

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

1001101001101111001100100011000101001110100100011000110101011110 ISSN 2588-0233 (on line)
 010001101100000110110110001010010011101001110011010011101001101010 ISSN 2073-7173 (print)
 11001011110001001100001101101110111010001001101001110010001010010101000110101110100001
 01010001101110100100010011101100001011001110101001110100110001010101101010010011001110
 11010110000101011110100101001101101010110001011010101101001010011101010101101001101001
 10011010011011111001100100011000101001110100100011000110101011110100001001001010010011
 01000110110000011011011000101001001110100111001101001110100110101000011101100111001010
 11001011110001001100001101101110111010001001101001110010001010010101000110101110100001
 01010001101110100100010011101100001011001110101001110100110001010101 № 4 часть 3 2024
 11010110000101011110100101001101101010110001011010001100001010011101 № 4 part 3 2024



ТРУДЫ
 НИЖЕГОРОДСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНИЧЕСКОГО
 УНИВЕРСИТЕТА им Р.Е. АЛЕКСЕЕВА

01000110110000011011011000101001001110100111001101001110100110101000011101100111001010
 110010111100010011000011011011101110100010011101001110010001010010101000110101110100001
 01010001101110100100010011101100001011001110101001110100110001010101101010010011001110
 110101100001010111101001010011011010101100010110101011010010100111010101 101001
 10011010011011111001100100011000101001110100101011000110101011110101101 1010
 01000110110000011011011000101001001110100111001101001110100110101000010 011





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

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Научный журнал № 4 часть 3 2024 Сквозной номер 66

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 № 4 part 3 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
- **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
- **Елена Борисовна Амбросовская**, кандидат технических наук, доцент Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет “ЛЭТИ” В.И. Ульянова (Ленина)
- **Сергей Павлович Столяров**, к.т.н., доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Кирилл Дмитриевич Овчинников**, кандидат технических наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Анатолий Владимирович Алексеев**, доктор технических наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
- **Юрий Витальевич Галышев**, доктор технических наук, профессор, Высшая школа энергетического машиностроения Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
- **Александр Викторович Кириченко**, доктор технических наук, профессор, ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова
- **Иван Борисович Друзь**, доктор технических наук, профессор, Морской государственный университет имени адмирала Г.И. Невельского
- **Павел Александрович Бимбереков**, доктор технических наук, доцент, Сибирский государственный университет водного транспорта
- **Малыгин Игорь Геннадьевич**, доктор технических наук, профессор, Институт проблем транспорта им. Н.С. Соломенко Российской академии наук
- **Александр Алексеевич Таранцев**, доктор технических наук, профессор, Институт проблем транспорта имени Н.С. Соломенко
- **Алексей Леонидович Стариченков**, доктор технических наук, professor, Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ»
- **Виктор Михайлович Козин**, доктор технических наук, профессор, Хабаровский Федеральный исследовательский центр Дальневосточного отделения Российской академии наук
- **Юрий Евгеньевич Ежов**, кандидат технических наук, доцент, Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова
- **Егор Юрьевич Чебан**, доктор технических наук, доцент, Волжский государственный университет водного транспорта
- **Владимир Николаевич Стаценко**, доктор технических наук, профессор, Дальневосточный федеральный университет
- **Михаил Вячеславович Хачумов**, кандидат физико-математических наук, Институт программных систем им. А.К. Айламазяна РАН
- **Степан Юрьевич Маламанов**, доктор физико-математических наук, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова
- **Сергей Алексеевич Огай**, доктор технических наук, доцент, Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского

**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
- **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
- **Elena B. Ambrosovskaya**, Ph.D. (Eng), Associate Professor St. Petersburg State Electrotechnical University (LETI)
- **Sergei P. Stoljarov**, Ph.D. (Eng), Associate professor, State marine technical university of Saint-Petersburg
- **Kirill D. Ovchinnikov**, Ph.D. (Eng), Associate professor, St. Petersburg state marine *technical* University
- **Anatolii V. Alekseev**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg state marine technical Universit
- **Iurii V. Galyshev**, Dr. Sci. (Eng.), Professor,) Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University
- **Aleksandr V. Kirichenko**, Dr. Sci. (Eng), professor, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping
- **Ivan B. Druz**, Dr. Sci. (Eng.), professor, Maritime State University named after admiral G.I. Nevelskoy
- **Pavel A. Bimberekov**, Dr. Sci. (Eng.), Assistant professor, Siberian state University of water transport
- **Igor G. Malygin**, Dr. Sci. (Eng), Professor, Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Sciences
- **Alexander A. Tarantsev**, Dr. Sci. (Eng), professor, Solomenko Institute of Transport Problems of the Russian Academy of Science
- **Alexey L. Starichenkov**, Dr. Sci. (Eng), professor, Saint Petersburg Electrotechnical University "LETI"
- **Viktor M. Kozin**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Khabarovsk Federal Research Center of the Far Eastern Branch of the Russian Academy of Sciences
- **IUrii E. Ezhov**, Ph.D. (Eng), associate professor, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping
- **Egor Yu. Cheban**, Dr. Sci. (Eng), assistant professor, Volga State University of Water Transport
- **Vladimir N. Statsenko**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Far Eastern Federal University
- **Mikhail V. Khachumov**, Ph.D. (Phys & Math), Ailamazyan Program Systems Institute of Russian Academy of Sciences
- **Stepan Y. Malamanov**, Dr. Sci. (Phys & Math.), Professor, Baltic State Technical University "VOENMEH" named after Ustinova
- **Sergei A. Ogai**, Dr. Sci. (Eng), associate professor, Maritime state university named Admiral Nevelskoi



Труды
Нижегородского государственного технического
университета им. Р.Е. Алексеева

СОДЕРЖАНИЕ	стр.
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СУДОВ	
Хрунков С.Н., Локтев А.В., Варсеев Д.Н., Крайнов А.А., Титов В.Г. Интеграция судостроительных предприятий при постройке морских нефтегазовых сооружений.....	10
Февральских А.В., Ваганов А.Б., Савинов В.Н., Орлов Ю.Ф. Оценка преимуществ эксплуатации экранопланов в транспортной системе Северного морского пути по результатам математического моделирования.....	18
Двойченко Ю.А. Проблемы и перспективы ледокольных платформ на воздушной подушке.....	25
Грамузов Е.М., Калинина Н.В., Блинов К.Д., Куркин А.А. Использование энергетического подхода для расчетного метода ледового сопротивления с использованием данных модельных испытаний в пресном льду.....	34
ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА	
Уваров А.И. Длинные волны формы потери устойчивости сжатой цилиндрической оболочки в решении Тимошенко – Лоренца.....	44
Уваров А.И. Аналитическое определение критической нагрузки сжатого тонкостенного швеллера при потере устойчивости искажением формы поперечного сечения.....	53
СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)	
Хрунков С.Н., Савинов В.Н., Кузьмин Н.А., Титов В.Г., Крайнов А.А. О движении двухфазной среды в проточной части морского газотурбинного двигателя.....	61
КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ	
Дарьенков А.Б., Желонкин М.В., Куркин А.А., Плехов А.С. Экспериментальные исследования электрических и механических процессов взаимодействия макета плавучей волновой электростанции с неоднородным волновым потоком с использованием разработанной физической и численной CFD модели.....	68
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ	
Молев Ю.И., Аникин А.А., Кулепов В.Ф., Манянин С.Е. Математическое моделирование движения спасательного средства, оснащённого роторно-винтовым движителем, по заснеженному льду.....	80

CONTENTS	page
DESIGN AND CONSTRUCTION OF SHIPS	
Sergey N. Khrunkov, Aleksandr V. Loktev, Dmitrii N. Varseev, Artem A. Krainov, Vladimir G. Titov Integration of shipbuilding enterprises in the construction of offshore oil and gas facilities.....	10
Andrew V. Fevral'skikh, Alexander B. Vaganov, Vladimir N. Savinov, Yuri F. Orlov Analysis of advantages of using ekranoplanes in the transport system of the Northern Sea route based on mathematical modelling.....	18
Yuri A. Dvoichenko Problems and prospects of icebreaking platforms on an air cushion.....	25
Evgeniy M. Gramuzov, Nadezhda V. Kalinina, Kirill D. Blinov, Andrey A. Kurkin The use of an energy approach for the calculation method of ice resistance using model test data in fresh ice.....	34
THEORY OF SHIP AND STRUCTURAL MECHANICS	
Andrey I. Uvarov Long waves of the form of loss of stability of a compressed cylindrical shell in the Timoshenko-Lorentz solution.....	44
Andrei I. Uvarov Analytical determination of the critical load of a compressed thin-walled channel rod with loss of stability by distortion of the cross-section shape.....	53
SHIP POWER PLANTS AND THEIR ELEMENTS (MAIN AND AUXILIARY)	
Sergei N. Khrunkov, Vladimir N. Savinov, Nikolai A. Kuzmin, Vladimir G. Titov, Artem A. Krainov About the bi-phase flow motion in the flow section of the marine gas turbine engines.....	61
COMPUTER MODELING AND DESIGN AUTOMATION	
Andrey B. Dar'yenkov, Maxim V. Zhelonkin, Andrey A. Kurkin, Alexander S. Plekhov Experimental studies of electrical and mechanical processes of interaction between a floating wave power plant model and a non-uniform wave flow using the developed physical and numerical CFD model.....	68
MATHEMATICAL MODELLING AND NUMERICAL PROCEDURES	
Yuri I. Molev, Alexei A. Anikin, Viktor F. Kulepov, Sergey E. Manyanin Mathematical modeling of the movement of a rescue vehicle equipped with a rotary-screw mover on snow-covered ice.....	80

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СУДОВ DESIGN AND CONSTRUCTION OF SHIPS

Научная статья

УДК 622.242.4

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.045>

Интеграция судостроительных предприятий при постройке морских нефтегазовых сооружений

Хрунков С.Н.¹ khrunkov@nntu.ru, Локтев А.В.¹ proff.loktev@yandex.ru, Варсеев Д.Н.¹ varseev.dn@nntu.ru,
Крайнов А.А.¹ art.kr-91@mail.ru, Титов В.Г.¹ epa@nntu.ru

¹Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Аннотация. В статье рассмотрена возможность интеграции неспециализированных судостроительных предприятий при строительстве крупных морских нефтегазовых сооружений на Арктическом шельфе. Делается акцент на необходимость задействовать предприятия, расположенные во внутренних регионах Российской Федерации особенно таких как завод «Красное Сормово», обладающие мощнейшими производственными возможностями и опытом строительства сложных технических сооружений, в том числе подводной техники. При этом общая сборка может быть целесообразна на предприятиях Мурманской и Архангельской областей вблизи к району эксплуатации. Разбивку этих сооружений на крупные блок-модули увязывать с возможностями транспортировки с внутренних заводов на специальных технологических транспортно-монтажных судах по внутренним водным путям. Предлагаемая схема особенно целесообразна на период строительства специализированных сборочных предприятий в северных регионах страны. Только такая схема даст возможность быстро насытить необходимым количеством сооружений для Арктического шельфа.

Ключевые слова: морская буровая установка, самоподъемная плавучая буровая установка, полупогружная плавучая буровая установка, океанотехника, Арктический регион, «Красное Сормово», транспортно-монтажное судно, буровой комплекс, внутренние водные пути.

Для цитирования: Хрунков С.Н., Локтев А.В., Варсеев Д.Н., Крайнов А.А., Титов В.Г. Интеграция судостроительных предприятий при постройке морских нефтегазовых сооружений, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 4 часть 3, С. 10—17. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.045

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.045>

Integration of shipbuilding enterprises in the construction of offshore oil and gas facilities

Sergey N. Khrunkov¹ khrunkov@nntu.ru, Aleksandr V. Loktev¹ proff.loktev@yandex.ru,
Dmitrii N. Varseev¹ varseev.dn@nntu.ru, Artem A. Krainov¹ art.kr-91@mail.ru, Vladimir G. Titov¹ epa@nntu.ru

¹R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, Nizhny Novgorod, Russian Federation

Abstract. The article considers the possibility of integrating non-specialized shipbuilding enterprises in the construction of large offshore oil and gas facilities on the Arctic shelf. The emphasis is placed on the need to involve enterprises located in the inner regions of the Russian Federation, especially such as the Krasnoe Sormovo plant, which have the most powerful production capabilities and experience in the construction of complex technical structures, including underwater equipment. At the same time, a general assembly may be advisable at enterprises in the Murmansk and Arkhangelsk regions close to the area of operation. The breakdown of these structures into large block modules should be linked to the possibilities of transportation from domestic plants on special technological transport and installation vessels along inland waterways. The proposed scheme is especially appropriate for the period of construction of specialized assembly plants in the northern regions of the country. Only such a scheme will make it possible to quickly saturate the necessary number of structures for the Arctic shelf.

Key words: offshore drilling rig, self-lifting floating drilling rig, semi-submersible floating drilling rig, ocean engineering, Arctic region, Krasnoe Sormovo, transport and installation vessel, drilling complex, inland waterways.

For citation: Sergey N. Khrunkov, Aleksandr V. Loktev, Dmitrii N. Varseev, Artem A. Krainov, Vladimir G. Titov, Integration of shipbuilding enterprises in the construction of offshore oil and gas facilities, Marine intellectual technologies. 2024. № 4 part 3, P. 10—17. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.045

Успешное выполнение планов по освоению и добыче углеводородов на континентальном шельфе требует полное использовать возможности предприятий судостроительного комплекса. Естественным является строительство морских буровых установок (МБУ) на предприятиях,

расположенных ближе к зонам эксплуатации. В настоящее время только Каспийский регион имеет предприятия, специализированные в своё время на постройку полупогружных буровых установок (ППБУ) и самоподъемных буровых установок (СПБУ) и стационарных буровых установок (СБУ). Сложнее

проблема для арктического шельфа: работы по созданию необходимых специализированных мощных предприятий ещё ведутся. Поэтому для этих целей задействуются предприятия г. Северодвинска.

Для быстрого насыщения арктического шельфа было бы целесообразно использовать накопленный судостроительным комплексом опыт строительства таких сооружений крупноблочным методом постройки. Смысл которого заключается в том, что группа судостроительных предприятий изготавливает крупные блоки и транспортирует по водным путям на предприятие общей сборки. Эта схема нередко задействовалась, когда необходимо было дополнительно к запланированным судам построить в короткий срок сложный объект.

Характерным примером такой схемы организации является технология и организация строительства универсального кранового судна пр. 16680 г/п 2500 тонн. Проект крана был разработан ЦКБ «Коралл» в период бурного роста работ по освоению шельфа. Общий вид судна приведён на рис. 1.

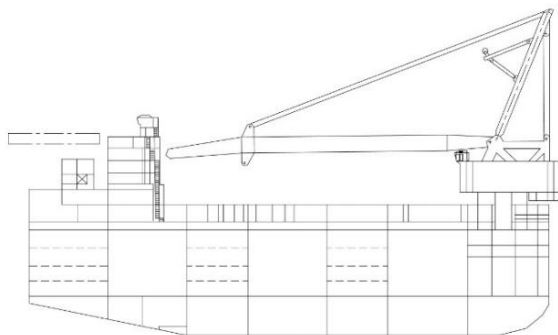


Рис. 1. Общий вид кранового судна пр. 16680

Тип кранового судна – плавучее, морское, самоходное с полноповоротным краном. Назначение судна – строительство глубоководных стационарных буровых установок. Судно состоит из двух параллельно расположенных понтонов, соединённых между собой системой пространственных связей и раскосов. На понтонах располагается восемь стабилизирующих колонн, на которые опирается верхний корпус (рабочая платформа). На рабочей платформе расположены блок рубки, верхнее строение, крановая часть и другие конструкции.

Габаритные размеры судна:

- длина 150 м;
- ширина 70 м;
- высота 84 м;
- водоизмещение 35500/60100 т.

Нижние корпуса (понтон) соединены трубчатыми связями диаметром более 2,0 метров. Мощность главной энергетической установки 12000 кВт и состоит из шести дизель-генераторов. Крановая часть представляет собой полноповоротный кран с прямой стрелой и механизмом изменения вылета.

Исходя из сложившейся ситуации на судостроительных предприятиях было принято решение задействовать в строительстве судна четыре предприятия, расположенных в удалённых друг от друга регионах. Этими предприятиями были: Астраханское судостроительное производственное объединение (АСПО), Выборгский судостроительный завод (ВСЗ), Николаевский судостроительный завод «Океан», Севастопольский морской завод (СМЗ).

Разработанная схема разбивки судна на блоки и строительные районы приведена на рис. 2.

Укрупнённая схема распределения работ между этими предприятиями заключалась в следующем.

АСПО изготавливает с полным насыщением оборудованием и трубопроводами часть вспомогательных и жилых блоков и готовит их к транспортировке на завод «Океан».

ВСЗ изготавливает с полным насыщением оборудованием, трубопроводами, механизмами и устройствами правый и левый нижние корпуса и блоки машинного отделения. Готовит изготовленные блоки к перегону в Николаев на завод «Океан».

Николаевский судостроительный завод «Океан» изготавливает стабилизирующие колонны, часть жилых блоков и рубку и формирует корпус судна из блоков, поставленных с других предприятий. Готовит крановое судно к перегону на Севастопольский морской завод.

Севастопольский морской завод изготавливает и производит монтаж блоков и узлов самого крана, а также якорной лебёдки и систем позиционирования. Проводит приёмо-сдаточные испытания и сдаёт судно заказчику.

Этот проект планировалось реализовать в начале девяностых годов, но ситуация в промышленности не позволила это осуществить.

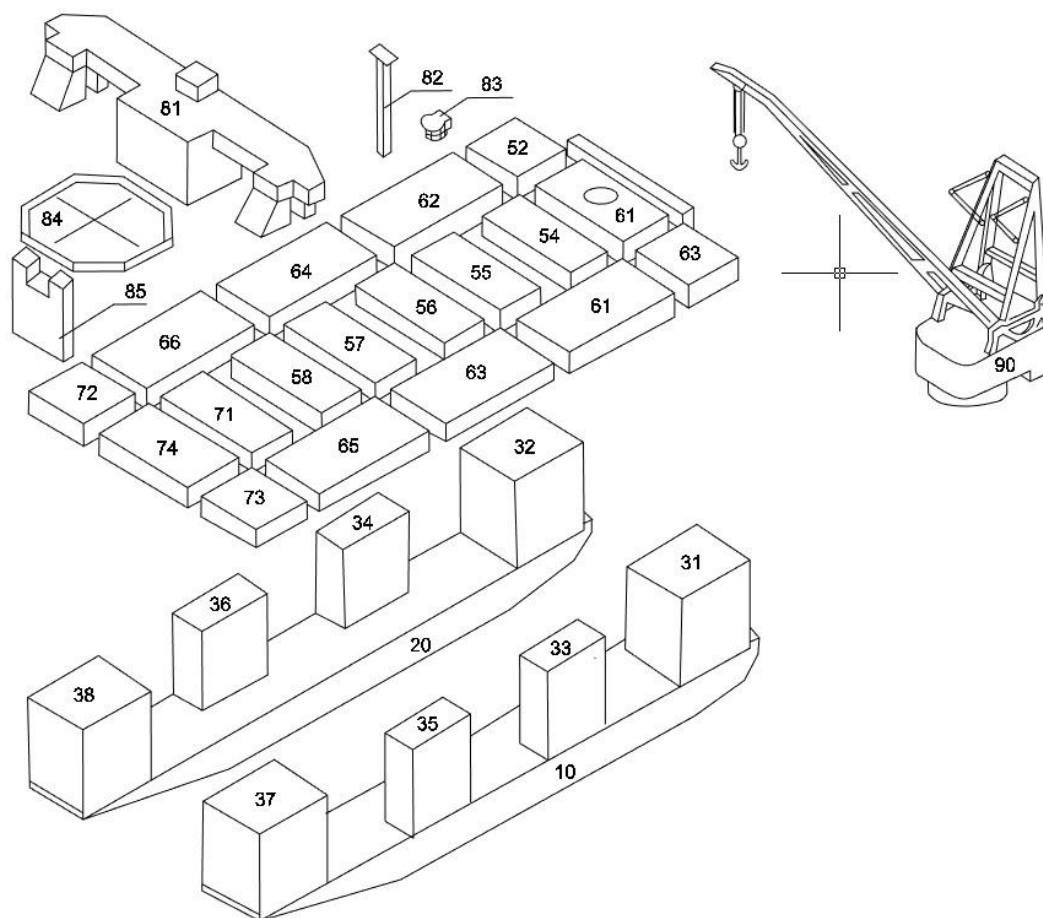


Рис. 2. Схема разбивки на строительные районы и блоки кранового судна пр. 16680:

10 – правый понтон, 20 – левый понтон, 30 – стабилизирующие колонны, 40 – вспомогательный (раскосы), 50 – подкрановый – вспомогательный, 60 – жилой комплекс, 70 – энергетический комплекс, 80 – рубки и внеблочные конструкции, 90 – кран

Спад производства отразился на судостроительных предприятиях по-разному. Для завода «Красное Сормово» существенную негативную роль сыграло прекращение постройки подводных кораблей и другой специальной техники. Созданные под эту продукцию уникальное производство, включающее развитое судовое машиностроение, подразделения по изготовлению и монтажу гидрогазовых систем высокого давления и автоматики, уникальные комплексы для контроля и испытаний выпускаемых изделий и продукции могут в полной мере использоваться только при постройке самых сложных объектов морской техники. Такими объектами являются морские нефтегазовые сооружения (морские буровые установки).

Ещё в 1965 году завод построил уникальное двухкорпусное морское самоходное транспортно-монтажное судно с краном грузоподъёмностью 250 т. Оно предназначалось для строительства и перевозки буровых установок на Каспийском море. В 2005 году завод «Красное Сормово» участвовал в постройке двухкорпусного монтажного судна для морских буровых установок совместно с Астраханским судостроительным заводом. То есть специфика постройки морских сооружений для работ на шельфе для завода была известна.

Поэтому вполне естественным было участие завода «Красное Сормово» в начале века в международном тендере на постройку морских буровых установок для Каспийского региона.

Сложность транспортировки таких сооружений к месту эксплуатации диктует сборку их производить как можно ближе к месту будущей эксплуатации. Такие конструктивно-технологические особенности морских буровых установок (МБУ) требуют тщательной проработки всей технологической схемы их постройки. И такая работа по разработке технологии и организации постройки полупогружных (ППБУ), самоподъёмных (СПБУ) и стационарных буровых установок (СБУ) была проведена с привлечением специалистов НИИ Технологии судостроения.

В результате технико-экономического анализа ситуации была разработана следующая схема организации постройки. За основу был принят блочный метод постройки. Основным ограничительным условием разбивки на блоки было то, что при транспортировке по водным путям габариты сборочных единиц не должны превышать по ширине 27 м и по высоте 13,5 м. Поэтому общая сборка буровых установок предусматривалась на сдаточной базе в дельте р. Волга (судостроительно-судоремонтный завод). Для каждого типа буровой

установки разрабатывалась схема разбивки всего сооружения на сборочные единицы и способы их транспортировки к месту общей сборки.

Для ППБУ, основные характеристики которых следующие:

- Длина 92 м;
- Ширина 61 м;
- Водоизмещение 17020 т;
- Осадка при буксировке 5,8 м.

Общая схема постройки включает в себя следующее.

На стадии проектирования ППБУ была разбита на укрепленные блоки (Рис. 3 и 4):

- Понтоны нижнего строения со смонтированными стабилизирующими колоннами;
- Укрупненные супер-модули верхнего строения;
- Подвышечный портал;
- Вертолетная площадка и др.

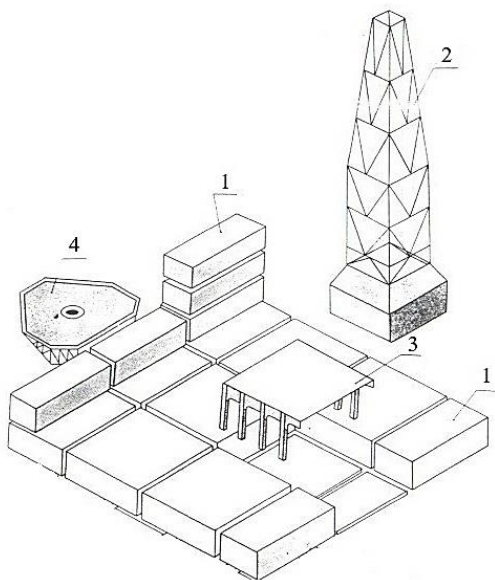


Рис. 3. Разбивка конструкций ППБУ на сборочно-монтажные единицы (верхняя часть):

- 1 – блок-модули верхнего строения; 2 – буровая вышка; 3 – подвышечный портал; 4 – вертолётная площадка

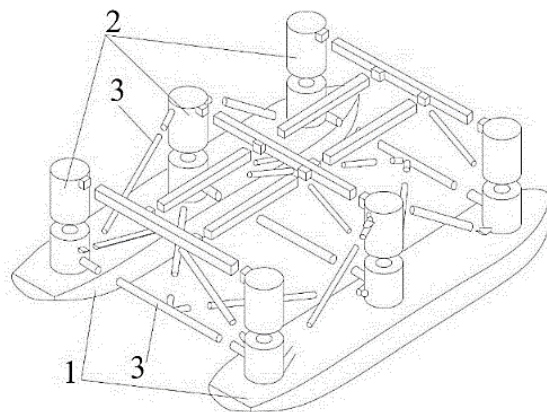


Рис. 4. Разбивка конструкций ППБУ на сборочно-монтажные единицы (нижняя часть):

- 1 – нижние понтоны; 2 – стабилизирующие колонны; 3 – трубчатые связи

Из всех сборочных единиц перечня только нижние понтоны являются водоизмещающими плавучими конструкциями с габаритами (длина 92 м, ширина 15 м, масса 520 т). Эти конструкции могут быть спущены на воду через трансбордер и буксироваться к точке формирования ППБУ без применения специальных средств. Прочие конструкции буровой установки требуют применение специального транспортно-технологического средства для обеспечения спуска и транспортировки в зону формирования буровой установки. Аналогичные проблемы необходимо было решать для обеспечения постройки самоподъемной буровой установки, имеющей следующие характеристики:

- длина 124 м,
- ширина 69 м,
- водоизмещение 15000 т,
- осадка при буксировке 4,5 м.

Укрупненный перечень сборочно-монтажных единиц (СМЕ) для окончательного формирования буровой установки на акватории достроечной базы включал в себя: понтоны, корпус, ауригеры опорно-подъемного устройства, секции опорных колонн, блоки жилого комплекса, подвышенный портал и др. (рис. 5).

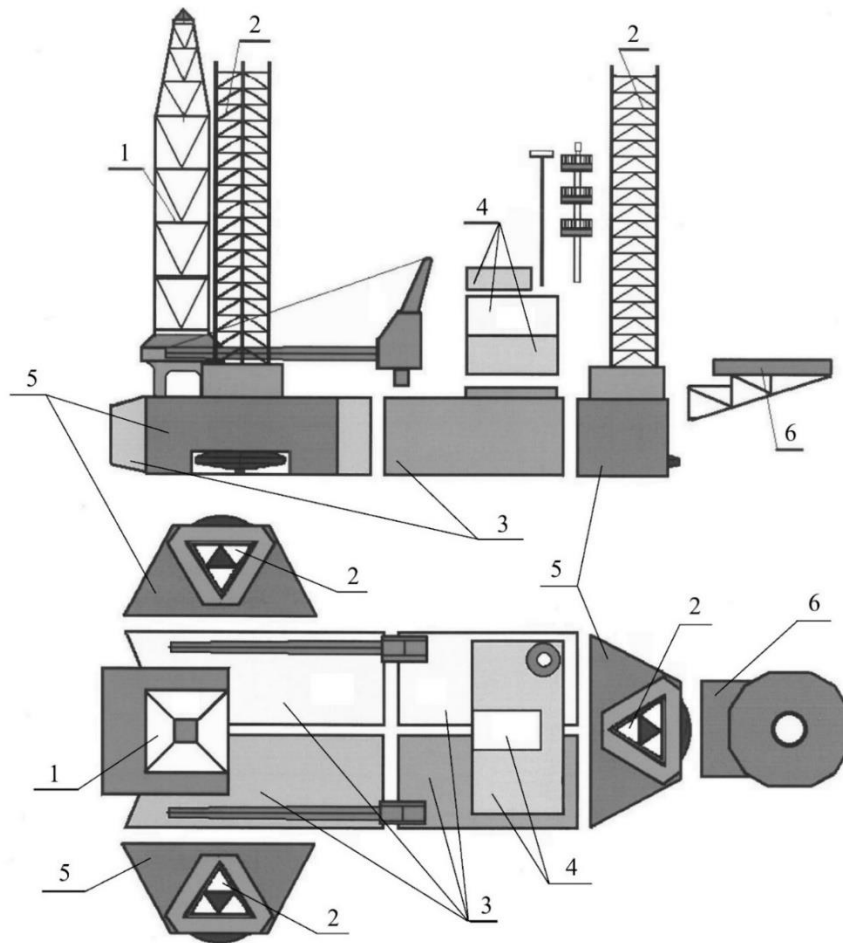


Рис. 5. Схема разбивки СПБУ на блоки (обозначены только основные блоки):
1 – буровая вышка; 2 – опорные колонны; 3 – блоки корпуса; 4 – блоки надстройки; 5 – аутригеры;
6 – посадочная площадка

Из всех СМЕ только блоки корпуса являются плавучими, остальные требуют применения специального транспортно-технологического плавсредства. Кроме этого, требуется разработка специальной технологии погрузки этих СМЕ на плавсредство.

Анализ вопросов постройки и транспортировки СМЕ показал, что основной проблемой является погрузка неплавучих СМЕ на специальное транспортное судно. Первоначальный вариант решения этой проблемы заключается в следующем. Блоки буровой установки в цехе или на стапеле должны собираться на высоте порядка 4,5 м (рис.6).

