systems that model complex structures] Izvestiya vuzov. Mashinostroyeniye, 2000, No. 5–6, pp. 47–51. (In Russ.)
22. Sutyurin V.I. Vozmozhnosti povysheniya effektivnosti metoda konechnykh elementov pri proyektirovanii korpusnykh konstruktssii [Possibilities for increasing the efficiency of the finite element method in the design of hull structures] Sudostroyeniye, 2003, No. 6, pp. 9–13. (In Russ.)
23. Sutyurin V.I. Kontseptsiya podsistemy inzhenernogo analiza SAPR sudovogo korpusa // Sudostroyeniye [Concept of the ship hull CAD engineering analysis subsystem] Sudostroyeniye, 2005, No. 3, pp. 50–54. (In Russ.)
24. Kuzhakhmetova E.R., Sutyurin V.I. Vliyaniye gruntovogo osnovaniya na napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye bol'sheproletnogo zdaniya s tsilindro-plitnym pokrytiyem [Influence of the soil base on the stress-strain state of a large-span building with a cylinder-and-slab roof] Structural Mechanics of Engineering Constructions and Buildings, 2022, No. 18(5), pp 444–457. (In Russ.) <http://doi.org/10.22363/1815-5235-2022-18-5-444-45>
25. Kuzhakhmetova E.R., Sutyurin V.I. Modal'nyy analiz bol'sheproletnogo zdaniya s raznymi granichnymi usloviyam [Modal analysis of a large-span building with different boundary conditions] Structural Mechanics of Engineering Constructions and Buildings, 2023, No. 19(1), pp 17–34. (In Russ.) <http://doi.org/10.22363/1815-5235-2023-19-1-17-34>.

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

Сутырин Валерий Игоревич, доктор технических наук, доцент, профессор ОНК «Институт высоких технологий», Балтийский федеральный университет имени Иммануила Канта, 236041, Калининград, ул. Александра Невского, 14; e-mail: vsutyurin@mail.ru

Valerii I. Sutyurin, Dr. Sci. (Eng.), Assistant professor, Professor of Institute of High Technologies, Immanuel Kant Baltic Federal University; Alexander Nevsky.14, Kaliningrad, 236041, Russian Federation, e-mail: vsutyurin@mail.ru

Кужахметова Эльвира Рафаэлевна, главный специалист, КТБ Группа компаний, «КТБ «Железобетон», 109428, Москва, ул. 2-я Институтская, д.6, стр.64, e-mail: elja_09@bk.ru

Elvira R. Kuzhakhmetova, Chief Specialist, KTB Beton Group, 2nd Institutsкая, 6, building 64, Moscow, Russian Federation, 109428, e-mail: elja_09@bk.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 12.03.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 16.05.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 08.06.2024.



**Научный журнал ВАК и WEB of SCIENCE
«МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ»**

ISSN 2588-0233, ISSN № 2073-7173
190121 г. Санкт-Петербург, ул. Лоцманская д.3
e-mail: mit-journal@mail.ru http://morintex.ru

**ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ АВТОРОВ
НАУЧНОГО ЖУРНАЛА
"МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"**

Для публикации статьи необходимо представление перечисленных ниже документов:

1. Сопроводительное письмо авторов
2. Электронная версия статьи в WORD и PDF, подготовленная в соответствии с требованиями к оформлению статей – публичная оферта и инструкция размещены на сайте **www.morintex.ru**
3. Акт экспертизы на открытую публикацию (при необходимости)
4. Лицензионный договор и акт к нему от каждого из авторов
5. Рубрикатор в WORD.

Перечисленные документы (кроме акта экспертизы) должны быть переданы в редакцию по электронной почте по адресу **mit-journal@mail.ru** (поэтому же адресу осуществляется текущая переписка с редакцией).

Инструкция по оформлению статьи и другие документы можно скачать с нашего сайта <http://morintex.ru> из раздела «для авторов».

На страницах журнала публикуются НОВЫЕ научные разработки, новые результаты исследований, новые методы, методики и технологии в области кораблестроения, информатики, вычислительной техники и управления. Это является основным требованием к статьям.