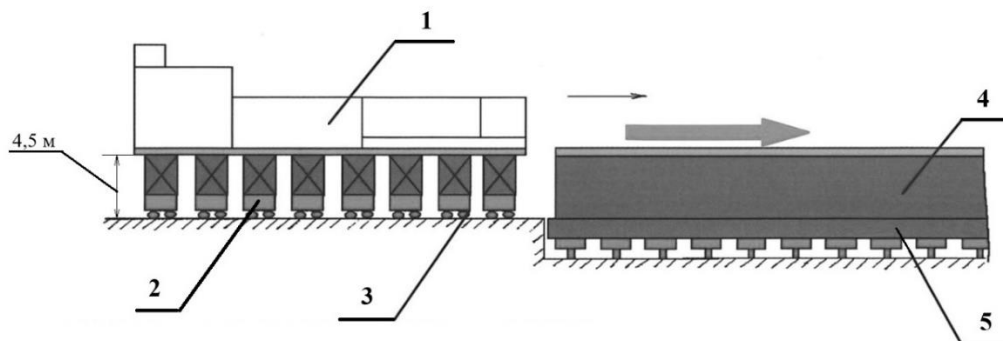


Рис. 6. Вариант погрузки на транспортно-монтажное судно неплавучих СМЕ, собираемых на высоте 4,5 м:
1 – супермодуль; 2 – специальные стапельные опоры; 3 – построечный опорно-перегрузочный комплекс;
4 – транспортно-монтажное судно; 5 – трансбордер

Опорно-перегрузочный комплекс такой высоты усложняет проведение сборочно-сварочных,

проверочных работ и испытаний. Создание таких комплексов для построечных мест всех неплавучих

сборочно-монтажных единиц является весьма сложной и дорогостоящей задачей.

В связи с этим проблема спуска СМЕ буровых установок была решена следующим образом.

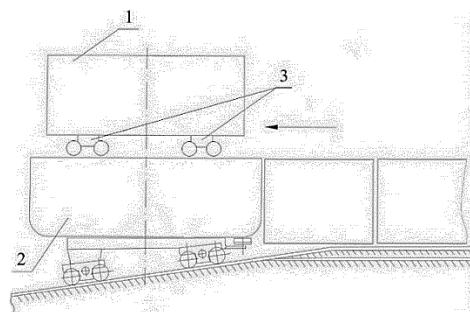


Рис. 7. Погрузка блок-модулей на транспортное судно на специальной горизонтальной площадке (вид сбоку):
1 – блок-модуль; 2 – транспортное судно; 3 – стапельные тележки

Разработанная схема погрузки СМЕ на транспортно-монтажное судно заключалась в следующем (рис. 7, 8). Собираемая СМЕ на стандартных стапельных тележках перемещается на трансбордере. После этого трансбордер перемещается до погрузочной площадки, и транспортируемая СМЕ с трансбордера «пересаживается» на стапельные тележки построечно-спускового комплекса. Затем производится пересадка СМЕ на стапельные тележки поперечных судовозных путей построечно-спускового комплекса. По поперечным судовозным путям, СМЕ перемещается на вторую нитку продольных судовозных путей спускового комплекса, в район установки транспортного судна. На второй нитке судовозных путей, СМЕ переводится на стапельные тележки продольных путей. Затем СМЕ на стапельных тележках перемещают на транспортное судно, поднятое трансбордером на наклонную часть слипа. Такая схема спуска на воду и транспортировки к месту монтажа буровых установок не требует изменения традиционной технологии и реконструкции зданий и сооружений предприятия.

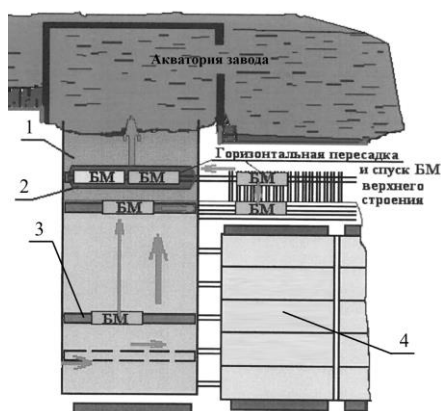


Рис. 8. Погрузка блок-модулей на транспортное судно на специальной горизонтальной площадке (вид сверху):
1 – уклон спускового устройства; 2 – транспортно-монтажное судно;
3 – трансбордер; 4 – судокорпусный цех

В рамках данного тендера необходимо было также разработать технологию и организацию постройки верхнего строения стационарных буровых платформ (ВС СБП) (нижние (опорные) основания должны были изготавливать специализированный завод в г. Баку).

Габаритные характеристики ВС СБП:

- длина 64м;
- ширина 66 м;
- высота 16,0 м;
- чистая масса 10960 т.

Разработанная технология предусматривает разбивку сооружения на шесть отдельных крупногабаритных блок-модулей (БМ) размерами 50,0х16,0х8,0 м, максимальной массой 1526 т и 25 автономных блоков. Изготавливаемые блоки как и для других типов буровых установок пересаживались на транспортно-монтажное судно и отправлялись к месту монтажа на стационарное нижнее основание.

Также с учетом минимизации дополнительных затрат решались и другие проблемы, связанные с особенностями постройки буровых установок.

Так при проектировании транспортного судна кроме прямых функций перевозки не плавучих конструкций, оно предусматривалось для обеспечения технологического процесса формирования буровых установок на плаву. В частности: для стыкования и монтажа на плаву модулей верхнего строения ППБУ транспортно-монтажное судно дополнительно к обычным судовым устройствам должно оборудоваться специальным электрооборудованием, насосными станциями, компрессорными установками и др.

Для максимального сокращения работ по монтажу буровых установок на плаву (в Астрахани) построечно-спусковой комплекс завода «Красное Сормово» должен был быть оборудован для предварительного стыкования СМЕ и проведения их испытаний. Это позволяло получать конструкции, изготовленные в «чистый размер», что сокращает трудоемкость постройки.

Проведение испытаний, на площадках построечно-спускового комплекса, большинства систем и устройств буровой установки, обеспечивалось автономностью и высокой степенью готовности спускаемых СМЕ.

Для обеспечения спусковых и монтажных операций с блоками буровых установок, была разработана схема дооборудования, существующих площадок около судокорпусного цеха, дополнительными судовозными путями для продольных и поперечных перемещений СМЕ. Чтобы не нарушать существующие схемы перемещений, модернизация предусматривала применение отдельных съемных (мобильных) конструкций спускового комплекса.

В целом разработанная технология и организация постройки МБУ на заводе «Красное Сормово», имея определённые особенности, является технически обоснованной за счёт больших технологических возможностей и опыта строительства сложных технологических комплексов.

Так как в настоящее время приоритетным направлением увеличения строительства МБУ являются северные регионы страны, то здесь по

нашему мнению целесообразным является следующее.

Для ускорения выпуска МБУ в северном исполнении целесообразно наряду со строительством новых производств больше

задействовать предприятия, находящиеся во внутренних регионах страны. А на предприятиях Архангельской и Мурманской областей производить общую сборку и введение их в эксплуатацию.

Литература

1. Амосова, Н.В., Бурение в Арктике в условиях санкций: в РФ разработаны технические решения и технологии / Н.В. Амосова, И.Л. Благовидова, А.С. Тетышникова – Москва, Вести газовой науки, 2023, №3, – 94-100 с.
2. Виноградов, А.Н., Инновационные факторы в освоении арктического шельфа и проблемы импортозамещения / А.Н. Виноградов [и др.] – Апатиты: Кольский научный центр РАН, 2019 – 80 с.
3. Петренко, В.Е., Направления развития технологий и оборудования для освоения морских лицензионных участков / В.Е. Петренко, М.Ф. Нуриев – Проектирование и разработка нефтегазовых месторождений, 2022, №4. – 12-19 с.
4. Локтев А.В., Технология строительства морских нефтегазовых сооружений / А.В. Локтев, Д.Н. Варсеев – Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2022.
5. Дружаев, С.З. Сборка корпуса и монтаж опорно-подъёмного устройства СПБУ в кооперации с а/о «Раута-Репол» / С.З. Дружаев, А.Е. Ковалев // Технология судостроения. 1990. №9. – 57 с.
6. Борисов, Р.В., Морские инженерные сооружения: Часть 1. Морские буровые установки / Р.В. Борисов, В.Г. Макаров [и др.]. – СПб.: Судостроение, 2003. – 235 с.
7. Лобаев, С.Ф., Формирование понтона самоподъёмной плавучей буровой установки / С.Ф. Лобаев [и др.] – Технология судостроения. 1990. №9. – 50 с.
8. Картамышев, П.И. Перспективные направления проектирования и строительства морских стационарных платформ / П.И. Картамышев [и др.] // Технология судостроения. 1990. №9. – 24 с.
9. Атаров, В.Т. Верхнее строение платформы для эксплуатационного бурения / В.Т. Атаров [и др.] // Технология судостроения. 1990. №2. – 27 с.
10. Кутняков, М.И. Формирование плавучих сооружений со стыкованием корпусов из отдельных частей на плаву / М.И. Кутняков [и др.] // Технология судостроения. 1988. №10. – 27 с

References

1. Amosova, N.V., Burenie v Arktike v usloviyakh sankcij: v RF razrabotany tekhnicheskie resheniya i tekhnologii [Drilling in the Arctic under sanctions: technical solutions and technologies have been developed in the Russian Federation]. N.V. Amosova, I.L. Blagovidova, A.S. Tetyshnikova – Moskva, Vesti gazovoj nauki, 2023, №3, – 94-100 s.
2. Vinogradov, A.N., Innovacionnye faktory v osvoenii arkticheskogo shel'fa i problemy importozameshcheniya [Innovative factors in the development of the Arctic shelf and the problems of import substitution]. A.N. Vinogradov [i dr.] – Apatity: Kol'skij nauchnyj centr RAN, 2019 – 80 s.
3. Petrenko, V.E., Napravleniya razvitiya tekhnologij i oborudovaniya dlya osvoeniya morskikh licenzionnykh uchastkov [Directions of development of technologies and equipment for the development of offshore license areas]. V.E. Petrenko, M.F. Nuriev – Proektirovanie i razrabotka neftegazovykh mestorozhdenij, 2022, №4. – 12-19 s.
4. Loktev A.V., Tekhnologiya stroitel'stva morskikh neftegazovykh sooruzhenij [Technology of construction of offshore oil and gas facilities]. A.V. Loktev, D.N. Varseev – Nizhnij Novgorod: NGTU im. R.E. Alekseeva, 2022.
5. Druzhaev, S.Z. Sborka korpusa i montazh oporno-pod'yomnogo ustrojstva SPBU v kooperacii s a/o «Rauta-Repola» [Assembly of the housing and installation of the support and lifting device of the SPBU in cooperation with the a/o "Rauta-Repola"]. S.Z. Druzhaev, A.E. Kovalev // Tekhnologiya sudostroeniya. 1990. №9. – 57 s.
6. Borisov, R.V., Morskie inzhenernye sooruzheniya: CHast' 1. Morskie burovye ustanovki [Marine Engineering Structures: Part 1. Offshore drilling rigs]. R.V. Borisov, V.G. Makarov [i dr.]. – SPb.: Sudostroenie, 2003. – 235 s.
7. Lobaev, S.F., Formirovanie pontona samopod'yomnoj plavuchej burovoy ustanovki [Formation of a pontoon of a self-lifting floating drilling rig]. S.F. Lobaev [i dr.] – Tekhnologiya sudostroeniya. 1990. №9. – 50 s.
8. Kartamyshev, P.I. Perspektivnye napravleniya proektirovaniya i stroitel'stva morskikh stacionarnykh platform [Promising areas of design and construction of offshore stationary platforms]. P.I. Kartamyshev [i dr.]. Tekhnologiya sudostroeniya. 1990. №9. – 24 s.
9. Atarov, V.T. Verhnee stroenie platformy dlya ekspluatatsionnogo bureniya [The upper structure of the platform for production drilling]. V.T. Atarov [i dr.]. Tekhnologiya sudostroeniya. 1990. №2. – 27 s.
10. Kutnyakov, M.I. Formirovanie plavuchih sooruzhenij so stykovaniem korpusov iz razdel'nykh chastej na plavu [Formation of floating structures with docking of hulls from separate parts afloat]. M.I. Kutnyakov [i dr.] // Tekhnologiya sudostroeniya. 1988. №10. – 27 s

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

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

Conflict of Interest

None declared.

Review

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

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Хрунков Сергей Николаевич, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой энергетических установок и тепловых двигателей, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, 24, e-mail: khrunkov@nntu.ru

Локтев Александр Васильевич, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры энергетические установки и тепловые двигатели, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, 24, e-mail: proff.loktev@yandex.ru

Варсеев Дмитрий Николаевич, ассистент кафедры энергетические установки и тепловые двигатели, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, 24, e-mail: varseev.dn@nntu.ru

Крайнов Артем Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры энергетических установок и тепловых двигателей, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, 24, e-mail: art.kr-91@mail.ru

Титов Владимир Георгиевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры электрооборудование, электропривод и автоматика, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, 24, e-mail: epa@nntu.ru

Sergey N. Khrunkov, Dr. Sci. (Eng), Assistant Professor, Head of the Department of Power Plants and Heat Engines, R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, ul. Minina 24, 603155, Nizhny Novgorod, Russia, e-mail: khrunkov@nntu.ru

Aleksandr V. Loktev, Ph.D. (Eng), Assistant Professor, Professor of the Department of Power Plants and Heat Engines, R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, ul. Minina 24, 603155, Nizhny Novgorod, Russia, e-mail: proff.loktev@yandex.ru

Dmitrii N. Varseev, Assistant of the Department of Power Plants and Heat Engines, R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, ul. Minina 24, 603155, Nizhny Novgorod, Russia, e-mail: varseev.dn@nntu.ru

Artem A. Krainov, Ph.D. (Eng), Assistant professor of the Department of Power Plants and Heat Engines, R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, ul. Minina 24, 603155, Nizhny Novgorod, Russia, e-mail: art.kr-91@mail.ru

Vladimir A. Titov, Dr. Sci. (Eng), Professor, Professor of the Department of Electrical Equipment, Electric Drive and Automation, R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, ul. Minina 24, 603155, Nizhny Novgorod, Russia, e-mail: epa@nntu.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 17.06.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 21.06.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 30.06.2024.

Научная статья

УДК 629.576

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.046>

Оценка преимуществ эксплуатации экранопланов в транспортной системе Северного морского пути по результатам математического моделирования

Февральских А.В.¹ a.fevralskih@gmail.com, Ваганов А.Б.¹ al.vaganov2013@yandex.ru,Савинов В.Н.¹ vladimirsavinov6@gmail.com, Орлов Ю.Ф.¹ yorlov@mts-nn.ru¹Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Аннотация. По Северному морскому пути запланирована круглогодичная навигация, что может привести к кратному увеличению объема грузоперевозок и, соответственно, прибыли, а также экономическому росту в прилегающих регионах. Представлены результаты исследования возможностей применения экранопланов в транспортной системе Северного морского пути, выполненные с использованием методов математического моделирования. Преимущества экранопланов с воздушной подушкой связаны с возможностью относительно экономичной эксплуатации как в режиме экранного полета, так и в режиме традиционного судна на воздушной подушке. Вдоль маршрута Северного морского пути от Мурманска до Владивостока расположено всего несколько крупных портов – Нарьян-Мар, Диксон, Тикси, Певек, Анадырь и Петропавловск-Камчатский, и все эти населенные пункты удалены от основной части территории России. Одним из ключевых факторов развития Северного морского пути в части повышения объема грузооборота представляется развитие его связанности с крупнейшими промышленными и экономическими центрами России. В проектировании современных проектов экранопланов используются высокопроизводительные компьютерные технологии, с использованием которых решаются задачи определения основных аэродинамических характеристик разрабатываемых судов и решение задачи оптимизации: в части повышения несущих свойств, повышения аэродинамического качества и дальности движения, снижения сопротивления на режиме старта с воды, повышения характеристик устойчивости крейсерского хода. Для решения этих задач разработаны современные подходы на основе применения пакетов автоматизированного проектирования, поддерживающие технологии численного моделирования аэрогидродинамики с учетом брызгообразования и фазовых переходов, которые рекомендуются к применению. В качестве двух основных ведущих концепций экранопланов, развиваемых в последние годы, можно выделить экранопланы со стартовым устройством в виде статической воздушной подушки и экранопланы, предназначенные для старта, в основном, с понтонов, оборудованного берега или льда. Показано, что применение экранопланов, может увеличить суммарный грузооборот Северного морского пути на 12-19%.

Ключевые слова: Северный морской путь, математическое моделирование, круглогодичная навигация, крупные порты, экраноплан, грузооборот, технико-экономическая эффективность.

Для цитирования: Февральских А.В., Ваганов А.Б., Савинов В.Н., Орлов Ю.Ф. Оценка преимуществ эксплуатации экранопланов в транспортной системе Северного морского пути по результатам математического моделирования. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 4 часть 3, С. 18–24. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.046

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.046>

Analysis of advantages of using ekranoplanes in the transport system of the Northern Sea route based on mathematical modelling

Andrew V. Febralskikh¹ a.fevralskih@gmail.com, Alexander B. Vaganov¹ al.vaganov2013@yandex.ru,Vladimir N. Savinov¹ vladimirsavinov6@gmail.com, Yuri F. Orlov¹ yorlov@mts-nn.ru¹R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, Nizhny Novgorod, Russian Federation

Abstract. Year-round navigation is planned along the Northern Sea Route, which can lead to a multiple increase in the volume of cargo transportation and, accordingly, profits, as well as economic growth in the regions associated with this highway. The results of a study of the possibilities of using ekranoplanes in the transport system of the Northern Sea Route, performed using mathematical modeling methods, are presented. The advantages of hovercraft are associated with the possibility of relatively economical operation both in screen flight mode and in the mode of a traditional hovercraft. Along the route of the Northern Sea Route from Murmansk to Vladivostok, there are only a few large ports – Naryan-Mar, Dixon, Tiksi, Pevek, Anadyr and Petropavlovsk-Kamchatsky, and all these settlements are remote from the main part of the territory of Russia. One of the key factors in the development of the Northern Sea Route in terms of increasing cargo turnover is the development of its connectivity with the largest industrial and economic centers of Russia. High-performance computer technologies are used in the design of modern ekranoplane projects, using which the tasks of determining the main aerodynamic characteristics of the vessels under development and solving the optimization problem are solved: in terms of increasing load-bearing properties, improving aerodynamic quality and range of motion, reducing drag in the water launch mode, increasing the stability characteristics of cruising. To solve these problems, modern approaches have been developed based on the use of computer-aided design packages that support technologies for numerical modeling of aerohydrodynamics, taking into account spray formation and phase

transitions, which are recommended for use. The two main leading concepts of ekranoplanes developed in recent years include ekranoplanes with a launch device in the form of a static air cushion and ekranoplanes designed to launch mainly from pontoons, equipped shore or ice. It is shown that the use of ekranoplanes can increase the total cargo turnover of the Northern Sea Route by 12-19%.

Key words: northern sea route, year-round navigation, large ports, ekranoplan, cargo turnover, technical and economic efficiency.

For citation: Andrew V. Febralskikh, Alexander B. Vaganov, Vladimir N. Savinov, Yuri F. Orlov, Analysis of advantages of using ekranoplanes in the transport system of the Northern Sea route based on mathematical modelling, Marine intellectual technologies. 2024. № 4 part 3, P. 18—24. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.046

Введение

Северный морской путь является важнейшей транспортной магистралью России, обеспечивающей связность западных и восточных рубежей нашей страны и Евразии в целом. Протяженность Северного морского пути в 1,6 раза меньше протяженности морского маршрута от Петербурга до Владивостока, проложенного через Суэцкий канал, что делает его выгодным маршрутом для перевозки грузов. В 2022 году объем грузоперевозок по Северному морскому пути превысил 32 миллиона тонн – при том, что сроки навигации были определены с июля по ноябрь (Для сравнения: общий объем контейнерных грузоперевозок РЖД в 2022 году составил 66,9 млн тонн.) [1]. Однако в связи с климатическими прогнозами на 2023-2024 годы по Северному морскому пути запланирована уже круглогодичная навигация, что может привести к кратному увеличению объема грузоперевозок и, соответственно, прибыли, а также экономическому росту в прилегающих регионах. Транспортный потенциал Северного морского пути, в случае его успешного раскрытия, может дать заметный импульс к развитию экономики Российской Федерации за счет интенсификации грузооборота [2, стр. 158].

Вдоль маршрута Северного морского пути от Мурманска до Владивостока расположено всего несколько крупных портов – Нарьян-Мар, Диксон, Тикси, Певек, Анадырь и Петропавловск-Камчатский, и все эти населенные пункты удалены от основной части территории России и от крупнейших областных и краевых центров, с наиболее развитой экономикой и производством (таблица 1). Исходя из этого, одним из ключевых факторов развития Северного морского пути в части повышения объема грузооборота представляется развитие его связности с крупнейшими промышленными и экономическими центрами России.

Анализ данных таблицы 1, составленной авторами по материалам открытых источников сети Интернет, показывает, что большая часть портов Северного морского пути до недавнего времени работала на пределе или за пределами своей пропускной способности. В настоящее время поступают сведения о снижении объемов перевалки грузов некоторых портов [3], а, значит, эффект от введения экранопланов в транспортную систему Северного морского пути может быть ещё выше. При этом удаленность портов от ближайших крупных населенных пунктов составляет 500-1500 км (а в случае с расстоянием от Диксона до Красноярска это 2200 км). При этом существует возможность использования естественных, необорудованных магистралей для обеспечения связности портов с населенными пунктами, которые могут быть проложены по руслам таких крупных рек, как Печора, Обь, Лена, Енисей, вдоль морского побережья или через тундру. Обеспечить движение с доставкой пассажиров и грузов по этим магистралям могли бы скоростные амфибийные суда – экранопланы современных проектов.

1. Цель исследования

Целью настоящего исследования является анализ применимости транспортных экранопланов в условиях Северного морского пути на основе результатов математического моделирования.

2. Материал и методы исследования

В основе исследований используется нижеизложенная математическая модель оценки транспортной эффективности экранопланов, исходные данные для которой получены по результатам численного моделирования аэродинамики и расчета балансирующих режимов компоновочных вариантов экранопланов [4].

Таблица 1.

Основные характеристики портов вдоль Северного морского пути

Порт	Население, тыс. чел.	Грузооборот, тыс. тонн	Пропускная способность, тыс. тонн в год	Расстояние до ближайших крупных населенных пунктов
Нарьян-Мар	23,6	146	501	до Сыктывкара 680 км (по прямой); до Воркуты 470 км (по прямой); до населенного пункта Печора 680 км (по реке Печора)
Диксон	0,32	121	120	до Норильска 530 км (по прямой); до Дудинки 590 км (по Енисею); до Красноярска 2200 км (по реке Енисей); до Салехарда 1200 км (по Оби и Обской губе)
Тикси	4,5	670	670	до Якутска 1500 км (по реке Лена)
Певек	4,2	380	330	до Билибино 260 км (по прямой через Чайнскую губу)
Анадырь	13	1390	900	до Магадана 1500 км (по прямой, через Колымское нагорье)
Петропавловск-Камчатский	163	1920	2060	до Усть-Камчатска 630 км (по реке Камчатка)

Рассмотрим подробнее характеристики экранопланов. Одним из важнейших преимуществ экранопланов как вида транспорта является возможность обеспечения сравнительно более высоких значений комплексного показателя транспортной эффективности, достигаемых за счет сочетания свойств амфибийности, высокой скорости и дальности движения, а также высокого значения аэродинамического качества на крейсерском режиме движения, если сравнивать с объектами авиации.

Для расчета дальности движения экраноплана на крейсерском режиме движения может быть использована следующая формула [4]:

$$L = \frac{\Delta G(\text{кг}) * V(\text{км/ч})}{C_B \left(\frac{\text{гр}}{\text{кВт}} * \text{час} \right) * \frac{0.001}{1.36} N_0(\text{л.с.})} \quad (1)$$

где ΔG (кг) - масса топлива, V (км/ч) - скорость движения, C_B (гр/кВт·ч) - удельный расход топлива, N_0 (л.с.) - потребная мощность двигателя.

Не трудно заметить, что дальность движения, выраженная по формуле (1), пропорциональна аэродинамическому качеству и обратно пропорциональна удельному расходу топлива.

Традиционно для сравнительного анализа технико-экономической эффективности различных транспортных средств используют такие параметры, как дальность, массу полезного груза, затраты топлива на пассажиро-километр и другие. Для комплексной оценки технико-экономических характеристик пассажирского транспортного средства целесообразно использовать показатель эффективности K_3 (формула (2)) [4]:

$$K_3 = \frac{T_3}{q_T} \quad (2)$$

$$T_3 = \frac{n * L}{G_0} \quad (3)$$

где T_3 - транспортная эффективность;
 n - количество пассажиров;
 G_0 - взлетная масса;
 L - максимальная дальность рейса в полной загрузке;
 q_T - расход топлива на пассажиро-километр.

Расход топлива на перевозку одного пассажира на один километр определяется так [3]:

$$q_T = \frac{m_t}{n * L} \quad (4)$$

где m_t - масса топлива.

В таблице 2 [4] приведены результаты сравнительного анализа легких и средних экранопланов с другими транспортными средствами. Результаты анализа, приведенные в таблице 2, показывают, что средние по взлетной массе пассажирские экранопланы обладают более высокими показателями транспортной эффективности, по сравнению с объектами авиации и судами на воздушной подушке и могут быть использованы для обеспечения связанности большинства портов Северного морского пути с ближайшими крупными населенными пунктами. Основное назначение средних экранопланов в решении задачи связанности портов Северного морского пути сводится к доставке пассажиров - сотрудников порта, а также отдельных грузов. Однако кумулятивный эффект от систематической эксплуатации средних по взлетной массе

экранопланов в части повышения грузооборота можно продемонстрировать на следующем примере.

Рассмотрим возможности эксплуатации экранопланного флота на основе средних по взлетной массе машин типа б с массой полезного груза около 3 тонн и скоростью крейсерского полета 200 км/ч [5, стр. 121]. Примем количество экранопланов флота каждого города пропорциональным численности населения из расчета 1 экраноплан на 10000 человек (в реальности потребность может быть существенно большей). Расчет потенциального относительного прироста грузооборота порта δ выполнен по формуле 5 и представлен на рис. 1.

$$\delta = \frac{\sum_i R * G * D * n}{C_g} * 100\% \quad (5)$$

где C_g - текущий грузооборот порта, тонны/год;

i - индекс суммирования по всем ближайшим к порту крупным населенным пунктам, упомянутым в таблице 1;

R - принятое количество экранопланов в i -ом населенном пункте;

G - масса полезного груза, доставляемого экранопланом, тонны;

D - количество рейсов экранопланов в сутки;

n - количество рабочих дней в 2024 году.

Тогда результаты расчетов, приведенные в таблице 3, показывают возможность увеличения грузооборота портов Нарьян-Мар и Диксон более чем на 50% за счет эксплуатации средних по взлетной массе экранопланов типа б. Выбор машин данного типа обусловлен их относительно более высокой маневренностью по сравнению с экранопланами типа а и простотой производства, по сравнению с тяжелыми экранопланами.

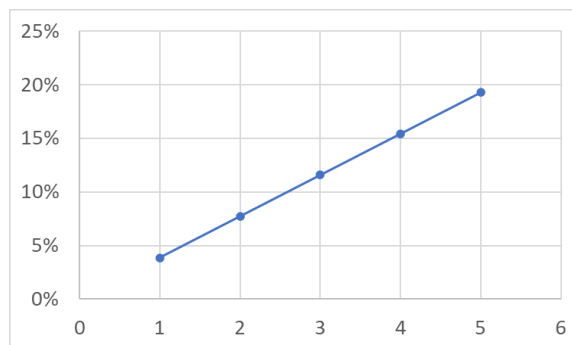


Рис. 1. Потенциальный суммарный прирост грузооборота Северного морского пути в зависимости от количества экранопланов на 10 тыс. населения в ближайших к портам Северного морского пути крупных населенных пунктах

Потенциал увеличения грузооборота более дальних от Европейской части России портов оказывается на порядок меньшим в связи со снижением плотности населения этих территорий. Для решения проблем транспортной доступности территорий северо-востока и восточной части России требуются тяжелые грузовые экранопланы, однако примеров разработки проектов таких машин в последние годы не известно и для анализа потенциала их применения требуется дополнительная проработка.

Таблица 2.

Сравнительный анализ технико-экономических характеристик скоростных транспортных средств [3]

Аппарат	Взлётная масса, G_0 , кг	Кол-во пассажиров, п, пасс.	Дальность с полной нагрузкой, L, км	Топливная эффективность - расход топлива на пассажирокилометр, q_t , кг топлива/пасс*км	Транспортная эффективность, T_3 , пасс*км/кг взл. массы	Показатель эффективности $K_3 = T_3/q_t$	Условия базирования, амфибийности
«Орион-20»	13 000	20	1 500	0,050	2,3	46	Береговая площадка, самостоятельный выход
«Акваглад-30»	15 200	28	1 170	0,050	2,2	44	Береговая площадка, самостоятельный выход
СК-12 «Иволга»	4 200	12	900	0,025	2,6	104	Береговая площадка, самостоятельный выход
Самолёт Ил-114	23 500	64 52	1 220 2 100	0,016 0,021	3,3 4,6	206 219	Аэродром с оборудованным ВПП
Вертолёт Ми 8	11 100	28	500	0,108	1,26	11,7	Взлет, посадка с необорудованных площадок. Аэродромное обслуживание
СВП пр. А 20П	7 900	30	400	0,034	1,52	45	Береговая площадка. Самостоятельный выход
«Тунгус» пр. А 60	15 000 17 000	40 60	1440	0,018 0,011	3,7 4,9	205 353	Береговая площадка. Самостоятельный выход

Таблица 3

Потенциал увеличения грузооборота портов Северного морского пути за счет эксплуатации средних экранопланов типа Б

Порт	Нарьян-Мар			Диксон			Тикси
Ближние города	Сыктывкар	Воркута	Печора	Норильск	Дудинки	Салехард	Якутск
Числ.-сть населения, чел	220580	56985	35254	174453	19556	48619	378549
Количество рейсов 1 экраноплана в сутки	3	5	3	4	4	2	1
Кол.-во экранопланов	20	6	4	17	2	5	38
Суммарный грузооборот экранопланами, тонн/год	44640	22320	8928	50592	5952	7440	28272
Увеличение грузооборота порта за счет экранопланов	52%			53%			4%
Порт	Певек		Анадырь		Петропавловск-Камчатский		
Ближние города	Билибино		Магадан		Усть-Камчатск		
Числ.-сть населения, чел	5409		12998		3548		
Количество рейсов 1 экраноплана в сутки	9		1		3		
Кол.-во экранопланов	1		2		1		
Суммарный грузооборот экранопланами, тонн/год	6696		1488		2232		
Увеличение грузооборота порта за счет экранопланов	2%		0,11%		0,12%		

В проектировании современных проектов экранопланов используются высокопроизводительные компьютерные технологии, с использованием которых решаются задачи определения основных аэродинамических характеристик разрабатываемых судов и решение задачи оптимизации: в части повышения несущих свойств, повышения аэродинамического качества и дальности движения, снижения сопротивления на режиме старта с воды, повышения характеристик устойчивости крейсерского хода и др. В качестве двух основных ведущих концепций экранопланов, развиваемых в последние годы, можно выделить экранопланы со стартовым устройством в виде статической воздушной подушки (СВП) и экранопланы типа б, предназначенные для старта, в основном, с понтонов, оборудованного берега или льда (рис. 2).



а)



б)

Рис. 2. Экраноплан со статической воздушной подушкой (а) и экраноплан типа Б (б)

Преимущества экранопланов с СВП заключаются в большей амфибийности и возможности эксплуатации в двух основных крейсерских режимах движения. Экранопланы типа б отличаются сравнительной простотой конструкции и потенциально большей маневренностью, однако, вопросы их устойчивости и управляемости до сих пор остаются слабо проработанными. Особняком стоят вопросы влияния экстремальных условий на динамические характеристики судна, движущегося «на экране», в частности, изменение аэродинамических характеристик в условиях обледенения. Как показано в ряде работ [4, стр. 153; 6, стр. 280; 7, стр. 119], применение современных компьютерных технологий автоматизированного

проектирования, поддерживающих численное моделирование аэрогидродинамики и обледенения на основе метода контрольных объемов, является эффективным подходом к решению этих проблем и может быть использовано для разработки наиболее эффективных экранопланов, подходящих для эксплуатации в условиях Северного морского пути [8, стр. 207; 9, стр. 345; 10, стр. 12].

Результаты исследования

В работе представлены результаты математического моделирования возможностей применения экранопланов в транспортной системе Северного морского пути в части обеспечения связанности портов Северного морского пути с ближайшими крупными населенными пунктами. Результаты исследования показывают, что с учетом топливной эффективности [11, стр. 53; 12, стр. 38] применение экранопланов, в зависимости от численности экранопланного флота, может увеличить суммарный грузооборот Северного морского пути на 12-19%. При этом грузооборот отдельных портов, таких, как Нарьян-Мар и Диксон может быть увеличен более чем на 50 % даже при составе флота из расчета 1 экраноплан со взлетной массой 10-12 тонн на 10 тыс. чел. населения ближайших к этим портам населенных пунктов. Важно отметить, что внедрение судов, использующих экранный эффект, в транспортную систему Северного морского пути может способствовать и решению таких задач, как экологический мониторинг, развитие которого является неотъемлемой составляющей развития Северного морского пути [13, 14].

Заключение

В качестве основной транспортной единицы экранопланного флота в этих оценках принимаются к рассмотрению экранопланы со стартовым устройством в виде статической воздушной подушки (СВП) или экранопланы типа б: в зависимости от состояния конкретного маршрута в части общей проходимости, ледовой обстановки и других факторов. Преимущества экранопланов с СВП связаны с возможностью относительно экономичной эксплуатации этих транспортных средств как в режиме экранного полета, так и в режиме традиционного судна на воздушной подушке; легкие и средние экранопланы типа б потенциально обладают большей маневренностью. Однако для разработки судов обоих типов необходимо решить ряд проблем в части разработки аэрогидродинамической компоновки, обеспечивающей заданные характеристики взлетной массы и полезного груза, относительного сопротивления, устойчивости и управляемости, а также безопасности эксплуатации в условиях обледенения. Для решения этих задач разработаны современные подходы на основе применения пакетов автоматизированного проектирования, поддерживающие технологии численного моделирования аэрогидродинамики с учетом брызгообразования и фазовых переходов, которые рекомендуются к применению.

Литература

1. Обзор работы грузового железнодорожного транспорта за 12 месяцев 2022 года // <https://railsovet.ru/upload/medialibrary/118/lqofoo1y1nsa4yh5jxsnimxua6ngdwl.pdf> (дата обращения 15.03.2024).
2. Гумелёв В.Ю., Елистратов В.В., Рагозин А.Н. Северный морской путь: характеристика, история освоения, перспективы развития и необходимость защиты // Научно-методический электронный журнал. 2018. № 8. С. 139-158 URL: <http://e-koncept.ru/2018/183037.htm>. (дата обращения: 15.03.2024).
3. Порт Нарьян-Мар: пришло время активного развития // <https://morvesti.ru/analitika/1688/103262/> (дата обращения: 16.10.2024)
4. Февральских А.В. Разработка методики проектирования аэрогидродинамической компоновки амфибийного судна на воздушной подушке с аэродинамической разгрузкой на основе численного моделирования: дис. ... канд. техн. наук. Нижний Новгород, 2017. 175 с.
5. Сергеев В.Г., Вараков Ю.Г., К вопросу внедрения гражданских экранопланов в транспортную систему России // Проектирование, строительство и эксплуатация аэродромов: Сборник научных трудов. М: Общество с ограниченной ответственностью "Техполиграфцентр". 2023. С. 120-130.
6. Fevral'skikh A.V., Kupchik V. Numerical Simulation of 3D Surfaces Icing Near the Moving Wall // Proceedings of the International Conference on Aerospace System Science and Engineering. 2021. P. 269–281.
7. Февральских А.В. Численное моделирование обледенения крыла экраноплана // Труды Крыловского государственного научного центра. 2019. № 4(390). С.117-124.
8. Вшивков Ю.Ф., Галушко Е.А., Кривель С.М. Несущая система экраноплана схемы "тандем" и ее аэродинамические характеристики // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2018. Т. 22, № 2(133). С. 193-208.
9. Экранопланы - транспортные суда XXI века / А.И. Маскалик, Р.А. Нагапетян и др. - Санкт-Петербург: Судостроение, 2005. - 576 с.
10. Бесядовский А.Р., Пхихо К.С.П. Экраноплан с разрезным крылом. Особенности аэродинамики // Морские интеллектуальные технологии. 2015. № 2-1 (28). С. 9-13.
11. Хрунков С.Н., Лысенко Е.Л., Сеземин А.В., Ахмадбекова И.Х. Особенности работы газотурбинных двигателей на экранопланах // Транспортные системы. 2019. № 1 (11). С. 49-54.
12. Шумовский М.В., Хрунков С.Н. Выбор и обоснование вида топлива для главного двигателя речного судна на подводных крыльях // Транспортные системы. 2022. № 4 (26). С. 36-41.
13. Малыгин И.Г., Кузнецова Е.Ю. Предложения по разработке интеллектуальной системы управления экологической безопасностью Северного морского пути // Морские интеллектуальные технологии. 2022. № 1-1 (55). С. 121-128.
14. Татаренков Д.А., Рогозинский Г.Г., Малыгин И.Г., Кутлярова А.А. Применение нейронной сети для синтеза дополнительных ракурсов в задаче построения виртуального пространства морского бортового тренажера пути // Морские интеллектуальные технологии. 2022. № 3-1 (57). С. 228-235.

References

1. Review of freight rail transport operations for 12 months of 2022 // <https://railsovet.ru/upload/medialibrary/118/lqofoo1y1nsa4yh5jxsnimxua6ngdwl.pdf> (date of access: 03/15/2024).
2. Gumilev V.Yu., Elistratov V.V., Ragozin A.N. The Northern Sea Route: characteristics, history of development, prospects for development and the need for protection. Scientific and Methodological electronic Journal 2018. No. 8. pp. 139-158 URL: <http://e-koncept.ru/2018/183037.htm> (date of access: 03/15/2024).
3. Port of Naryan-Mar: the time has come for active development // <https://morvesti.ru/analitika/1688/103262/> (date of access: 16.10.2024)
4. Fevral'skikh A.V. Development of a methodology for designing the aerohydrodynamic layout of an amphibious hovercraft with aerodynamic unloading based on numerical modeling: dis. ... candidate of Technical Sciences. Nizhny Novgorod, 2017. 175 p.
5. Sergeev V.G., Varakosov Yu.G., On the issue of introducing civilian ekranoplanes into the Russian transport system. Design, construction and operation of airfields: A collection of scientific papers. M: Limited Liability Company "Techpoligrafcenter". 2023. pp. 120-130.
6. Fevral'skikh A.V., Kupchik V. Numerical Simulation of 3D Surfaces Icing Near the Moving Wall. Proceedings of the International Conference on Aerospace System Science and Engineering. 2021. P. 269–281.
7. Fevral'skikh A.V. Numerical modeling of the icing of an ekranoplan wing. Proceedings of the Krylov State Scientific Center. 2019. No. 4(390). pp.117-124.6.
8. Vshivkov Yu.F., Galushko E.A., Krivel S.M. The bearing system of the tandem ekranoplane and its aerodynamic characteristics // Bulletin of the Irkutsk State Technical University. 2018. vol. 22, No. 2(133). pp. 193-208.
9. Ekranoplans - transport vessels of the 21st century. A.I. Maskalik, R.A. Nagapetyan and others. Sankt-Peterburg: Sudostroenie, 2005. 576 p.
10. Besiadovskii A.R. Pkhio K.S.P. An ekranoplane with a split wing. Features of aerodynamics. Marine intellectual technologies. 2015. № 2-1 (28). P. 9-13.
11. Khrunkov S.N., Lysenko E.L., Sezemin A.V., Akhmadbekova I.Kh. Peculiarities of operation of gas turbine engines on ekranoplanes. Transport systems. 2019. № 1 (11). P. 49-54.
12. Shumovskiy M.V., Khrunkov S.N. Selection and justification of the type of fuel for the main engine of a river hydrofoil. Transport systems. 2022. № 4 (26). P. 36-41.

13. Malygin I.G., Kuznetsova E.Yu. Proposals for the development of an intelligent management system for environmental safety of the Northern Sea Route // Marine Intelligent Technologies. 2022. No. 1-1 (55). P. 121-128.
14. Tatarenkov D.A., Rogozinsky G.G., Malygin I.G., Kutlyarova A.A. Application of a neural network for the synthesis of additional angles in the problem of constructing a virtual space of a marine onboard route simulator // Marine Intelligent Technologies. 2022. No. 3-1 (57). P. 228-235.

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

Февральских Андрей Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Энергетические установки и тепловые двигатели», ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», 603155, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: a.fevralskih@gmail.com

Andrew V. Fevral'skikh, Ph.D. (Eng), assistant professor, assistant professor of the Department "Power Plants and Heat Engines", Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, 603155, Nizhny Novgorod, Minina str., 24, e-mail: a.fevralskih@gmail.com

Ваганов Александр Борисович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры Аэрогидродинамики, прочности машин и сопротивления материалов, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603950, Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: al.vaganov2013@yandex.ru

Alexander B. Vaganov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Aero-Hydrodynamics, Machine Strength and Material Resistance, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, 603950, Nizhny Novgorod, Minina str., 24, e-mail: al.vaganov2013@yandex.ru

Савинов Владимир Николаевич, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры аэрогидродинамики, прочности машин и сопротивления материалов, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, 24, e-mail: vladimirsavinov6@gmail.com

Vladimir N. Savinov, Dr. Sci. (Eng.), Assistant Professor, Professor of the Department of Aerohydrodynamics, Machine Strength and Material Strength, R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, ul. Minina 24, 603155, Nizhny Novgorod, Russia, e-mail: vladimirsavinov6@gmail.com

Орлов Юрий Федорович, доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры Прикладная математика, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: yorlov@mts-nn.ru

Yuri F. Orlov, Dr. Sci. (Phys & Math), Professor, Professor of the Department Applied Mathematics, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, 603155, Nizhny Novgorod, Minina str., 24, e-mail: yorlov@mts-nn.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 01.10.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 15.10.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 20.10.2024.

Научная статья

УДК 629.576, 629.561.5

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.047>

Проблемы и перспективы ледокольных платформ на воздушной подушке

Двойченко Ю.А.¹ edbas2@yandex.ru¹Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева*Памяти видного ученого и педагога докт. техн наук, профессора В.А. Зуева*

Аннотация. Рассматриваются возникновение, развитие и использование ледокольных платформ на воздушной подушке (ЛПВП) для разрушения ледяного покрова совместно с ледокольным буксиром малой мощности. Рассмотрены основные принципиальные особенности ЛПВП, отличающие её от традиционных СВП. анализируются причины – почему это средство не находит применения как за рубежом (50 лет), так и в отечественной практике (33 года), несмотря на существенный положительный эффект. На основе опыта испытаний и анализа результатов эксплуатации натурных ЛПВП, выявлено, что основная причина препятствующая применению ЛПВП состоит в возможности смерзания гибкого ограждения (ГО) в условиях низкой температуры при остановках во льду и в наличие торосов, повреждающих ГО и пр. Несмотря на это, выделены перспективы применения ЛПВП при условии использования газотурбинного двигателя с эжекторной установкой в качестве нагнетателя воздуха, нагретого до высокой температуры. Состав с таким типом ЛПВП перспективен для вывода судов из замерзающих портов и бухт. Перспективным направлением является раннее вскрытие водохранилищ и русловых участков рек для предотвращения заторообразования и наводнений после установления положительной температуры на акватории. Кроме этого, перспективным может быть использование ЛПВП в качестве большегрузной платформы. для доставки оборудования и грузов на побережья рек и морей, не имеющих причальных сооружений.

Ключевые слова: ледокольные платформы на воздушной подушке, ЛПВП, разрушение ледяного покрова, проблемы ЛПВП, перспективы ЛПВП, ледяной покров

Финансирование: работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ в рамках проекта научных исследований № 22-19-00376 «Экспериментально-теоретическое исследование полуэмпирических моделей взаимодействия судов со льдом».

Для цитирования: Двойченко Ю.А. Проблемы и перспективы ледокольных платформ на воздушной подушке. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 4 часть 3, С. 25—33. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.047

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.047>

Problems and prospects of icebreaking platforms on an air cushion

Yuri A. Dvoichenko¹ edbas2@yandex.ru¹Nizhny Novgorod State Technical University named after R. E. Alekseev

Abstract. The paper considers the emergence, development and use of icebreaking air cushion platforms (IACP) for the destruction of the ice cover in conjunction with an icebreaking tugboat of low power. The main principal features of IACP that distinguish it from traditional HDL are considered. The reasons why this remedy is not used both abroad (50 years) and in domestic practice (33 years) are analyzed, despite the significant positive effect. Based on the test experience and analysis of the results of the operation of full-scale IACP, it was revealed that the main reason preventing the use of IACP is the possibility of skirt freezing in low temperature conditions when stopping in ice, the presence of hummocks damaging skirt, etc. Despite this, the prospects for the use of IACP are highlighted, provided that a gas turbine engine with an ejector unit is used as a supercharger with high air temperature. A composition with this type of IACP is promising for the withdrawal of ships from freezing ports and bays. A promising direction is the early opening of reservoirs and riverbed sections to prevent flooding and flooding after the establishment of a positive temperature in the water area. In addition, the use of an IACP variant as a heavy-duty platform may be promising. for the delivery of equipment to the coasts of rivers and seas that do not have berthing facilities.

Key words: icebreaking platforms on an air cushion, IACP, ice cover distraction, problems of IACP, prospects of IACP, ice cover.

Financial Support: the work was carried out with the financial support of the RSF within the framework of the scientific research project No. 22-19-00376 "Experimental and theoretical study of semi-empirical models of interaction between ships and ice".

For citation: Yuri A. Dvoichenko. Problems and prospects of icebreaking platforms on an air cushion.. Marine intellectual technologies. 2024. № 4 part 3, P. 25—33. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.047

Введение: зарубежный опыт применения ледокольных платформ на воздушной подушке

Прошло более 50 лет с тех пор, когда в зиму 1971-72 гг. во время эксплуатации парома на воздушной

подушке АСТ-100 было обнаружено, что паром разрушает сплошной лед толщиной 0.69 м со скоростью около 11 км/ч (рис.1). Вероятно, первоначально это воспринималось как явление отрицательное, поскольку воздушные струи из

гибкого ограждения приводили к забрызгиванию и обледенению не только парома, но и перевозимого оборудования. Последующее сопоставление энергетических затрат на разрушение ледяного покрова воздушной подушкой и ледоколом традиционного типа показало необычайную эффективность воздушной подушки. Обычному ледоколу для прокладки канала во льду той же толщины с той же скоростью требовалась мощность СЭУ около 15000 кВт, водоизмещение около 15000 т, стоимость порядка 10 млн \$. Паром АСТ-100 имел мощность СЭУ 1000 кВт, массу порожнем 190 т и стоимость 0.7 млн. \$ [1].



Рис.1. а) Разрушение льда толщиной 0.69 м паромом АСТ-100; б) Общий вид парома в ледовых условиях

Это обстоятельство первым оценил механик парома, который в 1972 г запатентовал новый способ разрушения льда [2]. Очевидная эффективность СВП, применяемого в качестве ледокола, привлекла пристальное внимание канадских специалистов и официальных лиц. После наблюдения зимой 1972-73г был создан специальный комитет при Министерстве транспорта Канады по изучению проблемы разрушения льда судами на ВП [3].

После этого в течение 1973-74 г были проведены испытания всех имевшихся в наличии СВП небольшого размера и давлением в ВП от 3-х до 4-х кПа с целью оценки их ледокольных свойств. Эти суда успешно разрушали лед толщиной 0.23-0.25 м.

Наиболее широкие испытания были проведены зимой 1975-76 г в которых АСТ-100 использовалось в качестве приставки к ледоколу канадской береговой охраны «Alexander Genry» (мощность 2650 кВт, водоизмещение 3195 т) (рис.2а). Было убедительно продемонстрировано эффективность такого состава. Для ледокола без приставки предельная толщина льда составляла около 0.3 м, с приставкой она увеличилась до 0.75 м, а во льду толщиной 0.37 –

0.42 м состав двигался со скоростью 9 узлов, всего на 3 узла меньше, чем на чистой воде [4].

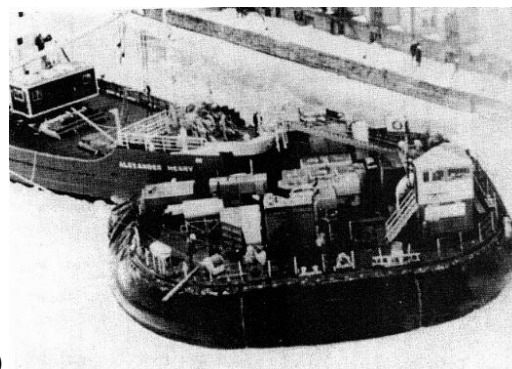
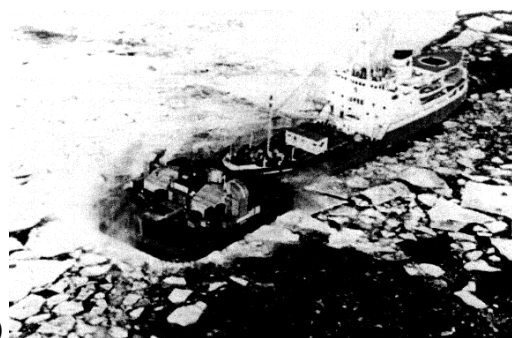


Рис.2. Составы СВП + ледокол: а) АСТ 100 с л/к «Alexander Genry»; б) л/к «Alexander Genry» с платформой на ВП «Iceater-1» с вырезом в угловой части

К следующей зиме 1974-75 г платформу АСТ-100 переоборудовали, переименовав ее в «Iceater-1», толкание производилось в направлении диагонали платформы, для чего был сделан вырез в угловой части платформы (рис.2б).

По итогам испытаний Администрацией Береговой охраны Канады было принято решение об оснащении легких и средних ледоколов приставками на ВП. В последующем такие опыты с СВП проводились в Финляндии, где также подтвердилась эффективность разрушения льда. Последние сведения о использовании ледокольных платформ на воздушной подушке за рубежом относятся к 1979 г.

1. Отечественный опыт разработки и применения ледокольных платформ на воздушной подушке

В отечественной практике впервые в 1977г автором настоящей работы была построена небольшая модель платформы 1.6x2.1 м на ВП (рис. 3а, 3б). Она успешно разрушала ледяной покров толщиной 4-5 см (рис. 3в).



а) б)



Рис. 3. Модель платформы на воздушной подушке:
а), б) Внешний вид; в) Разрушение ледяного покрова

На основе проведенных опытов и положительного зарубежного опыта заинтересованные ведомства приняли решение о строительстве экспериментальной ледокольной платформы на ВП, рассчитанной на разрушение льда 0.9 м (проект 102 «Торос», рис. 3-4). В проектировании, строительстве и испытаниях принимали участие инженеры и преподаватели кафедры «Кораблестроение» Горьковского политехнического института им. А.А. Жданова (ныне НГТУ им. Р.Е. Алексеева). Непосредственное руководство и участие в постройке осуществлялось зав. кафедрой профессором В.А. Зуевым.



Рис. 4. Спуск на ледяной покров ЛПВП пр. 102 («Торос»)



Рис. 5. Движение ЛПВП пр.102 в сплошном льду толщиной 0.85 м в сале с буксиром «Озерный 206» со скоростью 11 км/ч

Особенность платформы состояла в том, что в качестве воздушных нагнетателей использовались турбореактивные (ТРД) самолетные двигатели РД-9Б [5, 6], так как требуемые центробежные нагнетатели к моменту начала строительства отсутствовали. Для уменьшения скорости потока и увеличения подачи воздуха турбореактивный двигатель был снабжен эжектором, благодаря которому температура подаваемого в ВП воздуха не превышала 100° С. Испытания проводились на

акватории Горьковского водохранилища, скованной льдом толщиной 0.85 м при температуре -23° С. Ледокольная платформа толкалась буксиром «Озерный 206». Одиночный буксир продвигался в этом льду со скоростью не более 1.5 км/ч. После состыковки с ЛПВП скорость составила 10 – 11 км/ч.

Проведенные испытания показали несомненный высокий эффект использования ЛПВП и способствовали принятию решения на уровне директивных органов СССР о строительстве серии подобных платформ для оснащения ими всех замерзающих портов СССР.

Для реализации этого решения был спроектирован головной образец серии - проект 107 П (назывался «Торос»). Выбор его главных размерений, высоты гибкого ограждения (ГО), производительности нагнетательной установки был выполнен сотрудниками кафедры «Кораблестроение» [8]. Кроме этого, было разработано приспособление для оперативной замены съемных навесных элементов ГО при их разрыве, предложена конструкция ГО, уменьшающая брызгообразование. Также предложены решения по компоновке схемы подогрева водяного балласта, системы охлаждения принятых приводных дизельных - установок и другие вопросы меньшего масштаба.

Технорабочий проект ЛПВП на основе этих данных был выполнен ОАО КБ «Вымпел» (Нижний Новгород). Платформа была построена на СРСЗ «40 лет Октября» в Борском районе Нижегородской области и в марте 1991 г состоялся ее спуск на ледяной покров заводской акватории. В начале апреля были проведены сдаточные испытания. Первоначально, в качестве буксира-толкача использовался речной ледокол пр. 16 «Волга». Этот ледокол самостоятельно мог преодолевать речной лед толщиной 0.3 м непрерывным ходом со скоростью 1-2 км/ч. Испытания в составе с ЛПВП показали хорошие ледокольные качества с образованием во льду толщиной 0.8 м канал при скорости хода этого состава 10-12 км/ч. Впоследствии, испытания проводились в сочетании с буксиром «МБ-1215». Максимальная скорость при этом также не превышала 11 км/ч. Несмотря на наличие брызгоотбойных фартуков периодически возникали брызги из-под ГО (рис.6).



Рис.6. Прокладка канала в сплошном льду составом ЛПВП пр. 107П в сале с ледокольным буксиром «МБ-1215»

На основании проведенных испытаний было принято окончательное решение о строительстве серии подобных ледокольных платформ. К

сожалению, через полгода произошел распад СССР, и принятые решения реализованы не были.

Таким образом, была построена и испытана полноценная отечественная натурная ледокольная платформа на ВП, подтвердившая эффект разрушения льда и имеющая ледовый класс Морского Регистра.

В 1997 году в связи со сложившимися ледовыми условиями и угрозой заторообразования на р. Оке в конце марта был выполнен проход платформы 107 П от Нижнего Новгорода вверх по реке до г. Владимира. Этот рейс курировало МЧС, по его итогам было сделано заключение о положительном эффекте раннего вскрытия льда, но, тем не менее, отказываться от применения взрывных работ как альтернативного способа ледоразрушения МЧС не стало.

Следующая попытка исследовать ледокольные качества платформы на ВП состоялась через 20 лет – в 2012-2014 г. По инициативе КГНЦ им А.Н. Крылова было предложено создание макета ЛПВП для опытного разрушения ледяного покрова толщиной 0.3 м. Эскизный проект платформы в рамках выбора размеров подушки, давления воздуха, высоты ГО, производительности и мощности дизель-вентиляторной установки были выполнены профессором В.А. Зуевым и автором данной работы. Платформа имела размеры ВП 8.9×8.9 м, максимальное давление в ВП 4.5 кПа. Технорабочий проект (пр. 00702) разработан ОАО КБ «Вымпел» (рис. 7), строительство производилось на заводе «Красное Сормово».



Рис. 7. Внешний вид макета ЛПВП пр. 00702, процесс счаливания с ледокольным буксиром перед испытаниями

Испытывалась платформа на акватории того же завода при температуре +3 ... +5°C. Для толкания макета использовался ледокольный буксир «Петр Заломов». Благодаря комбинированному силовому воздействию воздушной подушки и доламыванию льда носовой частью корпуса буксира лед толщиной 0.3 м успешно разрушался при скорости хода состава до 12-13 км/ч (рис.8),



Рис. 8. Непрерывное движение состава ЛПВП + ледокольный буксир во льду толщиной 0.3 м со скоростью 12 км/ч

2. Особенности ледокольной платформы на воздушной подушке как нового типа судна

До 1971 г СВП рассматривались как легкие высокоскоростные суда. Исключение составляли «тяжелые» десантные танконесущие СВП (типа «Зубр») с большими затратами мощности на движение («тяжелым» считаем СВП с давлением в ВП более 5 кПа). ЛПВП было порождением идеи несамоходного СВП «АСТ-100», использовавшегося в Канаде в качестве паромов. Естественно, обеспечение самоходности привело бы к крайне низкой эффективности такого транспортного средства, из-за высокого сопротивления обусловленного давлением в ВП. Когда «тяжелое» несамоходное СВП стало использоваться в качестве ледокольной приставки к обычному ледокольному судну, появился еще целый ряд отличающих его особенностей.

Схема необходимых качественных и соответствующих конструктивных решений, необходимых не только транспортным «тяжелым» СВП, но и ледокольным платформам дана на рис. 9. Качества, достаточные для «тяжелого» транспортного СВП обусловлены желанием минимизировать строительные и эксплуатационные затраты по сравнению со скоростным судном на ВП традиционного типа. Рекомендации по проектированию не ледокольных транспортных платформ изложены в работе [9]. Данные для определения площади и давления воздуха в ВП, массы судна и прочие параметры, полученные по этим рекомендациям, не могут быть использованы при проектировании ЛПВП в силу существенных отличий их от транспортной платформы. Более приемлемые данные для проектирования ЛПВП изложены в работе [10].

Особенности транспортных СВП, приведенные на рис. 9, получены на основе рассмотрения качеств паромов «АСТ-100», его модификаций, а также собственного опыта проектирования ледокольных платформ. Формирование совокупности проектных рекомендаций по созданию ЛПВП основано на базе анализа экспериментов с моделью, показанной на рис.3, натурных экспериментов по разрушению ледяного покрова [11], теоретических исследований [12]. С целью обоснования величины минимального расхода воздуха в ВП выполнено экспериментальное исследование истечения воздуха под плавающую пластину [13] и под кромку ГО [14]. Были обоснованы форма и размеры ГО, которые обеспечивали выход в режим парения на подушке и сохранение достаточной остойчивости для камерной схемы формирования подушки [15]. До появления ЛПВП такие платформы не считались остойчивыми в режиме парения. Кроме этого, были проведены экспериментальные и теоретические исследования сопротивления среды движению платформ на ВП в сплошном и битом льду [17].

Результаты испытаний и опытной эксплуатации ЛПВП и анализ опыта создания «тяжелых» транспортных платформ на ВП позволили сформулировать—сравнительное сопоставление их особенностей и выделить отличительные признаки компоновки и комплектации каждого из рассмотренных типов платформ на ВП.

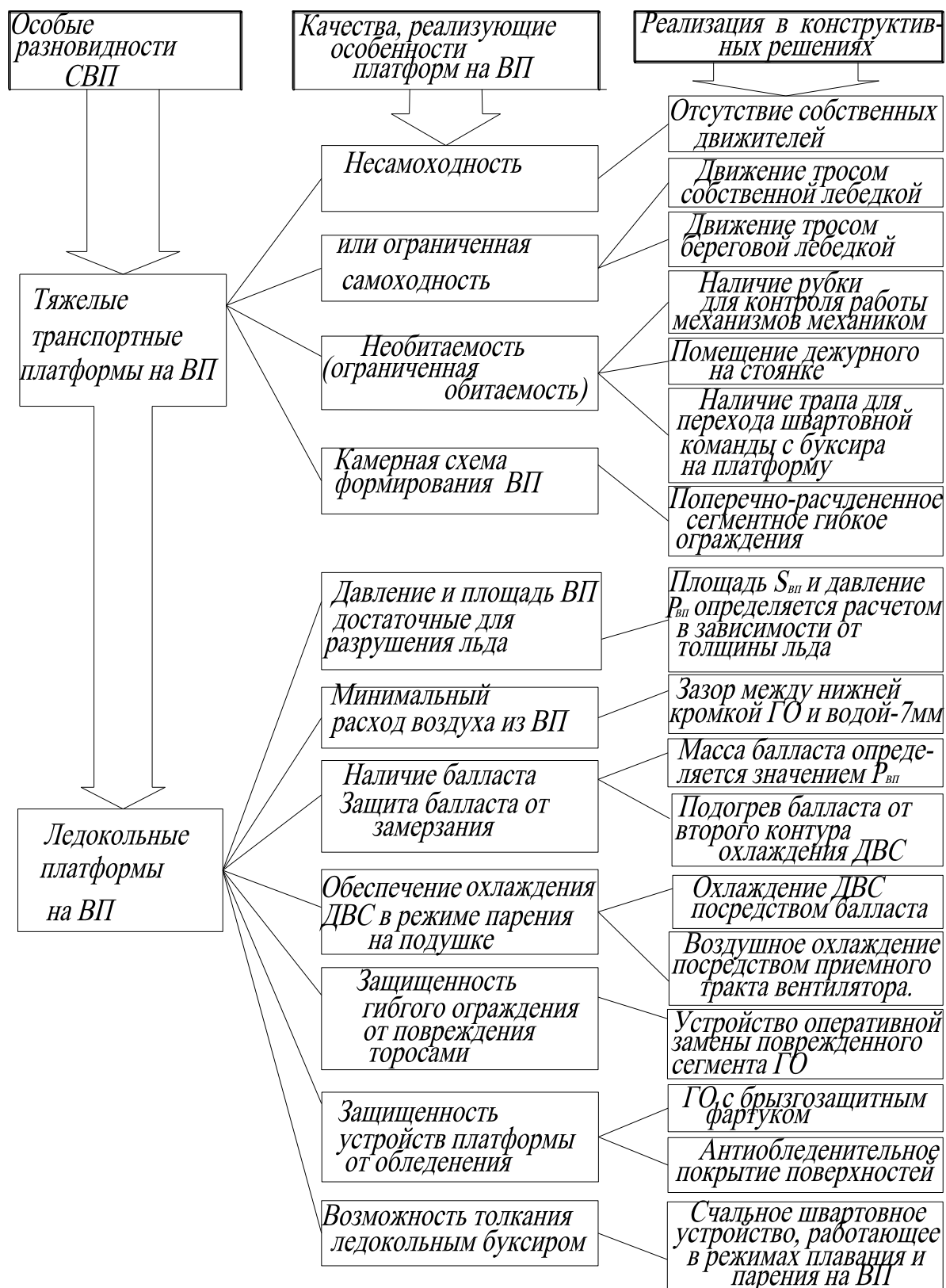


Рис. 9. Схема особенностей «тяжелых» транспортных СВП и ледокольных платформ на ВП

3. Вероятные проблемы при эксплуатации ЛПВП

Следует констатировать, что работа экспериментальной ЛПВП при отрицательных

температурах воздуха сопровождалась рядом следующих неблагоприятных явлений.