Каждая статья, принятая редколлегией для рассмотрения, проходит также внутреннюю процедуру рецензирования. По результатам рецензирования статья может быть либо отклонена, либо отослана автору на доработку, либо принята к публикации. Рецензентом должен быть специалист по профилю статьи с ученой степенью не ниже кандидата наук.

Редколлегия не вступает с авторами в обсуждение соответствия их статей тематике журнала.

Плата с аспиранта в случае, если он является единственным автором, за публикацию статьи не взимается.

Стоимость публикации 19500 рублей по выставяемому по запросу счету.

Авторы несут ответственность за содержание статьи и за сам факт ее публикации. Редакция журнала не несет ответственности за возможный ущерб, вызванный публикацией статьи. Если публикация статьи повлекла нарушение чьих-либо прав или общепринятых норм научной этики, то редакция журнала вправе изъять опубликованную статью.

**Главный редактор научного журнала
"МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ"**

д.т.н. проф. Никитин Н.В.

Есть на складе издательства НИЦ МОРИНТЕХ

Гайкович А.И. Основы теории проектирования сложных технических систем, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2001, 432 стр.

Монография посвящена проблеме проектирования больших разнокомпонентных технических систем. Изложение ведется с позиций системного анализа и достижений прикладной математики и информатики.

Есть в продаже: **цена 420 руб. + пересылка**

Караев Р.Н., Разуваев В.Н., Фрумен А.И., Техника и технология подводного обслуживания морских нефтегазовых сооружений. Учебник для вузов, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2012, 352 стр.

В книге исследуется роль подводно-технического обслуживания в освоении морских нефтегазовых месторождений. Приводится классификация подводного инженерно-технического обслуживания морских нефтепромыслов по видам работ.

Изложены основные принципы формирования комплексной системы подводно-технического обслуживания морских нефтепромыслов, включающей использование водолазной техники, глубоководных водолазных комплексов и подводных аппаратов.

Есть в продаже: **цена 1500 руб. + пересылка**

Шауб П.А. Качка поврежденного корабля в условиях морского волнения, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2013, 144 стр.

Монография посвящена исследованию параметров бортовой качки поврежденного корабля, судна с частично затопленными отсеками в условиях морского волнения. Выведена система дифференциальных уравнений качки поврежденного корабля с учетом нелинейности диаграммы статической остойчивости, начального угла крена, затопленных отсеков III категории.

Книга предназначена для специалистов в области теории корабля, а также может быть полезной для аспирантов, инженеров и проектировщиков, работающих в судостроительной области, занимающихся эксплуатацией корабля, судна.

Есть в продаже: **цена 350 руб. + пересылка**

Гидродинамика малопогруженных движителей: Сборник статей, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2013, 224 стр.

В сборнике излагаются результаты исследований гидродинамических характеристик частично погруженных гребных винтов и экспериментальные данные, полученные в кавитационном бассейне ЦНИИ им. академика А. Н. Крылова в 1967–2004 гг. его эксплуатации при отработке методик проведения испытаний на штатных установках.

Есть в продаже: **цена 250 руб. + пересылка**

Гайкович А.И. Теория проектирования водоизмещающих кораблей и судов т. 1, 2, СПб., НИЦ МОРИНТЕХ, 2014

Монография посвящена теории проектирования водоизмещающих кораблей и судов традиционной гидродинамической схемы. Методологической основой излагаемой теории являются системный анализ и математическое программирование (оптимизация).

Есть в продаже: **цена 2-х т. 2700 рублей + пересылка**

Скороходов Д.А., Турусов С.Н. Теория систем автоматического управления техническими средствами кораблей. Курс лекций – СПб.: НИЦ «Моринтех», 2022. 300 стр.

В курсе лекций рассматриваются основные вопросы теории систем автоматического управления линейных, нелинейных, импульсных, цифровых, адаптивных и оптимальных, основанный на дифференциальных уравнениях и передаточных функциях, способствующих физическому пониманию процессов, происходящих в системах автоматического управления, для дальнейшего усвоения особенностей применения матричных уравнений для исследования устойчивости и качества современных цифровых систем автоматического управления.

Есть в продаже: **цена 1800 руб. + пересылка**