При испытании малой модели (см. рис. 3) при температуре -25°C остановка вентилятора

приводила к смятию ГО и его быстрому смерзанию с потерей гибкости и податливости (в течение 5 -15 мин) без возможности восстановления формы и с затруднениями выхода платформы на режим парения на ВП после включения вентилятора. Вместе с тем палуба платформы и крыльчатка вентилятора покрывались коркой льда толщиной в 2-3 см из-за брызг из-под ГО.

Для продолжения испытаний модели, показанной на рис.3, был сооружен специальный ангар, где производился обогрев модели платформы.

Таким образом, было обнаружено, что гибкое ограждение без подачи в него воздуха на морозе сразу смерзается в той смятой форме, которую после перехода ЛПВП в режим плавания оно приобретает от действия сплошного льда, его обломков, мокрого снега.

Прекращение режима парения на подушке во время работы состава ЛПВП+ледокол является весьма вероятным событием. После остановки вентиляторов и перехода в режим плавания ЛПВП в битом и сплошном льду выход на подушку может и не произойти. Это обусловлено тем, что воздух будет выходить между смятыми и смерзшимися на морозе сегментными элементами ГО, которые в таком виде восстановятся неспособными обеспечить герметичность воздушной подушки. При испытаниях ЛПВП подобные остановки были связаны с заменой элементов ГО, поврежденных при преодолении торосов. Такая замена проводилась в течение 30-40 минут. Наиболее стоянкой во льду был «сход с подушки» для заполнения балластных цистерн (более 3 часов).

Испытания натурного образца проекта 102 происходили при температуре ниже -20°C. Однако благодаря использованию турбореактивных нагнетателей эжекторного типа с температурой подаваемого воздуха +80 ÷ +100°C обледенения не происходило, а смерзшееся ГО после стоянки во льду более 18 часов быстро восстанавливало свою форму и внутренние воздушные каналы освобождались ото льда. Поток горячего воздуха в подушку не только подогревал балласт и элементы ГО, но и препятствовал образованию льда на палубе и палубном оборудовании от брызг из-под ГО. Устройство эжектора позволяет создавать горизонтальную тягу порядка 7 кН и дает возможность платформе перемещаться на чистой воде со скоростью до 5 км/ч [5].

Смерзания ГО и потери его формы во время испытаний проектов 107П и 00702ЛП не происходило, так как они проводились при положительных температурах воздуха. Также не оказывало влияние обледенение, вызванное брызгами из ГО. Несмотря на защитные фартуки, брызговая пелена присутствовала в натурных испытаниях всех платформ (рис. 6, 7, и 8). Обледенение паром АСТ-100 можно видеть на рис. 16. Обледенение палубных устройств якорного, швартовного, конструкций устройства замены поврежденных элементов ГО препятствует нормальной эксплуатации ЛСВП.

Серьезной проблемой при движении является преодоление торосистых участков трассы. В арктических морях участки ровного, свободного от торосов ледяного покрова составляют 10-30 км. Они разделены грядами торосов различной высоты, явно

исключающей возможность безаварийного прохождения над ними ГО. В этом случае форсирование торосов потребует отсоединения ЛПВП от ледокола, работающего набегам, с последующим ее счаливанием, что сводит на нет эффект увеличения скорости хода состава на участках ровного льда.

Возможно, факторы смерзания ГО, обледенения поверхностей ЛПВП и трудности преодоления ею торосов сыграли свою роль в том, что первоначально возникший за рубежом ажиотаж вокруг ледокольных приставок на ВП внезапно исчез, несмотря на широкий круг проведенных натурных испытаний, и озвученных решений об оснащении всех легких и средних канадских ледоколов приставками на ВП. Одним из заблуждений, которое возникло в первых опытах применения ЛПВП, состояло в том, что состав ЛПВП + маломощный ледокол может заменить дорогостоящий линейный ледокол. Тем не менее, можно найти перспективные направления использования ЛПВП в проведении ледокольных работ.

4. Перспективы использования ледокольных платформ на воздушной подушке

Одним из перспективных и востребованных направлений следует считать задачу, для решения которой предназначалась ЛПВП проекта 107 П – вывод судов из замерзающих портов на свободные участки окружающих морей. В этом случае отпадает необходимость в содержании мощного ледокола, который необходим ограниченный период времени, а его содержание требует больших затрат – на примере п. Сабетты). Преодоление затруднений, связанных с отрицательной температурой возможно за счет применения ЛПВП с турбореактивной нагнетательной эжекторной установкой (типа примененной на пр.102, см. рис. 4).

Но надо иметь в виду, что недостатком ЛПВП с турбореактивной эжекторной установкой является большой расход топлива [5]. Так, запас топлива у ЛПВП пр. 102 составлял около 8 тонн. Его хватало на 3-4 ч работы. Естественно, эксплуатировать такую платформу вдали от места бункеровки (порта) нецелесообразно, однако для операции по прокладке канала при выводе судна из порта этот недостаток не является критичным. Главным достоинством является высокая температура воздуха, истекающего из ВП, исключающая обледенение и смерзание ВП. Достаточно просто решаются инфраструктурные проблемы, состоящие в хранении ЛПВП на береговом участке, подъем из воды (со льда) и спуск на лед для счаливания с ледокольным буксиром. Кроме этого, обслуживание авиационных турбореактивных двигателей требует квалифицированного обслуживающего технического персонала, который вместе с необходимым оборудованием, станцией бункеровки может базироваться на территории порта на берегу, как это обычно происходит при обслуживании самолетов.

Другое направление применения ЛПВП – разрушение ледяного покрова в внутренних водных путях в ранневесенний период, когда температура воздуха уже выше 0°C. Раннее вскрытие водохранилищ и русловых участков рек не только может обеспечить раннее начало навигации, но и уменьшить опасность возникновения заторов и

затопления береговых сооружений. До настоящего времени для этой цели используются взрывчатые вещества, нанося серьезный ущерб экологии.

Следует отметить, что такое вскрытие водных путей целесообразно проводить только на реках, текущих с Севера на Юг (Европейская часть РФ). При движении состава ЛПВП от устья реки вверх, разрушенный лед сплавляется вниз по реке, в зону, где происходит естественное вскрытие. Такая же операция на реках Сибири и Дальнего Востока, текущих с Юга на Север при положительной температуре воздуха в верховьях рек, и температурах ниже нуля естественное вскрытие будет задерживаться. При попытке взлома льда с Юга на Север возможно образование заторов на еще крепком льду в низовьях рек. Разрушение льда «снизу вверх» требует специального анализа и вызывает сомнение в целесообразности.

Еще одно из перспективных направлений состоит в совмещении функции ледокольной платформы с функцией большегрузной грузовой платформы для доставки крупногабаритных грузов (строительной, буровой и прочей техники) на необорудованный берег. Это потребует оснащения платформы аппаратами для выгрузки техники, а также лебедкой для ее самостоятельного подъема на береговой склон.

Строительство береговых причальных сооружений является настолько затратным, что из-за этого многие проекты по освоению природных ресурсов остаются нереализованными. Применение большегрузных платформ на ВП позволит расширить доступность береговых зон арктического побережья, а также текущих к нему рек.

Выводы

Многие технические средства, показывая привлекательный эффект, в дальнейшем не находят практического применения. Такая судьба, например, выпала на долю экранопланов, появившихся более 50 лет назад, но исчезнувших из сферы реальных транспортных средств. Еще раньше та же участь выпала на долю дирижаблей и многих других технических новинок, обещавших первоначально большие перспективы. Однако с позиций системного подхода следует учитывать все факторы существования перспективного технического средства.

Как видно, с ЛПВП главное внимание было уделено эффекту разрушения ровного ледяного покрова. Все сопутствующие факторы: преодоление торосов, забрызгивание судна, возможное смерзание ГО при остановках на плаву без подушки, вывод ЛСВП из воды и льда на берег для стоянки и обратная процедура, обогрев ГО для восстановления формы после смерзания в воде и сход с берега (или со специального понтона) для счаливания с ледоколом не принимались во внимание в предположении, что с ними можно будет справиться в процессе эксплуатации. Этого не произошло.

Проведенный выше анализ использования ледокольных качеств ЛСВП позволяет в итоге сделать следующие выводы:

1. При проведении различных видов ледокольных, буксирных, спасательных и др. работ с ледокольными операциями ЛПВП является средством, альтернативным традиционным ледоколам, обладая способностью и дешевле, и быстрее выполнить вскрытие льда.

2. Наиболее перспективным следует считать использование ЛПВП, оснащенных ТРД и нагнетателем эжекторного типа, для обслуживания ими замерзающих портов;

3. ЛПВП с вентиляторной воздушнонагнетательной установкой в сочетании с приводным дизелем преимущественно применимы в условиях положительных температур, при отсутствии торосов большой высоты (не более 0.7-0.8 м) для раннего вскрытия водохранилищ и русловых участков рек (в весенний период);

4. Перспективным следует считать гибрид ЛПВП и большегрузной транспортной платформы как вариант средства снабжения слабооборудованных арктических портопунктов;

5. Требуется выполнение обширных НИОКР по доработке приемлемых свойств и характеристик ЛПВП и по совершенствованию их компоновки и комплектации для различных эксплуатационных условий.

Целесообразна регулярная эксплуатация достаточного количества опытных образцов ЛПВП в различных ледовых условиях, при отрицательных температурах и ветрах различных скоростей и направлений.

Литература

1. Wade R. G. Improvements In Icebreaking by Use of Air Cushion Technology . R. G. Wade, R. Y. Edwards, J. K. Kim . Tech Symposium. – Montreal, Canada, 1975. – С. 1-14.
2. Clyde E. Method of clearing a path through ice . E. Clyde, Jr. Bastian, N. J. Milington. 1974. URL: <https://patents.google.com/patent/US3808997A/en> (дата обращения: 29.08.2024). – Текст : электронный.
3. Norton D. Voyageur Operations in Canada and North America / D. Norton // Hover Craft and Hydrofoil. – 1975. – Т. 14. – № 8. – С. 32-34.
4. Ball M. A. Continuing Advances with Aircushion Icebreaking / M. A. Ball // Proceedings of the 10-th Canadian Symposium of Air Cushion Technology Canadian Symposium of Air Cushion Technology. – 1975. – С. 105-120.
5. Рябинкин А. Б. Энергетические установки ледокольных судов на воздушной подушке / А. Б. Рябинкин, П. А. Малахов, В. П. Хаханин // Вопросы теории, прочности и проектирования судов, плавающих во льдах: межвузовский сборник научных трудов. – 1984. – С. 89-95.
6. Хаханин В. П. Энергетические установки ледокольных приставок на воздушной подушке / В. П. Хаханин // Теория и прочность ледокольного корабля. – 1982. – С. 57-60.
7. Некоторые результаты испытаний авиационного турбореактивного двигателя РД-9Б / А. В. Богданов, А. Г. Косолапов, В. В. Назаров, А. Б. Рябинкин // Теория и прочность ледокольного корабля. – 1982. – С. 60-63.
8. Некоторые вопросы проектирования ледокольных приставок на воздушной подушке / В. А. Зуев, Ю. А. Двойченко, Г. М. Перелыгина [и др.] // Теория и прочность ледокольного корабля. – 1982. – С. 41-48.

9. Смирнов Ю. И. О проектировании транспортных платформ на воздушной подушке / Ю. И. Смирнов // Вопросы теории, прочности и проектирования судов, плавающих во льдах: межвузовский сборник научных трудов. – 1984. – С. 97-98.
10. Фроловский С. В. Оценка водоизмещения ледокольных и большегрузных платформ на воздушной подушке / С. В. Фроловский // Теория, прочность и проектирование судов, плавающих во льдах. – 1995. – С. 80-83.
11. Зуев В. А. Экспериментальные исследования разрушения ледяного покрова / В. А. Зуев, Е. М. Грамузов, Ю. А. Двойченко // Вопросы теории, прочности и моделирования судов, плавающих во льдах: межвуз. сб. – 1984. – С. 4 -13.
12. Двойченко Ю. А. Численная модель разрушения ледяного покрова при движении СВП с низкой скоростью / Ю. А. Двойченко // Вопросы теории, прочности и проектирования судов, плавающих во льдах: межвузовский сборник научных трудов. – 1984. – С. 81-88.
13. Зуев В. А. Низконапорные течения воздуха под ледяную пластину. Рук. Деп. В ЦНИИ «Румб». № ДР-1345 / В. А. Зуев, Ю. А. Двойченко. – 1981.
14. Фам Фу Тхань. Определение параметров подъемного вентилятора амфибийного судна на воздушной подушке с гибким ограждением баллонетного типа / Фам Фу Тхань, Ю. А. Двойченко // Международная научно-техническая конференция «Международный симпозиум. Наука. Инновации. Техника и технологии: проблемы, достижения и перспективы». Фундаментальные исследования океанотехники и морской инфраструктуры: теория, эксперимент, практика. – Комсомольск-на-Амуре, 2015. – С. 102-103.
15. Двойченко Ю. А. Выбор формы и размеров сегментного гибкого ограждения для ледокольной платформы на воздушной подушке / Ю. А. Двойченко, В. Ф. Кулепов // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. – 2014. – Т. 1. – № 4 (20). – С. 83-88.
16. Дитрих Я. Проектирование и конструирование: Системный подход / Я. Дитрих. – М.: Мир, 1981. – 456 с.
17. Зуев В. А. Оценка сопротивления ледокольных платформ на воздушной подушке / В. А. Зуев // Материалы научно-технической конференции «Современные технологии в кораблестроении». – Нижний Новгород, 2009. – С. 181-187.

References

1. Wade R. G., Edwards R. Y., Kim J. K. Improvements In Icebreaking by Use of Air Cushion Technology. Tech Symposium. Montreal, Canada, 1975. P. 1-14.
2. Clyde E., Bastian Jr., Millington N. J. Method of clearing a path through ice. 1974. URL: <https://patents.google.com/patent/US3808997A/en> (the date of access: 29.08.2024). Text : electronic.
3. Norton D. Voyageur Operations in Canada and North America. Hover Craft and Hydrofoil. 1975. Vol. 14. No. 8. P. 32-34.
4. Ball M. A. Continuing Advances with Aircushion Icebreaking. Proceedings of the 10-th Canadian Symposium of Air Cushion Technology Canadian Symposium of Air Cushion Technology. 1975. P. 105-120.
5. Ryabinkin A. B., Malakhov P. A., Khakhanin V. P. Energeticheskie ustanovki ledokol'nykh sudov na vozduшной podushke [Power plants of icebreaking hovercrafts]. Voprosy teorii, prochnosti i proektirovaniya sudov, plavayushchikh vo l'dakh: mezhvuzovskiy sbornik nauchnykh trudov [Issues of theory, strength and design of ships floating in ice: interuniversity collection of scientific papers]. 1984. P. 89-95.
6. Khakhanin V. P. Energeticheskie ustanovki ledokol'nykh pristavok na vozduшной podushke [Power plants of icebreaking non-self-propelled hovercrafts]. Teoriya i prochnost' ledokol'nogo korablya [Theory and strength of an icebreaker ship]. 1982. P. 57-60.
7. Bogdanov A. V., Kosolapov A. G., Nazarov V. V., Ryabinkin A. B. Nekotorye rezul'taty ispytaniy aviatsionnogo turboreaktivnogo dvigatelya RD-9B [Some test results of the RD-9B aviation turbojet engine]. Teoriya i prochnost' ledokol'nogo korablya [Theory and strength of an icebreaker ship]. 1982. P. 60-63.
8. Zuev V. A., Dvoichenko Y. A., Perelygina G. M., Makhon'ko S. V., Savateev A. V. Nekotorye voprosy proektirovaniya ledokol'nykh pristavok na vozduшной podushke [Some issues of designing icebreaking non-self-propelled hovercrafts]. Teoriya i prochnost' ledokol'nogo korablya [Theory and strength of an icebreaker ship]. 1982. P. 41-48.
9. Smirnov Y. I. O proektirovanii transportnykh platform na vozduшной podushke [About the design of hovercraft transport platforms]. Voprosy teorii, prochnosti i proektirovaniya sudov, plavayushchikh vo l'dakh: mezhvuzovskiy sbornik nauchnykh trudov [Issues of theory, strength and design of ships floating in ice: interuniversity collection of scientific papers]. 1984. P. 97-98.
10. Frolovskiy S. V. Otsenka vodoizmeshcheniya ledokol'nykh i bol'shegruznykh platform na vozduшной podushke [Estimation of displacement of icebreaking and heavy-duty hovercraft platforms]. Teoriya, prochnost' i proektirovanie sudov, plavayushchikh vo l'dakh [Theory, strength and design of ships floating in ice]. 1995. P. 80-83.
11. Zuev V. A., Gramuzov E. M., Dvoichenko Y. A. Eksperimental'nye issledovaniya razrusheniya ledyanogo pokrova [Experimental studies of the ice cover destruction]. Voprosy teorii, prochnosti i modelirovaniya sudov, plavayushchikh vo l'dakh: mezhvuz. sb. [Issues of theory, strength and modeling of ships floating in ice: interuniversity collection]. 1984. P. 4-13.
12. Dvoichenko Y. A. Chislennaya model' razrusheniya ledyanogo pokrova pri dvizhenii SVP s nizkoy skorost'yu [A numerical model of the ice cover destruction during the movement of a hovercraft at low speed]. Voprosy teorii, prochnosti i proektirovaniya sudov, plavayushchikh vo l'dakh: mezhvuzovskiy sbornik nauchnykh trudov [Issues of theory, strength and design of ships floating in ice: interuniversity collection of scientific papers]. 1984. P. 81-88.

13. Zuev V. A., Dvoichenko Y. A. Nizkonapornnye techeniya vozdukha pod ledyanuyu plastinu [Low-pressure air flows under the ice plate]. Ruk. dep. v TsNII «Rumb» [The manuscript was deposited at the Central Research Institute "Rumb"]. No DR-1345. 1981.
14. Fam Fu Tkhan, Dvoichenko Y. A. Opreделение parametrov pod"emnogo ventilyatora amfibiynogo sudna na vozdushnoy podushke s gibkim ograzhdeniem ballonetnogo tipa [Determination of the parameters of the lifting fan of an amphibious hovercraft with a balloon-type skirt]. Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya «Mezhdunarodnyy simpozium. Nauka. Innovatsii. Tekhnika i tekhnologii: problemy, dostizheniya i perspektivy». Fundamental'nye issledovaniya okeanotekhniki i morskoy infrastruktury: teoriya, eksperiment, praktika [International Scientific and Technical Conference "International Symposium. Science. Innovation. Engineering and technology: problems, achievements and prospects". Fundamental research of ocean engineering and marine infrastructure: theory, experiment, practice]. Komsomol'sk-na-Amure, 2015. P. 102-103.
15. Dvoichenko Y. A., Kulepov V. F. The choice of forms and sizes for a segmented flexible skirt at icebreaking hover platforms. Uchenye zapiski Komsomol'skogo-na-Amure gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2014. Vol. 1. No. 4 (20). P. 83-88.
16. Ditrikh Y. Proektirovanie i konstruirovaniye: Sistemnyy podkhod [Design and construction: A systematic approach]. Moscow : Mir, 1981. 456 p.
17. Zuev V. A. Otsenka soprotivleniya ledokol'nykh platform na vozdushnoy podushke [Assessment of the resistance of icebreaking platforms on an air cushion]. Materialy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Sovremennye tekhnologii v korablestroenii» [Proceedings of the scientific and technical conference "Modern technologies in shipbuilding"]. Nizhniy Novgorod, 2009. P. 181-187.

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

Двойченко Юрий Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры кораблестроения и авиационной техники Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева (НГТУ), 603155, Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: edbas2@yandex.ru

Yuri A. Dvoichenko, Ph.D. (Eng), assistant professor of the Department of Shipbuilding and Aviation Technology of the Nizhny Novgorod State Technical University, n. a. R. E. Alekseev (NNSTU), Minina str., 24, Nizhny Novgorod, 603155, Russian Federation, e-mail: edbas2@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 16.09.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 20.10.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 07.11.2024.

Научная статья

УДК 629.124

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.048>

Использование энергетического подхода для расчетного метода ледового сопротивления с использованием данных модельных испытаний в пресном льду

Грамузов Е.М.¹ terkor@nntu.ru, Калинина Н.В.¹ nvk5133@mail.ru, Блинов К.Д.¹ blinov.kirill@yandex.ru,
Куркин А.А.¹ aakurkin@nntu.ru

¹Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Аннотация. Основной проблемой моделирования ледового сопротивления является создание физической модели льда, адекватно отображающей его взаимодействие с судами и сооружениями в натурных условиях. При математическом моделировании потеря точности происходит за счет неизбежных допущений, упрощающих физическую реальность. При физическом моделировании потеря точности происходит за счет невозможности совместного моделирования всех физических процессов и не реализуемости создания модели льда, полностью удовлетворяющей теории подобия. Поэтому актуальным является создание полуэмпирических моделей сопротивления при движении судов в различных ледовых условиях, которые учитывают не только характеристики судна, а также толщину и физико-механические характеристики ледяного покрова. Приведена полуэмпирическая модель для расчета ледового сопротивления при движении судов в сплошных льдах, полученная с учетом энергетического подхода с безразмерными эмпирическими коэффициентами. Описан процесс настройки модели сопротивления на данные модельных экспериментальных исследований в опытовом бассейне. Получены безразмерные и одинаковые для модели и натурального судна эмпирические коэффициенты для различных совокупностей экспериментальных данных, где в каждом опыте были измерены все физико-механические характеристики льда, присутствующие в полуэмпирической модели. Это дает возможность наиболее обоснованно выполнять пересчет результатов модельного эксперимента на натурные суда, подставляя в расчетную модель сопротивления характеристики натуральных судов и параметры натурального льда, заданные техническим заданием на проектирование или определенные данными ледовой разведки, прогнозами синоптиков. Полученные зависимости рекомендуются для прогнозирования ледовой ходкости судов активного ледового плавания.

Ключевые слова: сплошной ледяной покров, модельный эксперимент, опытовый бассейн, полуэмпирическая модель ледового сопротивления, пересчет результатов на натурное судно.

Финансирование: представленные результаты получены по проекту РНФ № 22-19-00376 «Экспериментально-теоретическое исследование полуэмпирических моделей взаимодействия судов со льдом».

Для цитирования: Грамузов Е.М., Калинина Н.В., Блинов К.Д., Куркин А.А. Использование энергетического подхода для расчетного метода ледового сопротивления с использованием данных модельных испытаний в пресном льду. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 4 часть 3, С. 34—43. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.048

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.048>

The use of an energy approach for the calculation method of ice resistance using model test data in fresh ice

Evgeniy M. Gramuzov¹ terkor@nntu.ru, Nadezhda V. Kalinina¹ nvk5133@mail.ru,
Kirill D. Blinov¹ blinov.kirill@yandex.ru, Andrey A. Kurkin¹ aakurkin@nntu.ru

¹Nizhny Novgorod State Technical University, named after R.E. Alekseev

Abstract. The main problem of ice resistance modeling is the creation of a physical model of ice that adequately reflects its interaction with ships and structures in natural conditions. The loss of calculation accuracy in mathematical modeling occurs due to unavoidable assumptions that simplify physical reality. The loss of calculation accuracy in physical modeling occurs due to the impossibility of joint modeling of all physical processes and the impossibility of creating an ice model that fully satisfies the similarity theory. Therefore, the creation of semi-empirical models of resistance when moving ships in various ice conditions, which take into account not only the characteristics of the vessel, but also the thickness and physico-mechanical properties of the ice cover, is relevant. A semi-empirical model for calculating ice resistance when ships move in solid ice, obtained taking into account the energy approach with dimensionless empirical coefficients, is given. The process of adjusting the resistance model to data from model experimental studies in the experimental basin is described. The dimensionless and identical for the model and the full-scale ship empirical coefficients for various sets of experimental data, where in each experiment all the physical and mechanical property of ice present in the semi-empirical model were measured, were obtained. This makes it possible to recalculate the results of the model experiment for full-scale vessels in the most reasonable way, substituting into the calculated resistance model the characteristics of full-scale ships and the parameters of full-scale ice set by the design specification or determined by ice exploration data, weather forecasters. The obtained dependences are recommended for predicting the ice seaworthiness of active ice navigation ships.

© Грамузов Е.М., Калинина Н.В., Блинов К.Д., Куркин А.А. 2024

Keywords: solid ice cover, model experiment, experimental basin, semi-empirical model of ice resistance, conversion of results to a full-scale vessel.

Financial Support: the presented results were obtained under the project of the Russian Science Foundation No. 22-19-00376 «Experimental and theoretical study of semi-empirical models of the interaction of ships with ice».

For citation: Evgeniy M. Gramuzov, Nadezhda V. Kalinina, Kirill D. Blinov, Andrey A. Kurkin The use of an energy approach for the calculation method of ice resistance using model test data in fresh ice. Marine intellectual technologies. 2024. № 4 part 3, P. 34—43. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.048

Введение

Ледоколы и суда ледового плавания в процессе эксплуатации встречаются с разнообразными ледовыми условиями. Выделяют следующие стандартные ледовые условия: движение ледокола в ровном сплошном неразрушенном ледяном поле, движение в битых природных льдах, движение в канале битого льда после прохода ледокола, движение набегам в сложной ледовой обстановке. Для прогнозирования ледовой ходкости в этих условиях эксплуатации не существует универсальной модели ледового сопротивления. Для каждого ледовых условий используют свою модель сопротивления. Среди этих условий центральную роль играет движение ледокола в ровном сплошном льду [1].

Математическое моделирование ледового сопротивления судов находится в постоянном развитии. Сложность процессов взаимодействия судов и сооружений со льдом не всегда позволяет составить достоверную математическую модель такого взаимодействия. Поэтому получение данных о ледовых качествах судов еще при проектировании приводит к необходимости обращаться к экспериментальным методам исследования на моделях. Сейчас в мире насчитывается более 15 работающих ледовых бассейнов, в которых проводятся испытания судов в сплошных, битых, торосистых льдах, моделируется работа буровых установок и мостовых опор в ледовых условиях с целью прогнозирования силового воздействия льда на суда и морские сооружения, исследуется работа различных устройств и систем, повышающих эффективность проведения операций во льдах.

Основной проблемой моделирования ледового сопротивления является создание физической модели льда, адекватно отображающей его взаимодействие с судами и сооружениями в натуральных условиях.

При математическом моделировании потеря точности происходит за счет неизбежных допущений, упрощающих физическую реальность. При физическом моделировании потеря точности происходит за счет невозможности совместного моделирования всех физических процессов и не реализуемости создания модели льда, полностью удовлетворяющей теории подобия. Поэтому актуальным является создание наиболее полных полуэмпирических моделей сопротивления при движении судов в различных ледовых условиях, которые учитывают не только характеристики судна, а также толщину и физико-механические характеристики ледяного покрова.

1. Энергетический подход для расчетного метода ледового сопротивления

Рассмотрим энергетический подход для построения расчетного метода сопротивления сплошного льда

движению ледокола с использованием модельных данных. Математическое и физическое моделирование ледового сопротивления взаимно дополняют друг друга. Теоретико - экспериментальное моделирование ледового сопротивления может выглядеть следующим образом (табл. 1).

Таблица 1

Теоретико-экспериментальное моделирование ледового сопротивления

1.	Феноменология: структурирование физических процессов
2.	Математическое моделирование с допущениями и упрощениями. Структура полуэмпирической модели сопротивления
3.	Обоснование частичного физического моделирования. Выбор модели ледяного покрова
4.	Получение модельных экспериментальных данных
5.	Расчет коэффициентов полуэмпирической модели (используются характеристики физической модели)
6.	Расчет не моделируемых энергетических затрат на не реализуемые физические процессы на моделях
7.	Пересчет результатов на натуре с помощью коэффициентов полуэмпирической модели и дополнительных энергетических затрат (используются характеристики натуре)
8.	Верификация полученных данных с помощью натуральных данных по ледопроеходимости судна

Требования к математической модели ледового сопротивления можно сформулировать следующим образом:

- максимальное соответствие феноменологии физических процессов;
- структурирование в виде суперпозиции независимых составляющих;
- учет наибольшего числа значимых факторов определяющих ледовое сопротивление. Феноменология физических процессов, составляющих ледовое сопротивление подробно описана в [2]. К значимым факторам в настоящее время относят:
- размерения и форму корпуса ледокола, определяемую характерными углами и геометрическими функциями формы корпуса [2];
- скорость хода;
- толщину и физико-механические характеристики ледяного покрова (упругость, прочность), плотности воды и льда, коэффициенты трения льда о корпус судна.

Требования к физической модели ледяного покрова формулируются с помощью теории подобия:

- реологические модели деформации и разрушения льда должны быть аналогичны;
- упругие и прочностные константы должны быть в масштаб раз меньше;
- плотности воды и льда, коэффициенты трения модели равны натуре.

Модель судна выполняется геометрически подобной натуре. Скорость модели подчиняется закону Фруда.

Рассмотрим реализацию предложенной схемы (табл. 1). В работах [1, 2, 3, 4] предложены: феноменологическая модель ледового сопротивления; структура полуэмпирической модели сопротивления; обоснование частичного физического моделирования; выбор модели ледяного покрова. В результате проведения натурных и модельных экспериментов получено, что наиболее существенным фактором разрушения ледяного покрова являются проломное усилие и энергия разрушения ледяной пластины вертикальной нагрузкой [2]. Поэтому наиболее полный полуэмпирический метод расчета сопротивления льда при движении в ровном сплошном ледяном поле [4] с размерными эмпирическими коэффициентами перед составляющей сопротивления разрушения был перестроен.

Преобразованная модель расчета сопротивления приведена в [5]. Энергетический подход, использованный для перестроения полуэмпирической модели, позволяет в общем случае представить ледовое сопротивление следующим образом:

$$R = \sum_{j=1}^m k_j r_j = k_{pv} r_{pv} + k_{pct} r_{pct} + k_{ov} r_{ov} + k_{ост} r_{ост} + k_{ch} r_{ch}, \quad (1)$$

$$r_{pct} = \alpha \left[\left(1 + f_{\text{лтф}} \right) A_{Z\phi} + \frac{1}{3} \gamma_{\text{сф}} \sqrt{\frac{Z_{\phi}^3}{\sigma_c}} + \frac{k_r}{k_{\alpha}} \left(1 + f_{\Phi_{\text{лт}}} \right) A_{Z\phi} B \alpha + 0,25 \Phi_c \frac{k_r}{k_{\alpha}} \sqrt{\frac{Z_{\phi}^3}{\sigma_c}} B \alpha \right];$$

$$r_{pv} = Fr_h \text{tg} \varphi_{1\phi} r_{pct};$$

$$r_{ov} = \rho_{\text{л}} h B v^2 \left[\left(1 + \frac{0,19}{\left(0,215 + Fr_h \text{tg} \varphi_{1\phi} \right) \rho_{\text{л}} \frac{1}{ah}} \right) \times \left(\Phi_{\text{и}} + f_{\Phi_{\text{лт}}} \right) + \frac{2\rho_{\text{л}}}{\rho_{\text{л}}} \frac{\Omega_{\text{л}}}{Bh} \left(\Phi_{\text{г}} + f_{\Phi_{\text{лт}}} \right) \right]; \quad (2)$$

$$r_{ост} = (\rho - \rho_{\text{л}}) g h \Omega_{\text{л}} (\Phi_{\text{и}} + f_{\Phi_{\text{лт}}});$$

$$r_{\text{ch}} = (\rho - \rho_{\text{сн}}) g h_{\text{сн}} \Omega_{\text{л}} (\Phi_{\text{и}} + f_{\Phi_{\text{лт}}});$$

$$k_{\text{сф}} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ кПа}^{-1}; k_{\text{сб}} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ кПа}^{-1};$$

$$\gamma_{\text{лтф}} = \sqrt{\frac{1}{n_{\text{хф}}^2} + \frac{1}{n_{\text{зф}}^2}}; \gamma_{\text{сф}} = \sqrt{\frac{1}{n_{\text{зф}}^2} - 1};$$

$$\Phi_{\text{лт}} = \frac{2}{B} \int_0^{B/2} \sqrt{\frac{1}{n_{\text{х}}^2} + \frac{1}{n_{\text{з}}^2}} dy; \Phi_{\text{с}} = \frac{2}{B} \int_0^{B/2} \sqrt{\frac{1}{n_{\text{з}}^2} - 1} dy;$$

$$\Phi_{\text{и}} = \frac{1}{\Omega_{\text{л}}} \int_{\Omega_{\text{л}}} n_{\text{х}} n_{\text{з}} d\Omega; \Phi_{\text{лт}} = \frac{1}{\Omega_{\text{л}}} \int_{\Omega_{\text{л}}} n_{\text{з}} \sqrt{1 - n_{\text{х}}^2} d\Omega;$$

$$\Phi_{\text{г}} = \frac{1}{\Omega_{\text{л}}} \int_{\Omega_{\text{л}}} n_{\text{х}}^3 d\Omega; \Phi_{\text{лт}} = \frac{1}{\Omega_{\text{л}}} \int_{\Omega_{\text{л}}} n_{\text{х}}^2 \sqrt{1 - n_{\text{х}}^2} d\Omega;$$

$$\Phi_{\text{и}} = \frac{2}{B} \int_0^{B/2} \sqrt{n_{\text{х}}^2} dy; \Phi_{\text{лт}} = \frac{2}{B} \int_0^{B/2} n_{\text{х}} \sqrt{1 - n_{\text{х}}^2} dy;$$

$$n_{\text{х}} = \frac{\text{tg} \varphi_2}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \varphi_2 + \text{tg}^2 \varphi_3}}; n_{\text{з}} = \frac{\text{tg} \varphi_3}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \varphi_2 + \text{tg}^2 \varphi_3}};$$

$$\alpha = \sqrt[4]{\rho g / d}; d = \frac{E h^3}{12(1 - \mu^2)},$$

где r_j - комбинация определяющих ледовое сопротивление факторов, связанная с некоторым физическим процессом, имеющая размерность силы; k_j - искомые безразмерные эмпирические коэффициенты, компенсирующие неточности теоретической модели сопротивления; B - ширина ледокола, м; f - коэффициент трения льда о корпус судна; h - толщина ла, м; $h_{\text{сн}}$ - толщина снега, м; g - ускорение свободного падения, м/с²; $Fr_h = v / \sqrt{gh}$ - число Фруда по толщине льда; v - скорость движения, м/с; $\Omega_{\text{л}}$ - площадь подводной части корпуса, облегаемая льдом, м²; $n_{\text{х}}$, $n_{\text{з}}$ - направляющие косинусы внешней нормали к обшивке судна с продольной Ox и вертикальной Oz осями; φ_1 , φ_2 , φ_3 - углы наклона батокса к горизонту, ватерлинии к диаметральной плоскости и шпангоута к вертикали в некоторой точке судовой поверхности; $\varphi_{1\phi}$, $\varphi_{2\phi}$, $\varphi_{3\phi}$, $\Pi_{\text{хф}}$, $\Pi_{\text{зф}}$ - углы и направляющие косинусы на форштевне в районе действующей ватерлинии; α - параметр изгиба пластины на упругом основании; d - цилиндрическая жесткость ледяной пластины; E - модуль упругости, кПа; μ - коэффициент Пуассона льда; ρ , $\rho_{\text{л}}$, $\rho_{\text{сн}}$ - плотность воды, льда и снега, т/м³; k_r - количество радиальных трещин с каждого борта; k_{α} - безразмерный коэффициент, зависящий от конфигурации пластины в плане; отношение $k_r/k_{\alpha}=0,66$ [2]; $A_{Z\phi}$, $A_{Z\phi}$ - энергия пролома ледяной пластины форштевнем и бортом соответственно; Z_{ϕ} , Z_{ϕ} - усилие пролома ледяной пластины форштевнем и бортом соответственно (рис. 1); σ_c - предел прочности льда на смятие.

Для определения $A_{Z\phi}$, $A_{Z\phi}$, Z_{ϕ} , Z_{ϕ} были проведены специальные модельные (рис. 1) и натурные (рис.2) экспериментальные исследования с непрерывной записью кривой $Z=f(w)$. По данным натурального эксперимента: $A_{Z\phi}=0,3A_{Z\phi}$, $Z_{\phi}=0,5Z_{\phi}$. Однако измерения $A_{Z\phi}$, $A_{Z\phi}$, Z_{ϕ} , Z_{ϕ} при перемещении судна по каналу имеют значительный статистический разброс. Это связано с постоянно меняющейся картиной трещинообразования от акта к акту при проломах ледяной пластины различными частями корпуса. При настройке полуэмпирической модели сопротивления использованы опыты по пролому ледяного покрова, как обладающий наибольшей стабильностью,

регулярностью и технологичностью проведения эксперимента. В модельном эксперименте измерялась работа разрушения льда A_z как площадь под всей диаграммой (рис. 1).

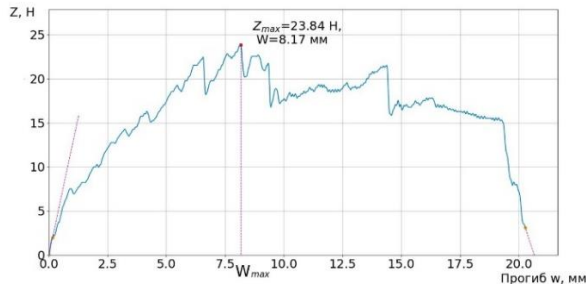


Рис. 1. Диаграмма разрушения модельного пресноводного льда толщиной 3,44 мм, полученной в опыте «центральный пролом»

При частичном моделировании (в части модели ледяного покрова) смятие кромки льда не происходит [2]. Поэтому слагаемые, содержащие Z_ϕ , Z_b при определении k_j были исключены. Сопротивление снега $R_{сн} = k_{сн} \Gamma_{сн}$ исключено из рассмотрения, так как снежный покров не освоен для моделирования в ледовых опытовых бассейнах [2, 6].

С учетом сказанного, выражения (1), (2) были преобразованы для комбинации определяющих факторов $r_{рст}$ в модельном эксперименте:

$$r_{рст} = \alpha A_{Z\phi} \left[(1 + f_{\gamma_{лт\phi}}) + 0,33(1 + f_{\Phi_{лт}}) B \alpha \right].$$

Тогда перестроенная полуэмпирическая модель сопротивления (1), (2) с учетом данных модельного эксперимента принимает вид (3), (4):

$$R = \sum_{j=1}^m k_j r_j = k_{pv} r_{pv} + k_{рст} r_{рст} + k_{ov} r_{ov} + k_{ост} r_{ост}, \quad (3)$$

$$r_{рст} = \alpha A_{Z\phi} \left[(1 + f_{\gamma_{лт\phi}}) + 0,33(1 + f_{\Phi_{лт}}) B \alpha \right];$$

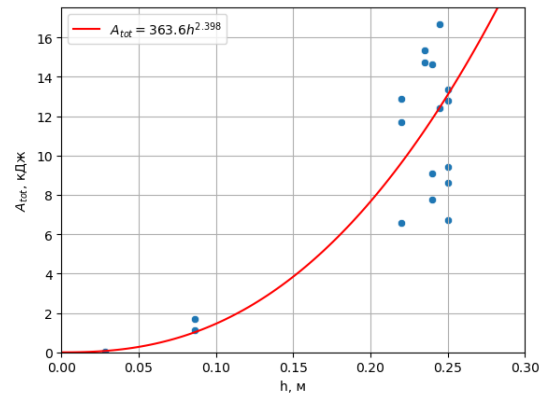
$$r_{pv} = Fr_h \operatorname{tg} \phi_{1\phi} r_{рст}; \quad (4)$$

$$r_{ov} = \rho_{л} h B v^2 \left[\left(1 + \frac{0,19}{(0,215 + Fr_h \operatorname{tg} \phi_{1\phi})} \frac{\rho}{\rho_{л}} \frac{1}{\alpha h} \right) \times \right. \\ \left. \times (\Phi_{и} + f_{\Phi_{ит}}) + \frac{2\rho}{\rho_{л}} \frac{\Omega_{л}}{Bh} (\Phi_{г} + f_{\Phi_{гт}}) \right];$$

$$r_{ост} = (\rho - \rho_{л}) gh \Omega_{л} (\Phi_{п} + f_{\Phi_{пт}}).$$

Искомые безразмерные эмпирические коэффициенты k_j (k_{pv} , $k_{рст}$, k_{ov} , $k_{ост}$) определяются с учетом данных модельного эксперимента решением линейной системы уравнений (3) с использованием метода наименьших квадратов при числе уравнений (экспериментальных точек) $i > j$. Постулируется равенство k_j для модели и природы.

а)



б)

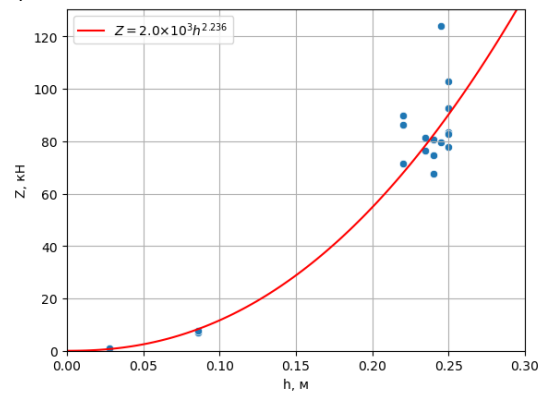


Рис. 2 Зависимость параметров натурального льда в опыте по прокладыванию канала:

а) полная работа разрушения;

б) максимальное проломное усилие

2. Расчет коэффициентов полуэмпирической модели (используются характеристики физической модели)

Для определения безразмерных эмпирических коэффициентов k_j (k_{pv} , $k_{рст}$, k_{ov} , $k_{ост}$) были проведены модельные испытания в ледовом опытовом бассейне НГТУ [7, 8]. Эксперименты проводились на 5-ти моделях ледоколов проектов 21900, 1105, 1191, 16, Р47, имеющих существенно различную форму корпуса и основные характеристики (рис. 3). Ледоколы проектов 21900, 1105, 1191, 16, Р47 эксплуатируются в настоящее время, являются хорошо известными, их проектные характеристики и функции геометрии приведены в [9].

Использование экспериментальных данных сразу по пяти проектам сделано не случайно, а для максимального изменения основных определяющих факторов, в частности толщины льда и формы корпуса ледоколов. В модельном эксперименте были измерены все физико-механические характеристики льда, присутствующие в выбранной полуэмпирической модели. В качестве модели ледяного покрова использовался тонкий пресноводный лед.

Экспериментальные данные по испытаниям моделей ледоколов в пресноводном льду плотностью 920 кг/м^3 приведены в табл. 2.



Рис. 3. Модели ледоколов различных проектов

Таблица 2

Экспериментальные данные по испытаниям моделей ледоколов

№ п/п	Скорость, м/с	Тяга, Н	Модельный лед				
			Толщина льда, мм	Цилиндрическая жесткость, Нм	Проломное усилие, Н	Прогиб льда, мм	Полная работа разрушения, Дж
Модель ледокола проекта Р-47							
1	0,40	2,44	3,08	67,47	16,68	8,28	0,09
2	0,28	2,93	4,02	168,49	23,62	8,62	0,21
3	0,75	2,93	1,99	33,73	7,3	7,37	0,04
4	0,35	1,95	2,38	26,33	10,65	7,71	0,08
5	0,52	1,63	1,58	14,59	3,97	7,17	0,02
Модель ледокола проекта 16							
1	0,50	3,09	3,23	75,08	17,03	8,29	0,12
2	0,40	2,61	2,72	55,55	11,24	8,06	0,09
3	0,48	2,12	2,1	19,24	8,70	7,57	0,06
4	0,40	2,12	2,72	65,4	14,34	7,92	0,11
5	0,46	1,79	2,28	17,62	8,97	7,63	0,06
Модель ледокола проекта 1105							
1	0,67	4,07	3,86	128,36	19,52	8,71	0,23
2	0,22	3,26	4,28	195,19	24,52	8,81	0,27
3	0,62	3,26	3,38	90,76	15,44	8,20	0,15
4	0,40	2,93	3,48	94,61	19,16	8,35	0,17
5	0,40	2,28	2,88	49,52	14,89	7,99	0,11
Модель ледокола проекта 1191							
1	0,62	4,07	3,80	121,64	20,36	8,60	0,21
2	0,53	2,61	3,00	60,97	13,93	8,25	0,12
3	0,64	2,61	2,64	37,9	10,32	7,89	0,09
4	0,40	2,28	3,05	66,47	14,99	8,26	0,11
5	0,49	3,26	3,45	101,21	17,70	8,56	0,18
Модель ледокола проекта 21900							
1	0,20	1,14	2,12	30,67	7,33	7,57	0,05
2	0,72	1,95	2,04	23,21	8,72	7,63	0,07
3	0,60	1,63	1,87	17,31	5,97	7,55	0,04
4	0,31	1,3	2,38	33,64	9,96	7,81	0,12
5	0,42	1,63	2,48	34,77	13,73	8,06	0,08

При измерении сопротивления модели в каждом опыте были определены скорость, толщина и физико-механические характеристики модельного ледяного поля (плотность, прочность, упругость, коэффициент трения). Важнейшими из характеристик являются энергия разрушения ледяного покрова и максимальное вертикальное

усилие пролома ледяного покрова. Изгиб и разрушение ледяной пластины представлен зависимостью вертикального усилия Z на прогиб ледяной пластины w на гидравлическом упругом основании $Z=f(w)$. Измерение энергии разрушения A (площадь под кривой $Z=f(w)$) позволяет использовать в экспериментах частично подобные модели

ледяного покрова, не полностью соответствующие классической теории моделирования. Толщина модельного ледяного покрова измерялась в нескольких точках по длине проложенного канала, а затем была усреднена. В нескольких точках известными способами измеряют предел прочности льда на изгиб [6]. Плотность льда определяют путем взвешивания льдинки вместе с сосудом, в котором она плавает свободно и в притопленном состоянии на высокоточных весах [6]. Скорость и сопротивление модели измеряются с помощью приборов буксировочной системы бассейна. Часть характеристик модельного льда можно корректно задать по статистическим данным: μ , k_r , k_a . Коэффициент Пуассона для линейно упругого льда модели был принят $\mu=0,33$.

Во время настройки модели было выполнено разделение сопротивления трения на составляющие. Это связано с тем, что коэффициент трения сильно влияет на сопротивление судна, и он разный при взаимодействии с ненарушенным ледяным покровом и его обломками.

При разрушении ледяного покрова трение корпуса о кромку льда сухое и происходит при высоких контактных давлениях, что может быть описано законом Кулона–Амонтона. В составляющих сопротивления разрушения коэффициент трения принят $f = 0,06$ по результатам эксперимента путем буксировки корпуса модели по поверхности льда в бассейне.

Трение обломков льда о корпус в подводной части осуществляется при очень низких давлениях и при наличии жидкого сопротивления. Такое трение менее изучено и не определялось экспериментально. В составляющих сопротивления притапливания и раздвигания обломков коэффициент трения принят равным $f = 0,20$ [6].

Эмпирические коэффициенты k_j - безразмерные и одинаковые для модели и натурального судна рассчитывались методом наименьших квадратов с использованием экспериментальных данных по указанным моделям ледоколов. Разработан алгоритм расчета эмпирических коэффициентов. Он реализован в виде программы на языке программирования Python с использованием библиотек numpy, scipy, scikitlearn.

Для расчёта коэффициентов в программу загружаются численные значения параметров, полученные во время экспериментов. Далее ведётся расчёт f_j для каждой комбинации толщины льда и скорости движения. Полученные результаты передаются в модель гребневой регрессии (Ridge regression) [10], положительные результаты значения коэффициентов при признаках достигаются с использованием решателя, работающего на алгоритме BFGS [11].

При этом в модели задаются ограничения на отсутствие отрицательности коэффициентов при каждом из членов уравнения.

Результаты расчетов безразмерных эмпирических коэффициентов множественной регрессии (полуэмпирической модели) рассчитаны как для каждого ледокола, так и для всей генеральной совокупности данных и приведены в табл. 3. Эмпирические коэффициенты, полученные для каждой модели, предназначены для пересчета результатов с каждой модели на натурное судно. А эмпирические коэффициенты, полученные с использованием генеральной совокупности экспериментальных данных, предназначены для прогнозирования ледовой ходкости судов на начальных этапах проектирования без проведения модельного эксперимента.

Таблица 3

Коэффициенты множественной регрессии (полуэмпирической модели)

	Проект ледокола				
	P-47	16	1105	1191	21900
Эмпирические коэффициенты	Отдельно для каждого проекта ледокола				
$k_{рст}$	6,463	5,780	7,109	5,591	5,812
$k_{рв}$	0,971	0,712	0,679	0,530	0,821
$k_{ост}$	1,717	3,334	4,628	5,533	3,293
$k_{ов}$	0,479	0,586	0,613	1,027	0,421
Эмпирические коэффициенты	Для всей генеральной совокупности данных				
$k_{рст}$	4,210				
$k_{рв}$	0,796				
$k_{ост}$	4,000				
$k_{ов}$	0,234				

3. Пересчет результатов на натуре с помощью коэффициентов полуэмпирической модели и дополнительных энергетических затрат

В большинстве ледовых опытовых бассейнах сопротивление модели на натуре пересчитывается по кубу масштаба $R_n = R_m \lambda^3$ с введением эмпирических поправок по толщине льда, прочности льда на изгиб, величине коэффициента трения [2, 7]. На наш взгляд, при этом происходит потеря физического смысла. Так как составляющие сопротивления разрушения и обломков льда по-разному зависят от перечисленных величин, и линейная корректировка полного сопротивления

выглядит необоснованной. Кроме того, корректируется не полный набор констант (1).

Несмотря на определенные достижения в создании физических моделей ледяного покрова лабораторный лед, полностью удовлетворяющий теории подобия не создан [2, 6]. Кроме того, пока не поддается моделированию смятие кромки, наличие снега на поверхности и отдельные процессы разрушения ледяного покрова.

Следует заметить, что предел прочности льда на изгиб не полно характеризует сопротивляемость ледяного покрова движению ледокола [2]. Прочность ледяного покрова с точки зрения ходкости ледокола следует характеризовать проломным усилием Z_{max} и энергией разрушения при проломном усилии A_{z1} или

полной работой разрушения A_z . Для этого в модельном эксперименте при физическом моделировании ледового сопротивления ледокола необходима фиксация A_{z1} и A_z в каждом опыте.

Рациональным является пересчет ледового сопротивления с модели на натурное судно с использованием полуэмпирических моделей с настроенными на экспериментальные данные эмпирическими коэффициентами. Для этого при расчете сопротивления натуральных судов в полуэмпирическую модель (1), (2) подставляются характеристики натуральных судов и параметры натурального льда, заданные техническим заданием на проектирование или определенные данными ледовой разведки, прогнозами синоптиков.

Для натурального пресноводного льда основные параметры диаграммы разрушения $A_{z\phi}=0,7A_{tot}$, $Z_\phi=Z$, $A_{z6}=0,3A_{tot}$, $Z_6=0,5Z$ использовались в зависимости от толщины льда h по данным рис. 2.

По настроенной различными способами полуэмпирической модели сопротивления (1), (2) был выполнен пересчет результатов модельного эксперимента на натурные суда проектов 2190, 1105, 1191, 16, Р-47. Результаты пересчета приведены на рис. 4, 5, 6, 7, 8. В (2) были подставлены характеристики натуральных судов и физико-механические свойства натурального льда: $f=0,15$; $h_{ch}=0$; $E=5 \cdot 10^6$ кПа; $\mu=0,33$; $\rho=1$ т/м³, $\rho_l=0,91$ т/м³; $k_l/k_a=0,66$ [3]; $A_{z\phi}$, A_{z6} , Z_ϕ , Z_6 с использованием рис. 2; $\sigma_c=3,2$ МПа.

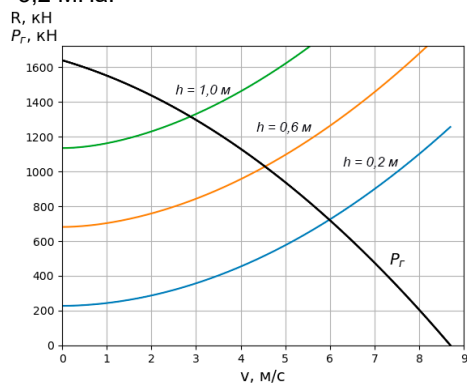


Рис. 4. Сопротивление тяга на гаке ледокола пр. 21900

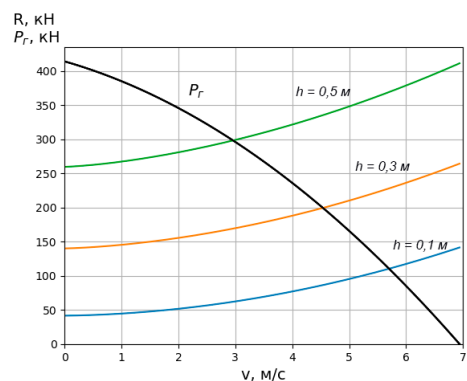


Рис. 5. Сопротивление тяга на гаке ледокола пр. 1105

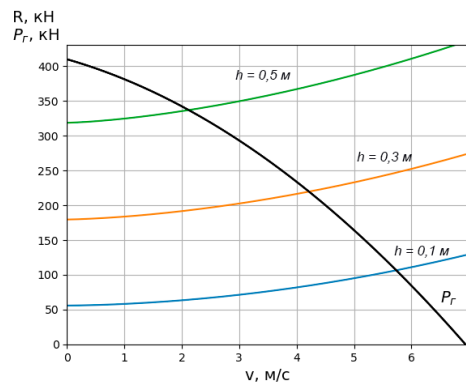


Рис. 6. Сопротивление тяга на гаке ледокола пр. 1191

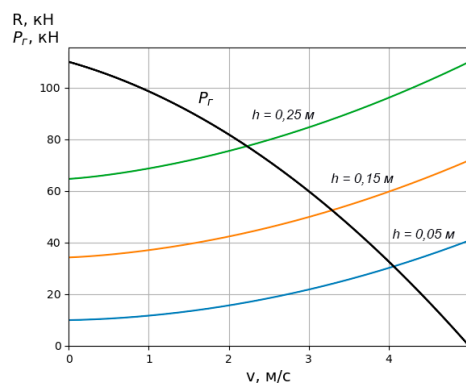


Рис. 7. Сопротивление тяга на гаке ледокола пр. 16

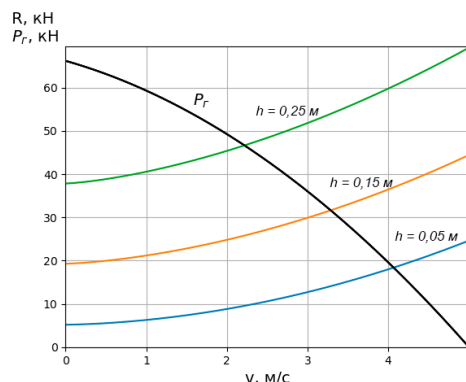


Рис. 8. Сопротивление тяга на гаке ледокола пр. Р-47

На кривые сопротивления (рис. 4, 5, 6, 7, 8) наложены кривые тяги на гаке, аппроксимированные зависимостью:

$$P_r = P_{ш} \left[1 - 0,4 \left(\frac{v}{v_0} \right) - 0,6 \left(\frac{v}{v_0} \right)^2 \right] \quad (5)$$

и получены диаграммы ледопроеходимости (линии 1) для пяти проектов судов: 16, Р-47, 1105, 1191, 21900 (рис. 9, 10, 11, 12, 13). В выражении (6): $P_{ш}$ - тяга ледокола на швартовых, кН; v - скорость ледокола в текущий момент времени, м/с; v_0 - скорость движения на чистой воде при заданной мощности, м/с.

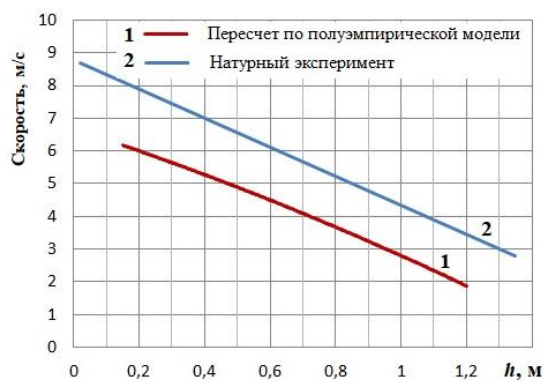


Рис. 9. Диаграммы ледопроеходимости для ледокола пр. 21900

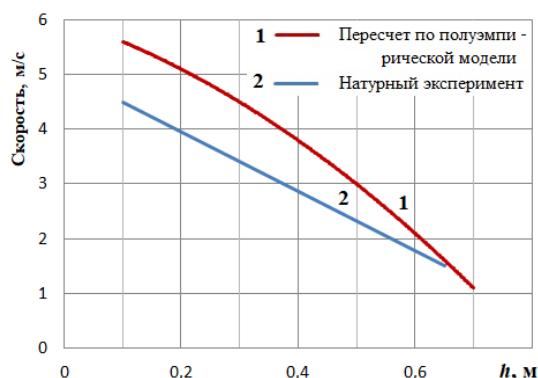


Рис. 10. Диаграммы ледопроеходимости для ледокола пр. 1105

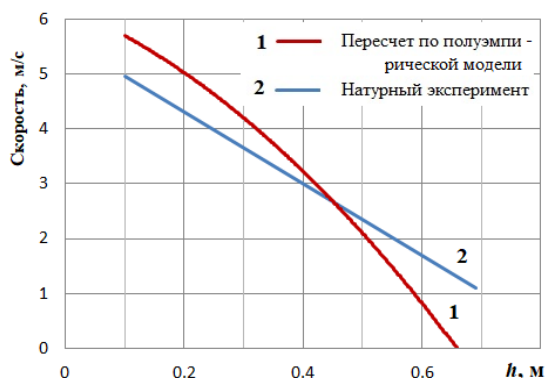


Рис. 11. Диаграммы ледопроеходимости для ледокола пр. 1191

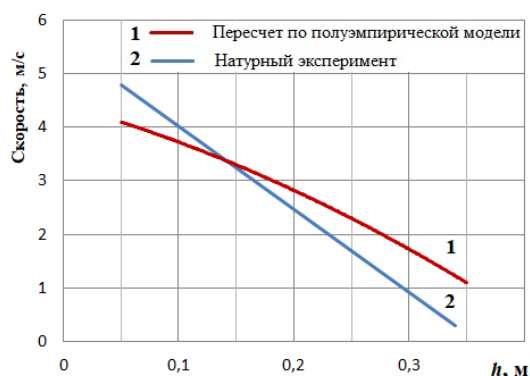


Рис. 12. Диаграммы ледопроеходимости для ледокола пр. 16

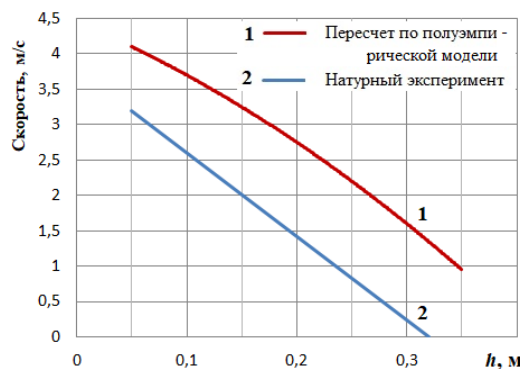


Рис. 13. Диаграммы ледопроеходимости для ледокола пр. Р-47

4. Сравнение результатов

На диаграммы ледопроеходимости для каждого ледокола на рис. 9, 10, 11, 12, 13 для сравнения были нанесены диаграммы ледопроеходимости (линии 2), полученные в ходе натурных испытаний судов, опубликованные в открытой печати [2, 12, 13, 14].

Из анализа рис. 9, 10, 11, 12, 13 видно, что результаты пересчета модельного эксперимента на натурные суда с использованием полуэмпирической модели показывает хорошую сходимость с натурными данными. Следовательно, полуэмпирическую модель (1, 2) можно использовать при пересчете результатов ледовой ходкости с моделей на натурные суда.

Расхождения с данными натурных экспериментов [2, 12, 13, 14] можно объяснить следующим образом. Натурные испытания судов проводились попутно, как правило в зимне-весенний период, когда прочность льда ниже среднестатистических значений, физико-механические свойства льда не измерялись. В некоторых случаях лед имел признаки разрушенности.

Заключение

Приведенная полуэмпирическая модель ледового сопротивления при движении в ровном сплошном неразрушенном ледяном поле с использованием энергетического подхода позволяет наиболее обоснованно выполнять пересчет результатов испытаний с модели на натурное судно. Постулируется равенство безразмерных коэффициентов k_j модели и натурны, что соответствует теории моделирования и подобия. При этом для нахождения k_j в линейные уравнения модельного эксперимента подставляются измеренные характеристики модели льда и модели судна. В уравнение сопротивления натурны — характеристики судна, работа вертикальных сил $A_{Z\phi}$ и проломное усилие натурного льда Z_ϕ . При невозможности измерения работы вертикальных сил $A_{Z\phi}$, ломающих ледяной покров, и проломного усилия Z_ϕ эти значения подставляются по экстраполяционным зависимостям (рис. 2).

Приведенную полуэмпирическую модель (2) следует рассматривать в единстве с используемыми экспериментальными данными, в которой

эмпирические коэффициенты могут быть уточнены при накоплении данных, что увеличит точность расчетов.

Полученные зависимости рекомендуются для пересчета сопротивления с модели на натурное судно с целью прогнозирования ледовой ходкости на ранних этапах проектирования.

Литература

1. Каштелян В.И., Позняк И.И., Рывлин А.Я. Сопротивление льда движению судна. Л.: Судостроение, 1968. 238 с.
2. Ионов Б.П. Грамузов Е.М. Ледовая ходкость судов. – СПб.: Судостроение, 2013. 504 с.
3. Рывлин А.Я., Хейсин Д.Е. Испытания судов во льдах. – Л.: Судостроение, 1980. 207 с.
4. Грамузов Е.М., Калинина Н.В., Куркин А.А. Теоретическая модель сопротивления разрушения льда при движении ледокола в ровном сплошном ледяном поле. Экологические системы и приборы № 10. 2022. С. 25 – 35.
5. Грамузов Е.М., Калинина Н.В., Куркин А.А. Перестроение полуэмпирической модели чистого ледового сопротивления при движении судна в сплошном льду. Инженерная физика. ООО Издательство «Научтехлитиздат». № 11, 2023. – С. 53 – 62.
6. Сазонов К.Е. Модельный и натурный эксперименты в морской ледотехнике. – СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2021. 308 с.
7. Блинов К.Д., Ларин А. Г., Панченко М. А., Панакушин М. А. Экспериментальное исследование ледового сопротивления модели ледокола проекта 21900 в опытовом бассейне // Морские интеллектуальные технологии, №3, часть 3, 2023. Полярная механика. С. 71-76.
8. Панакушин М.А., Ларин А.Г., Блинов К.Д., Панченко М.А. Прогнозирование ходкости речного ледокола проекта 1105 с использованием модельного эксперимента // Морские интеллектуальные технологии, №3, часть 3, 2023. Полярная механика. С. 88-93.
9. Ионов Б.П. Грамузов Е.М., Зуев В.А. Проектирование ледоколов. – СПб.: Судостроение, 2014. 512 с.
10. Levenberg K. A method for the solution of certain non-linear problems in least squares //Quarterly of applied mathematics. – 1944. – Т. 2. – №. 2. – С. 164-168.
11. Marquardt D. W. An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters //Journal of the society for Industrial and Applied Mathematics. – 1963. – Т. 11. – №. 2. – С. 431-441.
12. Апполонов Е.М., Беляшов В.А., Сазонов К.Е., Скрябин Д.С., Игошин Е.В. Исследование ледовой ходкости ледокола «Санкт-Петербург» в Карском море. Судостроение, 2011, № 4. С. 9-12.
13. Костылев А.И., Сазонов К.Е., Тимофеев О.Я., Егизаров Д.Н., Штрамбрант В.И. Ледовые натурные испытания ледокола «Владивосток». Судостроение, 2016, № 6. С. 9-12.
14. Лопашев К.А., Сазонов К.Е., Тимофеев О.Я. Ледовые натурные испытания ледокола «Новороссийск» в Карском море. Труды Крыловского государственного научного центра, 2017, № 3 (381). С. 35-42.

References

1. Kashteljan V.I., Poznjak I.I., Ryvlin A.Ja. Soprotivlenie l'da dvizheniju sudna [Ice resistance to ship movement]. L.: Sudostroenie, 1968. 238 s.
2. Ionov B.P., Gramuzov E.N. Ledovaya khodkost' sudov [Ice propulsion of ships]: Monografiya, SPb.: Sudostroenie, 2013. 504 s.
3. Ryvlin A.Ja., Hejsin D.E. Ispytanija sudov vo l'dah [Testing ships in ice].L.: Sudostroenie, 1980. 207 s.
4. Gramuzov E.M., Kalinina N.V., Kurkin A.A. Teoreticheskaja model' soprotivlenija razrushenija l'da pri dvizhenii ledokola v rovnom sploshnom ledjanom pole [Theoretical model of ice fracture resistance during icebreaker movement in a flat solid ice field]. Jekologicheskie sistemy i pribory № 10. 2022. S. 25 – 35.
5. Gramuzov E.M., Kalinina N.V., Kurkin A.A. Perestroenie poluiempiricheskoi modeli chistogo ledovogo soprotivlenija pri dvizhenii sudna v sploshnom l'du. Inzhenernaja fizika [Reconstruction of a semi-empirical model of pure ice resistance when a vessel is moving in solid ice]. ООО Izdatel'stvo «Nauchtehlitizdat». № 11, 2023. – S. 53 – 62.
6. Sazonov K.E. Model'nyy i naturnyy eksperimenty v morskoy ledotekhnike [Model and full-scale experiments in marine ice engineering]. Sankt-Peterburg: Krylovskiy gosudarstvennyy nauchnyy tsentr, 2021.
7. Blinov K.D., Larin A. G., Panchenko M. A., Panakushin M. A. Jeksperimental'noe issledovanie ledovogo soprotivlenija modeli ledokola proekta 21900 v opytovom bassejne [Experimental study of ice resistance of the Project 21900 icebreaker model in the experimental basin]. Morskie intellektual'nye tehnologii, №3, chast' 3, 2023. Poljarnaja mehanika. S. 71-76.
8. Panakushin M.A., Larin A.G., Blinov K.D., Panchenko M.A. Prognozirovanie hodkosti rechnogo ledokola proekta 1105 s ispol'zovaniem model'nogo jeksperiment [Forecasting the ice propulsion of a river icebreaker of project 1105 using a model experiment]. Morskie intellektual'nye tehnologii, №3, chast' 3, 2023. Poljarnaja mehanika. S. 88-93.
9. Ionov B.P. Gramuzov E.M., Zuev V.A. Proektirovanie ledokolov [Icebreaker design]: Monografiya, SPb.: Sudostroenie, 2014. 512 s.
10. Levenberg K. A method for the solution of certain non-linear problems in least squares //Quarterly of applied mathematics. – 1944. – Т. 2. – №. 2. – С. 164-168.
11. Marquardt D. W. An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters //Journal of the society for Industrial and Applied Mathematics. – 1963. – Т. 11. – №. 2. – С. 431-441.
12. Appolonov E.M., Belyashov V.A., Sazonov K.E., Skryabin D.S., Igoshin E.V. Issledovanie ledovoy khodkosti ledokola «Sankt-Peterburg» v Karskom more [Study of the ice propulsion of the icebreaker "St. Petersburg" in the Kara Sea]. Sudostroenie, 2011, № 4. S. 9...12.

13. Kostylev A.I., Sazonov K.E., Timofeev O.Ya., Egizarov D.N., Shtrambrant V.I. . Ledovye naturnye ispytaniya ledokola «Vladivostok» [Ice full-scale tests of the icebreaker «Vladivostok»]. Sudostroenie, 2016, № 6. S. 9...12.
14. Lopashev K.A., Sazonov K.E., Timofeev O.Ya. Ledovye naturnye ispytaniya ledokola «Novorossiysk» v Karskom more [Ice full-scale tests of the Novorossiysk icebreaker in the Kara Sea]. Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra, 2017, № 3 (381). S. 35...42.

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

Грамузов Евгений Михайлович, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Кораблестроение и авиационная техника», Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: terkor@nntu.ru

Eugene M. Gramuzov, Dr. Sci. (Eng.), assistant professor, Professor of the Department «Shipbuilding and aviation technology», Nizhny Novgorod State Technical University, named after R.E. Alekseev, Minin st., 24, Nizhny Novgorod, 603155, Russian Federation, e-mail: terkor@nntu.ru

Калинина Надежда Викторовна, кандидат технических наук, доцент, заведующая кафедрой «Кораблестроение и авиационная техника», Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: nvk5133@mail.ru

Nadezhda V. Kalinina, Ph.D. (Eng), assistant professor, Head of the Department «Shipbuilding and aviation technology», Nizhny Novgorod State Technical University, named after R.E. Alekseev, Minin st., 24, Nizhny Novgorod, 603155, Russian Federation, e-mail: nvk5133@mail.ru

Блинов Кирилл Дмитриевич, аспирант кафедры «Кораблестроение и авиационная техника», Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: blinov.kirill@yandex.ru

Kirill D. Blinov, graduate student of the Department «Shipbuilding and aviation technology», Nizhny Novgorod State Technical University, named after R.E. Alekseev, Minin st., 24, Nizhny Novgorod, 603155, Russian Federation, e-mail: blinov.kirill@yandex.ru

Куркин Андрей Александрович, доктор физико-математических наук, профессор, проректор по научной работе, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: aakurkin@nntu.ru

Andrey A. Kurkin, Dr. Sci. (Phys.&Math.), Vice-Rector for Scientific Work, Nizhny Novgorod State Technical University, named after R.E. Alekseev, Minin st., 24, Nizhny Novgorod, 603155, Russian Federation, e-mail: aakurkin@nntu.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 09.07.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 21.10.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 08.11.2024.

ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

THEORY OF SHIP AND STRUCTURAL MECHANICS

Научная статья

УДК 539.3

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.049>

Длинные волны формы потери устойчивости сжатой цилиндрической оболочки в решении Тимошенко – Лоренца

Уваров А.И.¹ uvarovnau@yandex.ru

¹Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Аннотация. С использованием формы потери устойчивости предложенной С.П.Тимошенко и Р.Лоренцом рассмотрена задача об устойчивости сжатой цилиндрической оболочки в линейной постановке. В выражениях для изгибных деформаций срединной поверхности учтены продольные перемещения. Получено выражение для критической нагрузки и на основании анализа полученной зависимости каждому числу поперечных полуволн поставлена в соответствие безразмерная длина полуволны потери устойчивости, при которой критическая нагрузка имеет минимум. С уменьшением числа поперечных полуволн длина продольной полуволны увеличивается, а критическая нагрузка снижается. Критическая нагрузка для многоволновой формы всегда меньше критической нагрузки для осесимметричной формы потери устойчивости, то есть меньше нагрузки, соответствующей осесимметричной форме потери устойчивости; и при уменьшении относительной толщины стремится к значению, определяемому формулой Тимошенко-Лоренца. Определены соотношения между тремя взаимно перпендикулярными перемещениями точек срединной поверхности. Предельные переходы показали совпадение с соответствующими аналитическими моделями.

Ключевые слова: устойчивость, цилиндрическая оболочка, сжатие.

Для цитирования: Уваров А.И. Длинные волны формы потери устойчивости сжатой цилиндрической оболочки в решении Тимошенко – Лоренца. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 4 часть 3, С. 44—52. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.049

Research article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.049>

Long waves of the form of loss of stability of a compressed cylindrical shell in the Timoshenko-Lorentz solution

Andrey I. Uvarov¹ uvarovnau@yandex.ru

¹Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseev

Abstract. Using the form of loss of stability proposed by S.P. Timoshenko and R. Lorentz, the problem of stability of a compressed cylindrical shell in a linear formulation is considered. The expressions for bending deformations of the median surface take into account longitudinal displacements. An expression for the critical load is obtained and, based on the analysis of the obtained dependence, a dimensionless half-wave length of the loss of stability, at which the critical load has a minimum, is assigned to each number of transverse half-waves. With a decrease in the number of transverse half-waves, the length of the longitudinal half-wave increases, and the critical load decreases. The critical load for the multi-wave form is always less than the critical load for the axisymmetric form of loss of stability, that is, less than the load corresponding to the axisymmetric form of loss of stability; and with a decrease in relative thickness, it tends to the value determined by the Timoshenko-Lorentz formula. The relations between three mutually perpendicular displacements of the points of the median surface are determined. The marginal transitions showed a coincidence with the corresponding analytical models.

Keywords: stability, cylindrical shell, compression.

For citation: Andrey I Uvarov, Long waves of the form of loss of stability of a compressed cylindrical shell in the Timoshenko-Lorentz solution. Marine intellectual technologies. 2024. № 4 part 3, P. 44—52. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.049

Введение

Испытывающий сжатие межпалубный пиллерс и элемент опор буровых платформ часто имеет рациональное поперечное сечение в виде тонкого кругового кольца, то есть геометрически являются круговым цилиндром. При расчёте таких элементов конструкций необходимо учитывать различные формы потери устойчивости. В настоящей работе рассматриваются формы, характерные для длинных

тонких элементов.

Известно решение Тимошенко – Лоренца [1], определяющее критическую величину усилия сжатия T , равномерно распределённого по торцу длинной упругой цилиндрической оболочки

$$T_{TL} = \frac{D4\sqrt{3(1-\nu^2)}}{Rh} = \frac{Eh^2}{R\sqrt{3(1-\nu^2)}}. \quad (1)$$

Здесь $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ – цилиндрическая

жёсткость, E - модуль Юнга и ν - коэффициент Пуассона, h – толщина оболочки, R - радиус срединной поверхности. Зависимость (1) получена путём нахождения частного решения системы дифференциальных уравнений в перемещениях. Существенными особенностями решения Тимошенко-Лоренца является поиск частного решения в виде комбинации синусоид и косинусоид, а также наличие продольных перемещений на краях оболочки. Предполагается, что оболочка теряет устойчивость по *коротким* волнам вдоль образующей. При этом критическая нагрузка не зависит от длины оболочки, а форма потери устойчивости остаётся неопределённой.

Зависимость (1) также соответствует случаю осесимметричной деформации, при котором определяется длина полуволны потери устойчивости [4]:

$$l_0 = \frac{\pi\sqrt{Rh}}{\sqrt[4]{12(1-\nu^2)}}. \quad (2)$$

Получаемые в экспериментах более низкие

значения критической нагрузки объяснялись начальными несовершенствами и отклонением от закона Гука.

Различные стороны задачи рассматривались в работах [2], [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10].

Целью работы является определение формы потери устойчивости и выяснение влияния длины оболочки на величину критической нагрузки при неосесимметричных формах потери устойчивости с длинами полуволн, значительно превышающими толщину оболочки. Частное решение ищется в форме, аналогичной решению Тимошенко - Лоренца.

1. Разработка аналитического решения

1.1 Постановка задачи

Рассмотрим цилиндрическую оболочку постоянной толщины h срединная поверхность которой есть прямой круговой цилиндр радиуса R длины L . Оболочка нагружена сжимающими усилиями величины T , распределёнными по её торцам. Полагаем, что толщина оболочки значительно меньше её радиуса. Материал оболочки изотропный и подчиняется закону Гука. Определим значение критической нагрузки и форму потери устойчивости.

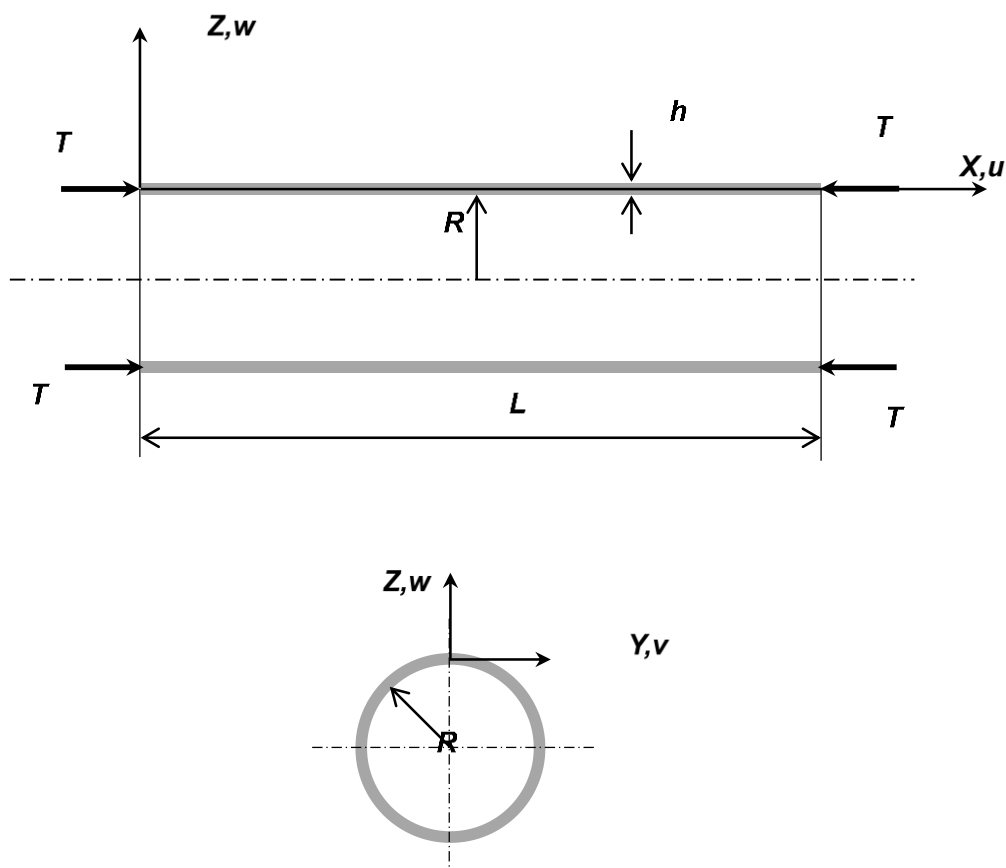


Рис.1 Расчётная схема цилиндрической оболочки, нагруженной сжимающими усилиями

Ось X прямоугольной системы координат совпадает с образующей цилиндрической срединной поверхности, ось Z перпендикулярна срединной поверхности, ось Y перпендикулярна плоскости ZX .

Перемещения точек срединной поверхности вдоль осей X , Y , Z обозначены буквами u , v , w соответственно. Расположение и направления осей координат, выражения деформаций через

перемещения и уравнения равновесия элемента приняты в соответствии с [5].

1.2. Выражения деформаций СП через перемещения.

Линейные деформации срединной поверхности

$$\varepsilon_y = \frac{w}{R} + \frac{dv}{dy}; \quad \varepsilon_x = \frac{du}{dx}. \quad (3)$$

Сдвиг срединной поверхности

$$\gamma = \frac{dv}{dx} + \frac{du}{dy}. \quad (4)$$

Приращения кривизн срединной поверхности:

$$\kappa_x = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad \kappa_y = -\frac{1}{R} \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (5)$$

Приращение кручения срединной поверхности:

$$\kappa_{xy} = -\frac{1}{2R} \frac{dv}{dx} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}. \quad (6)$$

Вывод данных зависимостей наиболее полно содержится в [5]. Отметим, что в работах [2],[4] при определении критической нагрузки сжатой цилиндрической оболочки используются упрощённые зависимости для кривизн, в которых пренебрегаются окружными перемещениями. В настоящей работе использована *полные зависимости с учётом окружных перемещений*.

1.3. Выражения внутренних усилий через деформации СП.

Изгибающие моменты

$$M_y = D(\kappa_y + \nu \kappa_x); \quad (7)$$

$$M_x = D(\kappa_x + \nu \kappa_y).$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2(1+\nu)} \left(\frac{d^2 v}{dx^2} + \frac{d^2 u}{dx dy} \right) + \frac{1}{(1-\nu^2)} \left(\frac{1}{R} \frac{dw}{dy} + \frac{d^2 v}{dy^2} + \nu \frac{d^2 u}{dx dy} \right) + \frac{T}{Eh} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \\ & = \frac{h^2}{12(1-\nu^2)R} \left(\nu \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial y} - \frac{1}{R} \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^3 w}{\partial y^3} + (1-\nu) \left(-\frac{1}{R} \frac{d^2 v}{dx^2} + \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial y} \right) \right). \end{aligned} \quad (14)$$

Сумма проекций всех сил на продольную ось X:

$$\frac{dN_x}{dx} + \frac{dN_{xy}}{dy} = 0. \quad (15)$$

Крутящий момент

$$M_{xy} = D(1-\nu)\kappa_{xy} \quad (8)$$

Нормальные усилия вдоль осей X и Y:

$$N_y = \frac{Eh}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_y + \nu \varepsilon_x); \quad (9)$$

$$N_x = \frac{Eh}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_x + \nu \varepsilon_y).$$

Сдвигающее усилие

$$N_{xy} = \frac{\gamma h E}{2(1+\nu)}. \quad (10)$$

Зависимости (7)-(10) идентичны используемым [1]

1.4. Уравнения равновесия

Сумма моментов относительно оси X:

$$\frac{dM_y}{dy} + \frac{dM_{xy}}{dx} = Q_y. \quad (11)$$

Обозначено: Q_y - перерезывающая сила.

Подставляя (7) и (8) в (11) с учётом (5) и (6), получим:

$$\begin{aligned} & D \left(\nu \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial y} - \frac{1}{R} \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^3 w}{\partial y^3} \right) + \\ & + D(1-\nu) \left(-\frac{1}{2R} \frac{d^2 v}{dx^2} + \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial y} \right) = Q_y. \end{aligned} \quad (12)$$

Сумма проекций всех сил на поперечную ось Y:

$$\frac{\partial N_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial N_y}{\partial y} + T \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \frac{Q_y}{R}. \quad (13)$$

Подставляя (9) и (10) в (13) с учётом (3) и (4), и заменяя поперечную силу из (12), получим:

Подставляя (9) и (10) в (15) с учётом (3) и (4), получим:

$$\frac{2}{(1-\nu)} \left[\frac{d^2 u}{dx^2} + \nu \left(\frac{w'}{R} + \frac{d^2 v}{dx dy} \right) \right] + \frac{d^2 v}{dx dy} + \frac{d^2 u}{dy^2} = 0. \quad (16)$$

Сумма проекций всех сил на вертикаль

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} + \\ & + \frac{N_y}{R} + T \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0. \end{aligned} \quad (17)$$

$$D \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2D \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \frac{1}{R} \frac{Eh}{(1-\nu^2)} \left(\frac{w}{R} + \frac{dv}{dy} + \nu \frac{du}{dx} \right) + T \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{D}{R} \left(-\frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial y} - \frac{\partial^3 v}{\partial y^3} \right) = 0 \quad (18)$$

(14), (16), (18), - система из трёх дифференциальных уравнений относительно трёх перемещений вдоль координатных осей, в которые входят заданные геометрические и физические параметры оболочки и неизвестное критическое

усилие T . Данная система аналогична использованной в [1].

1.5. Решение системы уравнений

Найдём частное решение данной системы

$$u(x, y) = k_u \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) \cdot \sin\left(\frac{\pi y}{b}\right); \quad v(x, y) = k_v \cdot \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) \cdot \cos\left(\frac{\pi y}{b}\right); \quad w(x, y) = \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) \cdot \sin\left(\frac{\pi y}{b}\right). \quad (19)$$

Здесь введены обозначения: l – длина продольной (по образующей) полуволны синусоиды (размер вдоль оси оболочки), b – длина поперечной (по направляющей окружности) полуволны синусоиды (размер в направлении направляющей окружности) предполагаемой формы потери устойчивости. k_u и k_v – отношения амплитуд продольного u и окружного v перемещений к амплитуде радиального (поперечного) перемещения w , которую полагаем равной единице.

Отметим, что данные зависимости обеспечивают отсутствие изгибающего момента и поперечного перемещения концевое сечения, что в рамках традиционных аналитических решений принято связывать с шарнирным опиранием края. Однако при этом имеют место продольные перемещения точек концевое сечения. Стандартная опция свободного опирания исключает линейные перемещения во всех направлениях.

Зависимости (19) идентичны используемым в [1] за исключением некоторых буквенных обозначений. Отличие заключается в том, что при построении решения отбрасываются только слагаемые, соответствующие длинам волн, которые велики по сравнению с толщиной оболочки.

Введём безразмерные параметры.

Относительная толщина оболочки: $\chi = \frac{h}{R}$,
относительная длина продольной полуволны:

$$\lambda = \frac{l}{\pi \sqrt{Rh}}. \quad (20)$$

относительная длина поперечной полуволны:

$$\beta = \frac{b}{\pi \sqrt{Rh}} = \frac{2\pi R / n}{\pi \sqrt{Rh}} = \frac{2}{n \sqrt{\chi}}. \quad (21)$$

$$k_v \cdot \left[\frac{(1-v)}{2} \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 + \left(\frac{\pi}{b} \right)^2 \right] + \frac{(1+v)}{2} k_u \left(\frac{\pi}{l} \right) \cdot \left(\frac{\pi}{b} \right) - \frac{1}{R} \left(\frac{\pi}{b} \right) = 0. \quad (24)$$

Подставляя (19) в уравнение (16), найдём

$$k_u \left[-\frac{2}{(1-v)} \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 - \left(\frac{\pi}{b} \right)^2 \right] + \frac{2v}{(1-v)} \left(\frac{\pi}{lR} \right) - \frac{1+v}{(1-v)} \left(\frac{\pi}{l} \right) k_v \left(\frac{\pi}{b} \right) = 0. \quad (25)$$

Решая систему (24)-(25) относительно коэффициентов k_u и k_v с учётом (21), (23) найдём

$$k_u = \frac{2(v\gamma^2 - 1)\gamma}{n(\gamma^2 + 1)^2}; \quad k_v = \frac{2\gamma^2(2+v) + 1}{n(\gamma^2 + 1)^2}. \quad (26)$$

Коэффициенты k_u и k_v выражены через

$$\frac{TRh}{D\sqrt{12(1-v^2)}} = \frac{(\gamma^2 + 1)^2}{\beta^2 \gamma^2 \sqrt{12(1-v^2)}} + \frac{\beta^2 \gamma^2 \sqrt{12(1-v^2)}}{(\gamma^2 + 1)^2} - \frac{\chi}{(\gamma^2 + 1) \sqrt{12(1-v^2)}} [(2+v) + \frac{1}{\gamma^2}]. \quad (27)$$

С учётом (19)

$$\frac{TRh}{D4\sqrt{3(1-v^2)}} = \frac{1}{2} \frac{n^2 \chi (\gamma^2 + 1)^2}{4\gamma^2 \sqrt{12(1-v^2)}} + \frac{1}{2} \frac{4\gamma^2 \sqrt{12(1-v^2)}}{n^2 \chi (\gamma^2 + 1)^2} - \frac{\chi}{2(\gamma^2 + 1) \sqrt{12(1-v^2)}} [(2+v) + \frac{1}{\gamma^2}]. \quad (28)$$

Обозначим

$$F = \frac{n^2 \chi (\gamma^2 + 1)^2}{\gamma^2 4 \sqrt{12(1-v^2)}}; \quad \Delta = -\frac{\chi}{2(\gamma^2 + 1) \sqrt{12(1-v^2)}} [(2+v) + \frac{1}{\gamma^2}]. \quad (29)$$

уравнений, полагая что перемещения изменяются по следующему закону

где n – число поперечных полуволн (по окружности). Заметим, что при этом относительная длина полуволны при осесимметричной форме потери устойчивости в соответствии с (2) и (20) равна:

$$\lambda_0 = \frac{l_0}{\pi \sqrt{Rh}} = 0,553. \quad (22)$$

Для рассматриваемой формы потери устойчивости (19) число полуволн вдоль образующей может быть произвольное целое из граничных условий на концах, а в окружном направлении, из условий непрерывности и гладкости СП, должно быть чётным целым.

Отношение поперечного размера полуволны к продольному:

$$\gamma = \frac{b}{l} = \frac{\beta}{\lambda} = \frac{n \sqrt{\chi}}{\lambda} = \frac{2}{n \lambda \sqrt{\chi}}. \quad (23)$$

Подставляя (19) в уравнение (14), найдём:

$$k_v \left[\left\{ 1 - \frac{2}{(1-v)} \frac{T}{Eh} \right\} \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \frac{(1-v)}{2} + \left(\frac{\pi}{b} \right)^2 \left(1 - \frac{1}{12} \frac{h^2}{R^2} \right) \right] +$$

$$+ k \left(\frac{\pi}{l} \right) \left(\frac{\pi}{b} \right) \frac{(1+v)}{2} - \frac{1}{R} \left(\frac{\pi}{b} \right) \left\{ 1 - \frac{(v^2 - 2v)}{12} \left(\frac{\pi h}{l} \right)^2 + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{12} \left(\frac{\pi h}{b} \right)^2 - \frac{(1-v)}{24} \left(\frac{\pi h}{l} \right)^2 \frac{b}{\pi R} \right\} = 0.$$

Пренебрегая безразмерными слагаемыми, которые при малой толщине оболочки относительно размеров полуволн формы потери устойчивости, являются малыми по сравнению с единицей, получим

безразмерные параметры формы потери устойчивости. Подставляя полученные выражения (26) в соотношения (19), а затем в уравнение (18) после преобразований с учётом введенных обозначений, найдём:

Отметим, что $F > 0$; $\Delta < 0$ и при стремлении параметра χ к нулю слагаемое Δ становится сколь угодно малым.

Отдельно отметим, что слагаемое Δ пропорционально амплитуде окружных перемещений k_v , что прослеживается из промежуточных выкладок. В случае пренебрежения

$$F = \frac{(\frac{2}{\lambda} + \frac{n^2 \lambda \chi}{2})^2}{4\sqrt{12(1-v^2)}}; \Delta = -\frac{\chi}{2(\frac{4}{n^2 \lambda^2 \chi} + 1)\sqrt{12(1-v^2)}}[(2+v) + \frac{n^2 \lambda^2 \chi}{4}]. \quad (30)$$

Введём понятие безразмерной критической нагрузки равной отношению критической нагрузки к нагрузке вычисляемой по формуле Тимошенко Лоренца: $t = \frac{TRh}{D4\sqrt{3(1-v^2)}} = \frac{T}{T_{TL}}$. Тогда (27) и (28)

можно записать в виде:

$$t = \frac{1}{2}F + \frac{1}{2}\frac{1}{F} + \Delta. \quad (31)$$

2. Анализ полученных результатов

2.1. Короткие волны. Длина продольной полуволны меньше поперечной.

Если оболочка тонкая $\chi \ll 1$ и полуволны вытянуты в поперечном направлении $\gamma \ll 1$, слагаемым Δ можно пренебречь. Тогда $t = \frac{1}{2}(F + \frac{1}{F})$.

Если n достаточно велико, и F можно считать непрерывной величиной, то минимум правой части имеет место при $F = 1$ или $\frac{n^2 \chi (\gamma^2 + 1)^2}{\gamma^2 4\sqrt{12(1-v^2)}} = 1$.

В форме (30):

$$\frac{(\frac{2}{\lambda} + \frac{n^2 \lambda \chi}{2})^2}{4\sqrt{12(1-v^2)}} = 1 \quad (32)$$

Из (29) при заданном числе полуволн по окружности определяется относительная длина продольной полуволны

$$\lambda = \frac{2\sqrt{12(1-v^2)}}{n^2 \chi} [1 \pm \sqrt{1 - \frac{n^2 \chi}{\sqrt{12(1-v^2)}}}]. \quad (33)$$

При этом $t = 1$ и выражение для критической силы совпадает с формулой Тимошенко Лоренца.

2.2. Длинные волны. Длина продольной полуволны больше поперечной

Рассмотрим полное выражение (31). Оно состоит из трёх слагаемых. Первые два слагаемых положительные. При фиксированных n , χ , v слагаемое Δ по (30) возрастает по модулю с увеличением относительной длины продольной полуволны λ . Следовательно, с увеличением относительной длины продольных полуволн критическая нагрузка уменьшается.

окрыжними перемещениями данное слагаемое отсутствует.

При замене (23) $\gamma = \frac{2}{n\lambda\sqrt{\chi}}$ получим:

2.3. Параметры оболочки и материала, принятые для расчётов по полученным соотношениям

Произведены расчёты для цилиндрической оболочки с $R=500$ мм, $h=2$ мм из алюминиевого сплава с модулем Юнга $7,1 \cdot 10^5$ МПа и коэффициентом Пуассона 0,33. Для оболочки с такими параметрами критические напряжения в соответствии с формулой (1) равны 174 МПа.

2.4. Расчёты по полученным аналитическим зависимостям

Для оболочки с указанными параметрами для заданных чётных значений n по зависимости (31) с учётом (30) численно определены значения λ , обращающие t в минимум. Результаты вычислений сведены в таблицу.

Таблица 1

Число поперечных полуолн n	16	8	6	4
Относительная минимизирующая длина продольной полуолны оболочки λ по (27)	6.49	28.16	51.19	120.93
Физическая длина продольной полуолны оболочки с $R=500$ мм, $h=2$ мм, мм	644.8	2798	5086	12014

На рис.2 приведены графики величины критической нагрузки по формуле (31) с использованием выражений (30) для фиксированных значений числа поперечных полуолн для оболочки с параметрами по п.2.3. При этом единственной переменной, от которой зависит величина критической нагрузки является относительная длина продольной полуолны λ . На графиках отчётливо видны минимумы, величины которых были уточнены посредством численной минимизации. Ординаты минимумов кривых соответствует относительным длинам продольных полуолн, обеспечивающих минимум критической нагрузки для данного числа поперечных полуолн. С уменьшением числа поперечных полуолн ординаты минимумов кривых уменьшаются, что соответствует уменьшению критической нагрузки. Из данных таблицы 1 следует, что при малом числе поперечных полуолн длина продольной полуолны значительно превышает длину полуолны при осесимметричной форме потери устойчивости (20).

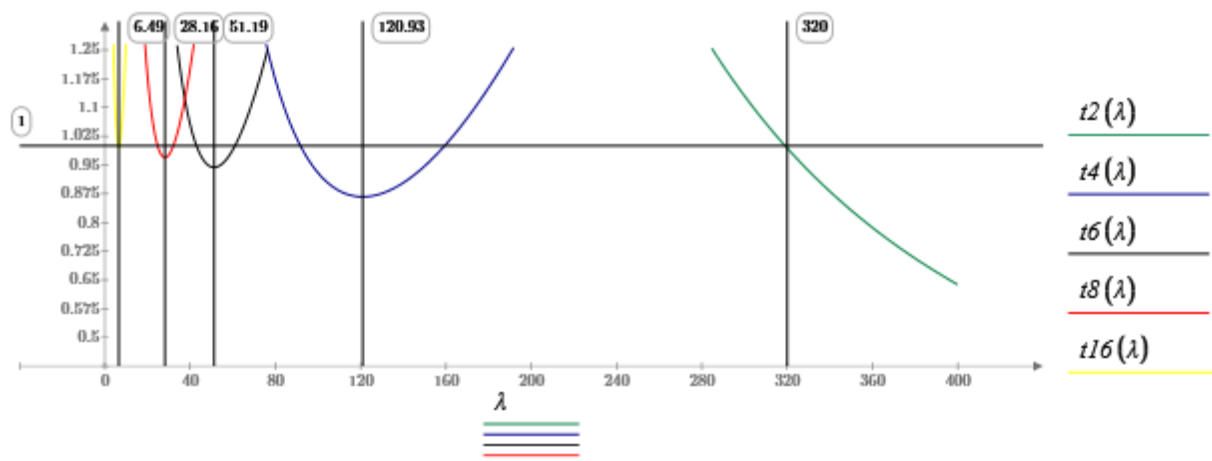


Рис. 2. Графики безразмерной критической нагрузки оболочки с параметрами по п. 2.3 для различного числа поперечных полуволн. Обозначения кривых: $t_2(\lambda)$ – для $n=2$; $t_4(\lambda)$ – для $n=4$; $t_6(\lambda)$ – для $n=6$; $t_8(\lambda)$ – для $n=8$; $t_{16}(\lambda)$ – для $n=16$.

2.5. Численные расчёты

С целью верификации полученных соотношений произведены численные расчёты по определению критической нагрузки цилиндрических оболочек с параметрами по п. 2.3. и длинами, равными длинам полуволн в соответствии с таблицей 1. Сжимающая нагрузка приложена к обоим торцам оболочки. Граничные условия сформулированы таким образом, что на торцах оболочки ограничены только радиальные перемещения, осевые не ограничены. Для обеспечения выполнения формального условия неподвижности модели закреплялся один промежуточный узел. На рис. 3 – 6 показаны формы потери устойчивости для данных случаев. Во всех случаях при заданной в соответствии с таблицей 1 длине оболочки образуется одна продольная полуволна, а число поперечных полуволн соответствует тому, для которого критическая нагрузка минимальна в соответствии с таблицей 1 и рисунком 2, то есть форма потери устойчивости соответствует форме, определённой в изложенной аналитической модели.

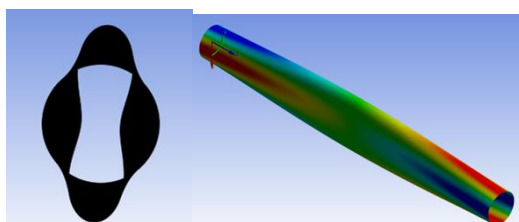


Рис. 3. Длина 12014 мм, 4 полуволны

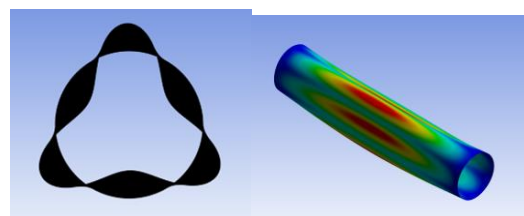


Рис. 4. Длина 5086 мм, 6 полуволн.

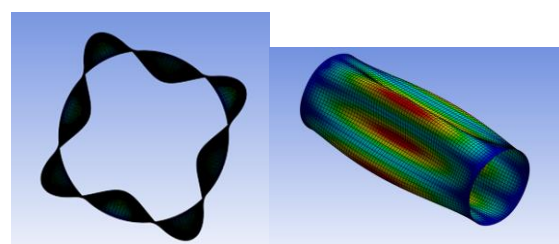


Рис. 5. Длина 2798 мм, 8 полуволн.

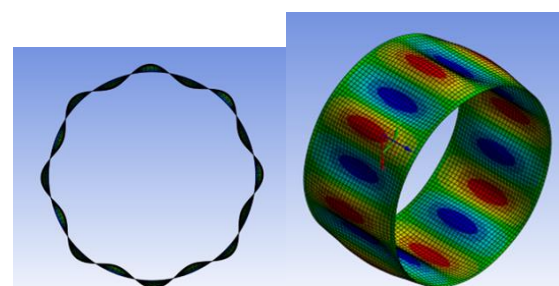


Рис. 6. Длина 644.8 мм, 16 полуволн.

2.6. Предельные переходы

Для $\gamma \ll 1$ из (26) получаем $k_\gamma \approx \frac{2}{n}$ – амплитуда кольцевого перемещения обратно пропорциональна числу поперечных полуволн. При этом

$$\begin{aligned}\varepsilon_y &= \frac{w}{R} + \frac{dv}{dy} \approx \frac{\sin(\frac{\pi x}{l}) \cdot \sin(\frac{\pi \cdot y}{b})}{R} - \frac{2}{n} \frac{\pi}{b} \sin(\frac{\pi x}{l}) \cdot \sin(\frac{\pi \cdot y}{b}) = \\ &= \frac{\sin(\frac{\pi x}{l}) \cdot \sin(\frac{\pi \cdot y}{b})}{R} - \frac{2}{n} \frac{\pi n}{2\pi R} \sin(\frac{\pi x}{l}) \cdot \sin(\frac{\pi \cdot y}{b}) = 0.\end{aligned}$$

При формах с длинными волнами кольцевые деформации близки к нулю.

(24) легко привести к виду:

$$T = \frac{D\pi^2(\gamma^2 + 2 + \frac{1}{\gamma^2})}{b^2} \left\{ 1 + \frac{b^4 \gamma^4 12(1 - \nu^2)}{\pi^4 R^2 h^2 (\gamma^2 + 1)^4} - \frac{\chi b^2 \gamma^2}{R h \pi^2 (\gamma^2 + 1)^3} \left[(2 + \nu) + \frac{1}{\gamma^2} \right] \right\}.$$

При этом для $R \rightarrow \infty$ в фигурной скобке остаётся единица, а числитель оставшейся дроби минимален при $\gamma^2 = 1$. Тогда получаем $T = \frac{4\pi^2 D}{b^2}$, что соответствует длинной пластине, шарнирно опёртой по всем краям.

Качественный переход происходит при $n=2$ – поперечное сечение цилиндрической оболочки перемещается целиком перпендикулярно оси цилиндра. При одной продольной полуволне $L=l$ это аналогично потере устойчивости шарнирно опёртого стержня. Условие потери устойчивости по стержневой форме, подчиняющейся формуле Эйлера записывают в следующем виде: $P_{кр}^3 < T_L$

$$\text{или } \frac{\pi^3 E R^3 h}{l^2} < \frac{2\pi}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} E h^2, \quad \frac{l}{\pi \sqrt{R h}} > 0.909 \frac{R}{h},$$

$$\lambda > 0.909 \frac{1}{\chi} \quad \text{Для оболочки с параметрами по п. 2.3}$$

$\lambda > 225$. График для $n=2$ на рис. 2 не имеет экстремума и лежит ниже прямой $t=1$ при $\lambda > 320$ (см. рис. 2). Выполненные конечно-элементные расчёты показали, что граница перехода от многоволновой оболочечной формы к стержневой обнаруживается в диапазоне $225 < \lambda < 320$ ближе к верхней границе.

Выводы

Получено аналитическое решение задачи об устойчивости сжатой цилиндрической оболочки в линейной постановке при следующих условиях:

- в выражениях для изгибных деформаций срединной поверхности учтены продольные перемещения;

- для получения частного решения системы из трёх дифференциальных уравнений относительно трёх перемещений использована форма потери устойчивости, предложенная в решении Тимошенко и Лоренцем, позволяющая продольные перемещения на опорах;

- пренебрегается слагаемыми, имеющими порядок отношения толщины оболочки к размеру полуволны потери устойчивости.

Анализ результатов решения показал следующее:

- критическая нагрузка в данных условиях меньше определяемой формулой Тимошенко-Лоренца, то есть меньше нагрузки, соответствующей

осесимметричной форме потери устойчивости;

- при уменьшении относительной толщины оболочки критическая нагрузка стремится к величине, определяемой формулой Тимошенко-Лоренца;

- каждому чётному числу поперечных полуволн n соответствует минимизирующая нагрузку относительная длина продольной полуволны оболочки $\lambda(n)$, при которой критическая нагрузка минимальна, соответственно, оболочка длиной $\lambda(n)$ теряет устойчивость с одной продольной полуволной и n поперечных полуволн;

- меньшему количеству поперечных полуволн соответствует большая длина продольных полуволн и меньшая величина критической нагрузки;

- при малом числе поперечных полуволн длина продольной полуволны значительно превосходит длину полуволны осесимметричной формы потери устойчивости.

Сопоставление с выполненными численными расчётами показало следующее:

- оболочки с длиной, равной минимизирующей длине продольной полуволны, определённой из аналитического решения для заданного числа поперечных полуволн, теряют устойчивость с одной продольной полуволной и числом поперечных полуволн, которому соответствует данная длина продольной полуволны в аналитическом решении;

- отношения амплитуд перемещений в плоскости оболочки к амплитуде поперечного перемещения хорошо совпадают с результатами аналитического решения;

- при потере устойчивости с образованием одной продольной полуволны критическая нагрузка меньше предсказываемой формулой Тимошенко-Лоренца и уменьшается с увеличением длины оболочки.

Отметим, что конечно-элементный расчёт при точном совпадении с аналитическим числа продольных и поперечных полуволн показывает более сильное уменьшение значения критической нагрузки при увеличении длины оболочки, что может быть объяснено более точной аппроксимацией формы потери устойчивости, отличной от правильной синусоидальной, использованной в аналитическом решении.

Заключение

Уменьшение критической нагрузки при образовании длинных волн целесообразно учесть при проектировании конструкций, для которых адекватной расчётной схемой является тонкая цилиндрическая оболочка.

Литература

1. Тимошенко С.П. Устойчивость упругих систем. Пер. с английского. Москва Госиздат технико-теоретической литературы. 1955г. 568 с.
2. Алфутов Н.А. Основы расчета на устойчивость упругих систем М., «Машиностроение», 1978 (Б-ка расчетчика). 312 с ил.
3. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. – М.:Наука, 1966. 636 с. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки / пер. с англ. М.: Эдиториал УРСС, 2009. 640 с[S. Timoshenko, S. Woinowsky-Krieger. Theory Of Plates And Shells, McGraw Hill Company, Inc., New York, Toronto, London, 1959]
4. Вольмир А.С. Устойчивость упругих систем. М., Физматгиз, 1963 г., 880 стр. с илл.
5. Балабух Л.И., Алфутов Н.А., Усюкин В.И. Строительная механика ракет, М., 1984. 392 с.
6. Незванов Д. Н. Об устойчивости цилиндрических оболочек при осевом сжатии / Д. Н. Незванов // Вопросы прочности элементов авиационных конструкций : сб. ст. каф. "Прочность летат. аппаратов" и "Сопротивление материалов" / отв. ред. И. С. Ахмедьянов, - Куйбышев, 1968. - С. 96-107.
7. Ермаков А.М. Об устойчивости цилиндрической оболочки при осевом сжатии с использованием неклассических теорий оболочек, Вестник СПбГУ. Сер. 1. 2012. Вып. 4
8. А. В. Саченков О поверхностях выпучивания тонких оболочек при локальной потере устойчивости, Докл. АН СССР, 1962, том 145, номер 6, 1243–1246
9. А. В. Саченков, А. Б. Анкудинов Новый подход к решению задач устойчивости оболочек, Исслед. по теор. пластин и оболочек, 1984, выпуск 17, часть 2, 33–44
10. Петров Д.С., Семенов А.А. Анализ устойчивости ортотропной цилиндрической оболочечной конструкции в программном комплексе ANSYS Mechanical APDL // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2023. Т. 23, № 3. С. 618–627. doi: 10.17586/2226-1494-2023-23-3-618-627□

References

1. Timoshenko S.P. Ustojchivost' uprugih sistem [Stability of elastic systems]. Per. s anglijskogo. Moskva Gosizdat tekhniko-teoreticheskoy literatury. 1955g. 568 s.
2. Alfutov N.A. Osnovy rascheta na ustojchivost' uprugih sistem [Fundamentals of calculation for the stability of elastic systems] М., «Mashinostroenie», 1978 (B-ka raschetchika). 312 s il. Timoshenko S.P., Vojnovskij-Kriger S. Plastinki i obolochki [Plates and shells]. – М.: Nauka, 1966. 636 s.
3. Timoshenko S.P., Vojnovskij-Kriger S. Plastinki i obolochki / per. s angl. М.: Editorial URSS, 2009. 640 s[S. Timoshenko, S. Woinowsky-Krieger. Theory Of Plates And Shells, McGraw Hill Company, Inc., New York, Toronto, London, 1959]
4. Vol'mir A.S. Ustojchivost' uprugih sistem. М., Fizmatgiz, 1963 g., 880 str. s ill.
5. Balabuh L.I., Alfutov N.A., Usyukin V.I. Stroitel'naya mekhanika raket [Rocket Construction Mechanics], М., 1984. 392 s.
6. Nezvanov D. N. Ob ustojchivosti cilindricheskikh obolochek pri osevom szhatii [On the stability of cylindrical shells under axial compression]/ D. N. Nezvanov // Voprosy prochnosti elementov aviacionnykh konstrukcij : sb. st. kaf. "Prochnost' letat. apparatov" i "Soprotivlenie materialov" / отв. red. I. S. Ahmed'yanov, - Kujbyshev, 1968. - S. 96-107.
7. Ermakov A.M. Ob ustojchivosti cilindricheskoy obolochki pri osevom szhatii s ispol'zovaniem neklassicheskikh teorii obolochek [On the stability of a cylindrical shell under axial compression using non-classical shell theories], Vestnik SPbGU. Ser. 1. 2012. Vyp. 4
8. A. V. Sachenkov O poverhnostyah vypuchivaniya tonkih obolochek pri lokal'noj potere ustojchivosti [On the bulging surfaces of thin shells with local loss of stability], Dokl. AN SSSR, 1962, tom 145, nomer 6, 1243–1246
9. A. V. Sachenkov, A. B. Ankudinov Novyj podhod k resheniyu zadach ustojchivosti obolochek [A new approach to solving problems of shell stability], Issled. po teor. plastin i obolochek, 1984, vypusk 17, chast' 2, 33–44
10. Petrov D.S., Semenov A.A. Analiz ustojchivosti ortotropnoj cilindricheskoy obolochечноj konstrukcii v programnom komplekse ANSYS Mechanical APDL [Stability analysis of an orthotropic cylindrical shell structure in the ANSYS Mechanical APDL software package]// Nauchno-tehnicheskij vestnik informacionnykh tekhnologij, mekhaniki i optiki. 2023. T. 23, № 3. S. 618–627. doi: 10.17586/2226-1494-2023-23-3-618-627□

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

Уваров Андрей Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры "Аэро-гидродинамика, прочность машин и сопротивление материалов", Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: uvarovnau@yandex.ru

Andrey I Uvarov, Ph.D. (Eng), Assistant Professor of the Department of aerohydrodynamics, strength of machines and materials, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, 603155, Nizhny Novgorod, Minin Street, 24, Russian Federation, e-mail: uvarovnau@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 16.09.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 18.10.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 28.10.2024.

Научная статья

УДК 539.3

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.050>**Аналитическое определение критической нагрузки сжатого тонкостенного швеллера при потере устойчивости искажением формы поперечного сечения**Уваров А.И.¹ uvarovnau@yandex.ru¹Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева

Аннотация. На основании результатов численных расчётов установлено сходство дисторсионной формы потери устойчивости швеллера и длинной пластины. Энергетическим методом получено аналитическое решение задачи об устойчивости сжатой вдоль длинных кромок прямоугольной пластины со смещёнными внутрь продольными опорами. Полученные формулы использованы для расчёта критического напряжения тонкостенного стержня с профилем в форме швеллера при дисторсионной форме потери устойчивости. Сопоставление результатов расчётов по полученным формулам с результатами численных расчётов показало удовлетворительное совпадение. Анализ, проведённый с помощью полученных зависимостей, позволил указать оптимальное соотношение размеров стенки и полка при потере устойчивости швеллера по дисторсионной форме.

Ключевые слова: устойчивость, тонкостенный швеллер, дисторсионная форма, пластина.

Для цитирования: Уваров А.И. Аналитическое определение критической нагрузки сжатого тонкостенного швеллера при потере устойчивости искажением формы поперечного сечения, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 4 часть 3, С. 53—60. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.050

*Original article*DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.050>**Analytical determination of the critical load of a compressed thin-walled channel rod with loss of stability by distortion of the cross-section shape**Andrei I. Uvarov¹ uvarovnau@yandex.ru¹Nizhny Novgorod State Technical University named after R. E. Alekseev

Abstract. The actual problem of stability of a thin-walled channel is investigated. Based on the results of numerical calculations, the similarity of the distortional form of the channel rod stability loss and form of the long plate stability loss is established. The analytical solution of the problem of stability of a rectangular plate compressed parallel to long edges with longitudinal supports displaced inward is obtained by the energy method. The obtained formulas are used to calculate the critical stress of a thin-walled rod with a channel-shaped profile with a distortion type of stability loss. Comparison of the calculation results according to the formulas obtained with the results of numerical calculations showed a satisfactory coincidence. The analysis carried out with the help of the obtained relationships allowed us to indicate the optimal ratio of the dimensions of the web and flanges with the loss of stability of the channel rod in the distortion type.

Keywords: stability loss, thin-walled channel rod, distortional buckling, plate.

For citation: Uvarov A.I. Analytical determination of the critical load of a compressed thin-walled channel rod with loss of stability by distortion of the cross-section shape. Marine intellectual technologies. 2024. № 4 part 3, P. 53—60. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.050

Введение

Тонкостенные профили находят широкое применение в судостроительных конструкциях. Существенной частью проектирования стержневых элементов из открытых профилей является расчёт на устойчивость [1], [2].

Исследованию различных особенностей потери устойчивости тонкостенных стержней путём численного и аналитического расчёта посвящены работы [3], [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12], [13], [14], [15].

Сопоставление результатов эксперимента с расчётами содержится в работах [16], [17], [18], [19], [20], [21].

Различают следующие формы потери устойчивости сжатого тонкостенного стержня [22]:

—изгибная форма;

—изгибно - крутильная форма;

—локальные пластинчатые формы;

—дисторсионная форма — искажение формы поперечного сечения.

Элементы конструкций подвергаются расчёту при всех формах потери устойчивости.

Еврокод 3 [23] содержит правила расчёта дисторсионной формы потери устойчивости для профиля швеллер с отгибом. Отгиб рассматривается как балка на упругом основании, причём упругим основанием являются полка и стенка профиля. При отсутствии отгиба такой подход не применим.

Целью данной работы является разработка расчётных зависимостей для определения критической нагрузки сжатого тонкостенного стержня швеллерного профиля при дисторсионной форме потери устойчивости.

2. Метод

Выполнено построение аналитического решения энергетическим методом Ритца. Произведена верификация полученного решения посредством выполнение численных расчётов.

Во всех расчётах, результаты которых приведены в настоящей статье, использованы следующие константы материала: модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\nu = 0.3$, что соответствует стали.

2.1. Сходство форм потери устойчивости швеллера и длинной пластины с опорами, сдвинутыми внутрь от продольных кромок

Поперечное сечение формы потери устойчивости длинной пластины, сжатой вдоль длинных кромок, представляет собой полуволну синусоиды [24]. Численные расчёты показывают, что при перемещении опор от продольных кромок внутрь пластины поперечное сечение деформированной при потере устойчивости срединной поверхности пластины имеет сходную форму. Существенное отличие состоит в том, что «полуволна синусоиды» сдвинута в сторону вогнутости вертикальном направлении.

При потере устойчивости швеллера искажением формы сечения линии соединения полки и стенки *не смещаются аналогично продольным опорам пластины*. Формы перемещений в направлении перпендикулярном срединной поверхности швеллера и длинной пластины близки. Результаты численных расчётов, обосновывающих данное утверждение, приведены на рис. 3,4.

Численному расчёту на устойчивость подвергнуты две прямоугольные пластины, сжатые вдоль длинных кромок. Размеры пластин: ширина $a = 200$ мм, толщина $t = 1$ мм, длина 1000 мм. У одной пластины шарнирные опоры совмещены с продольными кромками (рис. 1), у другой опоры отодвинуты от продольных кромок внутрь на расстояние $b = 50$ мм. (рис. 2)

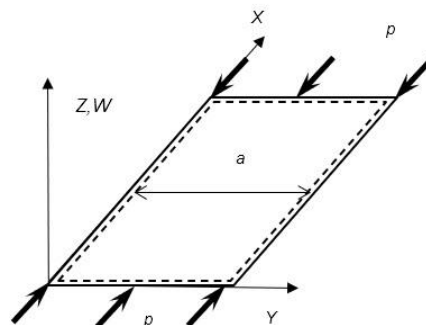


Рис. 1. Прямоугольная пластина сжата распределёнными вдоль коротких кромок длины a и направленными вдоль длинных кромок усилиями p .

Пунктирными линиями обозначены опоры, препятствующие вертикальному перемещению. Расположение опор совпадает с кромками пластины.

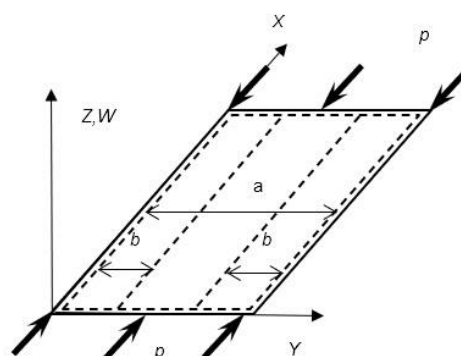


Рис. 2. Прямоугольная пластина сжата распределёнными вдоль коротких кромок длины a и направленными вдоль длинных кромок усилиями p .

Пунктирными линиями обозначены опоры, препятствующие вертикальному перемещению. Продольные опоры отодвинуты на расстояние $b = 50$ мм внутрь от длинных кромок.

На рис. 3,4 приведены результаты расчётов пластин с двумя различными положениями продольных опор. Для пластины с опорами по кромкам величина критического напряжения хорошо совпадает с расчётом по известной аналитической зависимости для длинной пластины ширины a [24]:

$$\sigma_{cr} = \frac{4\pi^2 D}{ta^2} \quad (1)$$

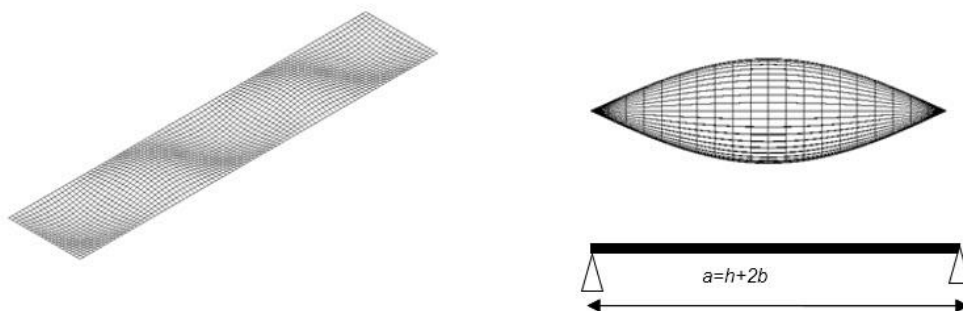


Рис. 3. Результаты расчёта пластины по схеме на рис. 1. Форма потери устойчивости: слева изометрия, справа вид вдоль длинной стороны. Критическое напряжение по результатам численного расчёта σ_{cr}

$= 18.026$ МПа; расчёт по ф.(1): $\sigma_{cr} = 18.076$ МПа.

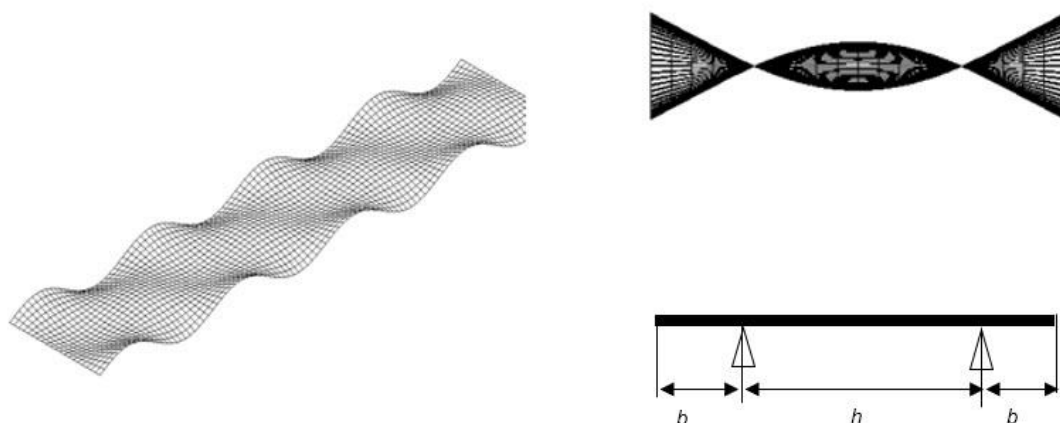


Рис. 4. Результаты расчёта пластины по схеме на рис.2. Форма потери устойчивости: слева изометрия, справа вид вдоль длинной стороны. Критическое напряжение по результатам численного расчёта $\sigma_{cr} = 52.242 \text{ МПа}$

Форма потери устойчивости в поперечном сечении в обоих случаях близка к полуволне синусоиды, пересекая недеформированную СП на опорах.

Далее выполнен расчёт на устойчивость стержня швеллерного профиля длины 1000мм, толщины $t=1\text{мм}$ с полками шириной $b=50\text{мм}$ и высотой стенки

$h=100\text{мм}$, что равно расстоянию между опорами у рассмотренной ранее пластины. Сумма размеров полки и стенки равна 200 мм, что равно ширине пластины a , результаты расчётов которой приведены на рис.3,4.

На рис. 5 приведены результаты расчётов стержня швеллерного профиля.

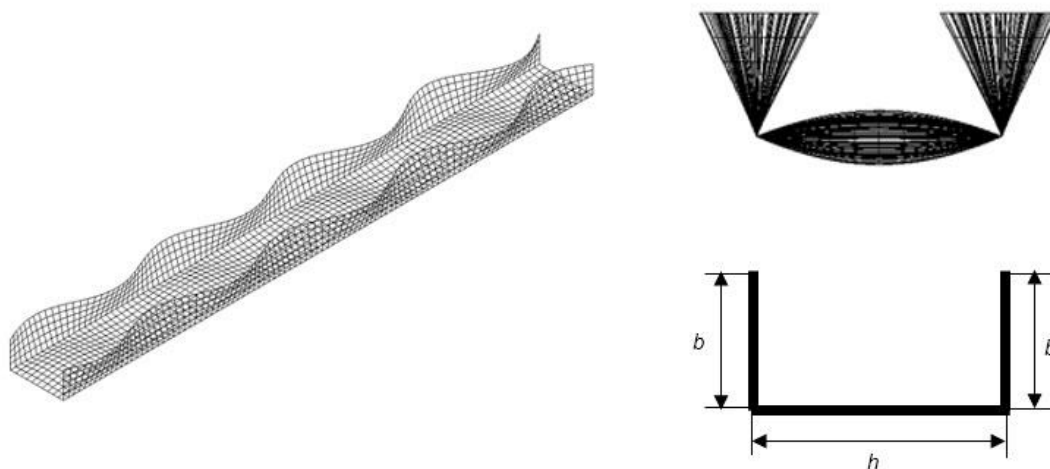


Рис. 5. Швеллер с размерами $h=100\text{мм}$, $b=50\text{мм}$, $t = 1\text{мм}$. Форма потери устойчивости: слева изометрия, справа вид вдоль стержня. Критическое напряжение по результатам численного расчёта $\sigma_{cr} = 52.310 \text{ МПа}$.

Потеря устойчивости произошла путём искажения формы поперечного сечения. Характерной особенностью формы потери устойчивости данного стержня явилось отсутствие поперечных перемещений линий соединения стенки с полками аналогично линиям опор у пластин. Форма потери устойчивости в поперечном направлении – перемещения в направлении перпендикулярном срединной поверхности – близка аналогичной форме для пластины со смещёнными опорами с такой же шириной листа и расстояниями от кромок до продольных опор, равными ширине полки (Рис. 4).

Для пластины со смещёнными опорами величина

критического напряжения равна 52,242 МПа. Для балки тонкостенного швеллерного профиля величина критического напряжения равна 52,310 МПа. Отличие составило 0.13%.

Сходство форм потери устойчивости и близость величины критических напряжений швеллера и пластины со смещёнными внутрь продольными опорами позволяет предположить возможность использования одной расчётной модели для обоих случаев.

Близость форм перемещений швеллера и длинной пластины использовалась в работе [25], где получена зависимость, обобщающая результаты численных расчётов. В настоящей работе

разработано аналитическое решение задачи механики пластин с использованием энергетического метода.

2.2. Разработка аналитического решения для длинной пластины со смещёнными внутрь продольными опорами

Рассмотрим прямоугольную пластину, длина которой много больше её ширины a , t – толщина пластины. Продольные шарнирные опоры отстоят от продольных кромок на расстояние b (ширина полков швеллера). Расстояние между опорами равно $h = a - 2b$ (высота стенки швеллера). Пластина сжата продольной нагрузкой интенсивности p , приложенной к шарнирно опёртым коротким крамкам ширины a (рис. 2).

Введём обозначение:

$$\beta = \frac{b}{a} \quad (2)$$

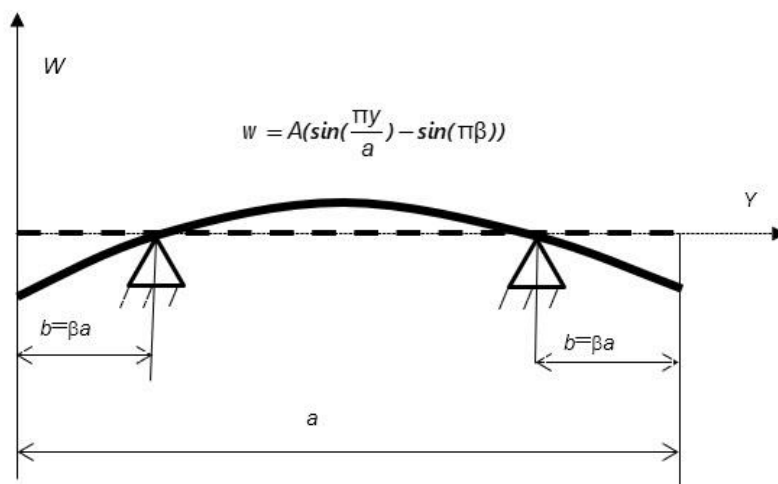


Рис. 6. Форма прогиба пластины со смещёнными опорами

Используя выражение (3), вычислим работу внешних сил [24]:

$$U = p \int_0^a \int_0^l \frac{1}{2} \left(\frac{dw}{dx} \right)^2 = \frac{p \pi A^2 a [2 \pi \sin^2(\pi \beta) - 8 \sin(\pi \beta) + \pi]}{8l}$$

Используя выражение (3), вычислим работу внутренних сил [26]:

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{1}{2} D \int_0^a \int_0^l \left[\left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right)^2 + \left(\frac{d^2 w}{dy^2} \right)^2 + 2\nu \left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right) \left(\frac{d^2 w}{dy^2} \right) + 2(1-\nu) \left(\frac{d^2 w}{dx dy} \right)^2 \right] = \\ &= \frac{D \pi^3 A^2 [2 \pi a^4 \sin^2(\pi \beta) - 8 a^4 \sin(\pi \beta) + \pi a^4 - 8 \nu a^2 l^2 \sin(\pi \beta) + 2 \pi a^2 l^2 + \pi l^4]}{8 a^3 l^3} \end{aligned}$$

Здесь обозначено:

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$$

- цилиндрическая жёсткость.

Применим принцип возможных перемещений:

$$\delta U - \delta \Pi = 0$$

Подставляя в данное уравнение выражения работ внутренних и внешних сил и заменяя варьирование дифференцированием по параметру A , найдём выражение для критической нагрузки:

$$p = \frac{D \pi^2 [2 \pi a^4 \sin^2(\pi \beta) - 8 a^4 \sin(\pi \beta) + \pi a^4 - 8 \nu a^2 l^2 \sin(\pi \beta) + 2 \pi a^2 l^2 + \pi l^4]}{a^4 l^2 [2 \pi \sin^2(\pi \beta) - 8 \sin(\pi \beta) + \pi]}$$

Введём обозначение:

– геометрический параметр равный отношению расстояния между продольной опорой и кромкой к ширине пластины (для швеллера – отношение ширины полки к общей длине средней линии профиля).

Используем энергетический метод Ритца. Примем следующую форму потери устойчивости:

$$w = A \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) \cdot \left(\sin\left(\frac{\pi y}{a}\right) - \sin(\pi \beta)\right) \quad (3)$$

Введены обозначения: w – вертикальное перемещение, l – длина полуволны в продольном направлении, A – амплитуда формы потери устойчивости. Длина полуволны в поперечном направлении равна ширине пластины a .

Поперечное сечение формы (3) при $y = \frac{l}{2}$ показано на рис.6.

$$f(\beta) = 2\pi \sin^2(\pi\beta) - 8\sin(\pi\beta) + \pi \quad (4)$$

Тогда:

$$\rho = \frac{D\pi^2 [a^4 f(\beta) + l^2 (-8va^2 \sin(\pi\beta) + 2\pi a^2) + \pi l^4]}{a^4 f(\beta) l^2} \quad (5)$$

Приравняв нулю производную по l , найдём выражение для l , обращающее критическую нагрузку в минимум:

$$\frac{dp}{dl} = \frac{D\pi^2 [4\pi l^4] - [2a^4 f(\beta) + 2\pi l^4]}{l^3} = \frac{2D\pi^2 [\pi l^4 - a^4 f(\beta)]}{l^3} = 0$$

Откуда получаем:

$$l = a \cdot \lambda(\beta) = a \cdot \sqrt[4]{\frac{f(\beta)}{\pi}} \quad (6)$$

Здесь введено обозначение

$$\lambda(\beta) = \frac{l}{a} = \sqrt[4]{\frac{f(\beta)}{\pi}} \quad (7)$$

– относительная длина полуволны в продольном направлении.

Подставляя найденное значение длины полуволны (56) в правую часть выражения (45), окончательно получаем выражение для критической нагрузки:

$$\rho = \frac{4\pi^2 D}{a^2} k(\beta), \quad (8)$$

где обозначено:

$$k(\beta) = \frac{[-8v \sin(\pi\beta) \sqrt{\frac{f(\beta)}{\pi}} + 2\pi \sqrt{\frac{f(\beta)}{\pi}} + 2f(\beta)]}{4f(\beta) \sqrt{\frac{f(\beta)}{\pi}}} \quad (9)$$

– коэффициент влияния расположения опор.

Выражение для критического напряжения примет вид:

$$\sigma_{cr} = \frac{\rho}{t} = \frac{4\pi^2 D}{ta^2} k(\beta) \quad (10)$$

Аналитическая зависимость (10) с учётом (7), (4) определяет величину критического напряжения для рассматриваемой длинной пластины в зависимости от констант материала, ширины и толщины пластины, а также геометрического параметра β по (2). Формула (10) отличается от формулы (1) наличием безразмерного множителя – коэффициента влияния расположения опор (9).

3. Результаты и обсуждение

3.1. Применение полученного аналитического решения для пластины

На рис.7 показана зависимость относительной длины полуволны от геометрического параметра β .

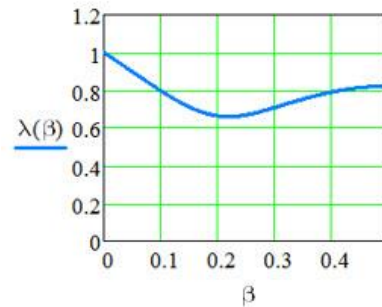


Рис.7 Относительная длина полуволны (7).

Длина полуволны в продольном направлении не сильно отличается от длины полуволны в поперечном направлении во всём диапазоне изменения параметра β .

На рис.8 показана зависимость коэффициента влияния расположения опор от геометрического параметра β .

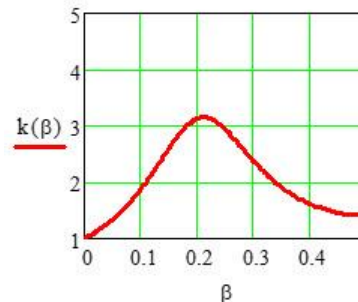


Рис.8 Коэффициент влияния расположения опор (9).

$k(0)=1$, что совпадает с точным решением для опор, расположенных по кромкам. Для $\beta=0.5$, что соответствует расположению опор посередине, принятая форма перемещения СП обеспечивает отсутствие поворота и перемещения на опорах, что соответствует жёсткой заделке посередине пластины. При этом $k(0.5)=1.424$, что близко к точному решению и совпадает с решением, полученным энергетическим методом для пластины с жёсткой заделкой посередине [24].

Для пластины на рис.4 расчёт по формуле (9) даёт $\sigma_{cr}=53.331$ МПа, при этом относительное расхождение с результатами численного расчёта составило 1.95%.

Данные сопоставления подтверждают способность зависимости (10) давать достаточно точную величину критического напряжения для рассматриваемой пластины.

3.2. Применение полученного аналитического решения для швеллера

Полученную расчётную зависимость применим для расчёта критических напряжений стержней швеллерного профиля, сопоставив расчёты по полученным зависимостям с результатами численных расчётов. В расчётах по формуле (10) будем полагать, что b есть ширина полок швеллера, высота стенки швеллера равна h , а геометрический

параметр вычислим по формуле: $\beta = \frac{b}{h + 2b}$

Выполнены численные расчёты по определению критических напряжений стержней швеллерного профиля с высотой стенки $h = 100$ мм и длиной 2000 мм с вариацией ширины полки b и толщины профиля t . Потеря устойчивости во всех случаях происходила путём искажения формы поперечного сечения аналогично случаю, показанному на рис. 5. Результаты численных расчётов сопоставлены с расчётами по формуле (10). Сопоставление приведено в таблице 1.

Таблица 1

t , мм	b , мм	Критические напряжения по результатам численного расчёта, МПа	Критические напряжения σ_{cr} по ф. (10), МПа	Относительное расхождение, %
0,7	80	11,9	12,09	1,59%
1,4	80	47,3	48,36	2,24%
2	80	96,3	98,70	2,50%
3	80	215,2	222,07	3,19%
0,7	60	19,5	19,80	1,54%
1,4	60	77,6	79,18	2,04%
2	60	157,7	161,59	2,47%
3	60	351,5	363,58	3,44%

Сопоставление показывает удовлетворительное количественное совпадение.

Следует отметить *качественный* вывод о наиболее рациональном соотношении размеров профиля. Максимум $k(\beta)$ (рис. 8) имеет место при $\beta = 0.21211$ и $k(0.21211) = 3.1558$. Величина $k(\beta)$ пропорциональна критическому напряжению. Максимальное критическое напряжения *при данном типе потери устойчивости* будет иметь место при отношении размеров полки и стенки, равном $\frac{b}{h} = \frac{b}{a - 2b} = \frac{\beta}{1 - 2\beta} = \frac{0.21211}{1 - 2 \cdot 0.21211} = 0.3684$. При

таком соотношении размеров *профиль фиксированной площади может воспринять наибольшую нагрузку до потери устойчивости по дисторсионной форме*.

Заключение

1. Методом Ритца получена зависимость для расчёта критического напряжения длинной пластины

со смещёнными внутрь продольными опорами. Данная зависимость применена для расчёта критического напряжения сжатого тонкостенного стержня швеллерного профиля при дисторсионной форме потери устойчивости. Сопоставление с численными расчётами показало близость результатов.

2. Полученная аналитическая зависимость для расчёта критического напряжения компактна и обладает достаточной точностью, что делает возможным её использование для расчёта критического напряжения тонкостенных швеллеров при потере устойчивости искажением формы сечения.

3. Если швеллер теряет устойчивость искажением формы сечения, то наиболее эффективным является сечение с отношением размеров полки и стенки 0.3684:1.

Литература

- Garifullin, Marsel & Vatin, Nikolai. (2014). Buckling analysis of thin-walled cold-formed beams — short review. Construction of Unique Buildings and Structures. 6. 32-57.
- Szymczak, Czeslaw & Kujawa, Marcin. Selected Stability Problems of Thin-Walled Columns and Beams, September 2019 DOI:10.1007/978-3-030-17747-8_31, In book: Recent Developments in the Theory of Shells (pp.615-625) Edition: <https://link.springer.com/content/pdf/10.1007%2F978-3-030-17747-8.pdf> Publisher: Springer Nature Switzerland AG
- Ye, Jun & Mojtabaei, Seyed Mohammad & Hajirasouliha, Iman & Shepherd, Paul & Pilakoutas, Kypros. (2018). Strength and deflection behaviour of cold-formed steel back-to-back channels. Engineering Structures. 177. 641-654. 10.1016/j.engstruct.2018.09.064.
- Szymczak, Czeslaw & Kujawa, Marcin. (2019). Buckling and initial post-local buckling behaviour of cold-formed channel member flange. Thin-Walled Structures. 137. 177-184. 10.1016/j.tws.2019.01.011.
- Kujawa, Marcin. (2020). Selected local stability problems of channel section flanges made of aluminium alloys. Continuum Mechanics and Thermodynamics. 32. 1-18. 10.1007/s00161-018-0705-z.
- Kolakowski, Zbigniew & Teter, Andrzej. (2021). Eigenproblem Versus the Load-Carrying Capacity of Hybrid Thin-Walled Columns with Open Cross-Sections in the Elastic Range. Materials. 14. 3468. 10.3390/ma14133468.
- Mahi, Imene & Djelil, Mohammed & Djafour, N. & Djafour, Mustapha. (2019). Calculation of Critical Load for Pure Distortional Buckling of Lipped Channel Columns. Periodica Polytechnica Civil Engineering. 10.3311/PPci.13244.

8. Glauz, Robert. (2017). Flexural-torsional buckling of general cold-formed steel columns with unequal unbraced lengths. *Thin-Walled Structures*. 119. 10.1016/j.tws.2017.04.023. Magnucka-Blandzi, E. & Zajac, K.. (2013). Stability of thin walled channel beams with orthotropic flanges. *Mechanics and Mechanical Engineering*. 17. 141-155.
9. Jobbágy, Dávid & Ádány, Sándor. (2017). Local buckling behaviour of thin-walled members with curved cross-section parts. *Thin-Walled Structures*. 115. 264-276. 10.1016/j.tws.2017.02.026.
10. Ajeesh, S S & Sanjeevi, Arul Jayachandran. (2016). Simplified semi-analytical model for elastic distortional buckling prediction of cold-formed steel flexural members. *Thin-Walled Structures*. 106. 420-427. 10.1016/j.tws.2016.05.015.
11. Dong, Shi'er & Li, Huiran & Wen, Qiuping. (2015). Study on distortional buckling performance of cold-formed thin-walled steel flexural Members with stiffeners in the flange. *Thin-Walled Structures*. 95. 161-169. 10.1016/j.tws.2015.07.006.
12. Nambiar, D.D., & James, R.M. (2017). Evaluation of Reduction in Compressive Strength of Singly Symmetric CFS Members Due To Shift in Effective Centroid. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)* e-ISSN: 2395 -0056 Volume: 04 Issue: 06 | June -2017 www.irjet.net p-ISSN: 2395-0072
13. Kumar, M. & Kalyanaraman, V.. (2010). Evaluation of Direct Strength Method for CFS Compression Members without Stiffeners. *Journal of Structural Engineering-asce - J STRUCT ENG-ASCE*. 136. 10.1061/(ASCE)ST.1943-541X.0000185.
14. Schafer, Benjamin. (2008). Review: The Direct Strength Method of cold-formed steel member design. *Journal of Constructional Steel Research*. 64. 766-778. 10.1016/j.jcsr.2008.01.022.
15. Vy, Son Tung & Mahendran, Mahen. (2021). Behaviour and design of slender built-up nested cold-formed steel compression members. *Engineering Structures*. 241. 112446. 10.1016/j.engstruct.2021.112446.
16. Vy, Son Tung & Mahendran, Mahen & Sivaprakasam, Thananjayan. (2021). Built-up Nested Cold-formed Steel Compression Members Subject to Local or Distortional Buckling. *Journal of Constructional Steel Research*. 182. 10.1016/j.jcsr.2021.106667.
17. Dar, M.Adil & Sahoo, Dipti Ranjan & Pulikkal, Sunil & Jain, A.K.. (2018). Behaviour of laced built-up cold-formed steel columns: Experimental investigation and numerical validation. *Thin-Walled Structures*. 132. 398-409. 10.1016/j.tws.2018.09.012.
18. Craveiro, Hélder & Rodrigues, João Paulo & Rodrigues, C. & Laím, Luís. (2016). Buckling resistance of axially loaded cold-formed steel columns. *Thin-Walled Structures*. 106. 358-375. 10.1016/j.tws.2016.05.010.
19. Nguyen, Bac & Pham, Cao & Cartwright, B. & English, M.A.. (2017). Design of new cold rolled purlins by experimental testing and Direct Strength Method. *Thin-Walled Structures*. 118. 105-112. 10.1016/j.tws.2017.05.011.
20. Yu C., Schafer B. W. (2003) Local buckling tests on cold-formed steel beams. *Journal of Structural Engineering*. 2003. Vol. 129. Issue 12. Pp. 1596-1606.
21. Юрченко В.В. Проектирование каркасов зданий из тонкостенных холодногнутых профилей в среде SCAD Office // Инженерно-строительный журнал. 2010. № 8(18). С. 38–46.
22. EN 1993-1-3 (2006) (English): Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-3: General rules - Supplementary rules for cold-formed members and sheeting [Authority: The European Union Per Regulation 305/2011, Directive 98/34/EC, Directive 2004/18/EC]
23. Арнольд Сергеевич Вольмир. Устойчивость упругих систем. М., Физматгиз, 1963 г., 880 стр. с илл.
24. Уваров А.И. Потеря устойчивости стержня швеллерного профиля путем совместного деформирования стенки и полка. *Транспортные системы*. 2020. № 4 (18). С. 42-46, DOI:10.46960/62045_2020_4_42.
25. Строительная механика корабля и теория упругости : В 2 т. - Л. : Судостроение, 1987, Т. 2: Изгиб и устойчивость стержней, стержневых систем, пластин и оболочек / [В. А. Постнов, Д. М. Ростовцев, В. П. Суслов, Ю. П. Кочанов]. - Л. : Судостроение, 1987. - 412 с.

References

1. Garifullin, Marsel & Vatin, Nikolai. (2014). Buckling analysis of thin-walled cold-formed beams — short review. *Construction of Unique Buildings and Structures*. 6. 32-57.
2. Szymczak, Czeslaw & Kujawa, Marcin. Selected Stability Problems of Thin-Walled Columns and Beams, September 2019 DOI:10.1007/978-3-030-17747-8_31, In book: Recent Developments in the Theory of Shells (pp.615-625)Edition: https://link.springer.com/content/pdf/10.1007%2F978-3-030-17747-8.pdfPublisher: Springer Nature Switzerland AG
3. Ye, Jun & Mojtabaei, Seyed Mohammad & Hajirasouliha, Iman & Shepherd, Paul & Pilakoutas, Kypros. (2018). Strength and deflection behaviour of cold-formed steel back-to-back channels. *Engineering Structures*. 177. 641-654. 10.1016/j.engstruct.2018.09.064.
4. Szymczak, Czeslaw & Kujawa, Marcin. (2019). Buckling and initial post-local buckling behaviour of cold-formed channel member flange. *Thin-Walled Structures*. 137. 177-184. 10.1016/j.tws.2019.01.011.
5. Kujawa, Marcin. (2020). Selected local stability problems of channel section flanges made of aluminium alloys. *Continuum Mechanics and Thermodynamics*. 32. 1-18. 10.1007/s00161-018-0705-z.
6. Kołakowski, Zbigniew & Teter, Andrzej. (2021). Eigenproblem Versus the Load-Carrying Capacity of Hybrid Thin-Walled Columns with Open Cross-Sections in the Elastic Range. *Materials*. 14. 3468. 10.3390/ma14133468.
7. Mahi, Imene & Djelil, Mohammed & Djafour, N. & Djafour, Mustapha. (2019). Calculation of Critical Load for Pure Distortional Buckling of Lipped Channel Columns. *Periodica Polytechnica Civil Engineering*. 10.3311/PPci.13244.
8. Glauz, Robert. (2017). Flexural-torsional buckling of general cold-formed steel columns with unequal unbraced lengths. *Thin-Walled Structures*. 119. 10.1016/j.tws.2017.04.023. Magnucka-Blandzi, E. & Zajac, K.. (2013). Stability of thin walled channel beams with orthotropic flanges. *Mechanics and Mechanical Engineering*. 17. 141-

155.

9. Jobbágy, Dávid & Ádány, Sándor. (2017). Local buckling behaviour of thin-walled members with curved cross-section parts. *Thin-Walled Structures*. 115. 264-276. 10.1016/j.tws.2017.02.026.
10. Ajeesh, S S & Sanjeevi, Arul Jayachandran. (2016). Simplified semi-analytical model for elastic distortional buckling prediction of cold-formed steel flexural members. *Thin-Walled Structures*. 106. 420-427. 10.1016/j.tws.2016.05.015.
11. Dong, Shi'er & Li, Huiran & Wen, Qiuping. (2015). Study on distortional buckling performance of cold-formed thin-walled steel flexural Members with stiffeners in the flange. *Thin-Walled Structures*. 95. 161-169. 10.1016/j.tws.2015.07.006.
12. Nambiar, D.D., & James, R.M. (2017). Evaluation of Reduction in Compressive Strength of Singly Symmetric CFS Members Due To Shift in Effective Centroid. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)* e-ISSN: 2395 -0056 Volume: 04 Issue: 06 | June -2017 www.irjet.net p-ISSN: 2395-0072
13. Kumar, M. & Kalyanaraman, V.. (2010). Evaluation of Direct Strength Method for CFS Compression Members without Stiffeners. *Journal of Structural Engineering-asce - J STRUCT ENG-ASCE*. 136. 10.1061/(ASCE)ST.1943-541X.0000185.
14. Schafer, Benjamin. (2008). Review: The Direct Strength Method of cold-formed steel member design. *Journal of Constructional Steel Research*. 64. 766-778. 10.1016/j.jcsr.2008.01.022.
15. Vy, Son Tung & Mahendran, Mahen. (2021). Behaviour and design of slender built-up nested cold-formed steel compression members. *Engineering Structures*. 241. 112446. 10.1016/j.engstruct.2021.112446.
16. Vy, Son Tung & Mahendran, Mahen & Sivaprakasam, Thananjayan. (2021). Built-up Nested Cold-formed Steel Compression Members Subject to Local or Distortional Buckling. *Journal of Constructional Steel Research*. 182. 10.1016/j.jcsr.2021.106667.
17. Dar, M.Adil & Sahoo, Dipti Ranjan & Pulikkal, Sunil & Jain, A.K.. (2018). Behaviour of laced built-up cold-formed steel columns: Experimental investigation and numerical validation. *Thin-Walled Structures*. 132. 398-409. 10.1016/j.tws.2018.09.012.
18. Craveiro, Hélder & Rodrigues, João Paulo & Rodrigues, C. & Laím, Luís. (2016). Buckling resistance of axially loaded cold-formed steel columns. *Thin-Walled Structures*. 106. 358-375. 10.1016/j.tws.2016.05.010.
19. Nguyen, Bac & Pham, Cao & Cartwright, B. & English, M.A.. (2017). Design of new cold rolled purlins by experimental testing and Direct Strength Method. *Thin-Walled Structures*. 118. 105-112. 10.1016/j.tws.2017.05.011.
20. Yu C., Schafer B. W. (2003) Local buckling tests on cold-formed steel beams. *Journal of Structural Engineering*. 2003. Vol. 129. Issue 12. Pp. 1596-1606.
21. Yurchenko V.V. (2010). Designing of steel frameworks from thin-walled cold-formed profiles in SCAD Office. *Magazine of Civil Engineering*. 2010. Vol.18 Issue 8. Pp. 38-46. (rus)
22. EN 1993-1-3 (2006) (English): Eurocode 3: Design of steel structures - Part 1-3: General rules - Supplementary rules for cold-formed members and sheeting [Authority: The European Union Per Regulation 305/2011, Directive 98/34/EC, Directive 2004/18/EC]
23. Arnol'd Sergeevich Vol'mir. Ustoichivost' uprugikh sistem. M., Fizmatgiz, 1963 g., 880 str. s ill.
24. Uvarov A.I. Poterya ustojchivosti sterzhnya shvellernogo profilya putem sovmestnogo deformirovaniya stenki i polok. *Transportnye sistemy*. 2020. № 4 (18). S. 42-46, DOI:10.46960/62045_2020_4_42.
25. Stroitel'naya mekhanika korablya i teoriya uprugosti : V 2 t. - L. : Sudostroenie, 1987, T. 2: Izgib i ustojchivost' sterzhnej, sterzhnevyykh sistem, plastin i obolochek / [V. A. Postnov, D. M. Rostovtsev, V. P. Suslov, YU. P. Kochanov]. - L. : Sudostroenie, 1987. - 412 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

Уваров Андрей Иванович, кандидат технических наук, доцент Кафедра Аэро-гидродинамика, прочность машин и сопротивление материалов, ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», 603155, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: uvarovnau@yandex.ru

Andrei I. Uvarov, Ph.D. (Eng), Assistant Professor of the Department of Department of aerohydrodynamics, strength of machines and materials, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, 603155, Nizhny Novgorod, Minin Street, 24, Russian Federation, e-mail: uvarovnau@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 16.09.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 18.10.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 28.10.2024.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

SHIP POWER PLANTS AND THEIR ELEMENTS (MAIN AND AUXILIARY)

Научная статья

УДК 621.452.3

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.051>

О движении двухфазной среды в проточной части морского газотурбинного двигателя

Хрунков С.Н.¹ khrunkov@nntu.ru, Савинов В.Н.¹ vladimirsavinov6@gmail.com,
Кузьмин Н.А.¹ knanntu@mail.ru, Титов В.Г.¹ eos@nntu.ru, Крайнов А.А.¹ art.kr-91@mail.ru

¹Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Аннотация. В статье приведены данные по начальной водности воздуха, поступающего в воздухозаборные устройства морских газотурбинных двигателей, устанавливаемых на различные типы высокоскоростных судов, в зависимости от режима движения судна. Отмечена важная роль отложения солей морской воды в проточной части морского газотурбинного двигателя. Поставлена задача выявления механизма солеотложения в проточной части двигателя. Показана разработанная модель двухфазного течения газа в проточном тракте морского газотурбинного двигателя. Описана методика расчетного определения коэффициентов уноса капель обратно в поток газа и коэффициента осаждения капель на лопатках двигателя. Найдены коэффициенты осаждения капель воды на типовых входных компрессорных решетках и расплава соли на турбинных ступенях морского газотурбинного двигателя в зависимости от геометрических параметров решеток. Показаны влияние угла падения капель воды на коэффициент уноса при ударе и зависимость коэффициента осаждения влаги от толщины пленки и шероховатости поверхности. Сделаны выводы о поведении двухфазного потока в тракте морских газотурбинных двигателей, обуславливающим солеотложение на лопатках двигателя.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, воздухоприемник, двухфазный поток, очистка воздуха, судовая энергетическая установка, удельная мощность, удельный расход, коэффициент полезного действия.

Для цитирования: Хрунков С.Н., Савинов В.Н., Кузьмин Н.А., Титов В.Г., Крайнов А.А. О движении двухфазной среды в проточной части морского газотурбинного двигателя. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 4 часть 3, С. 61—67. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.051

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.051>

About the bi-phase flow motion in the flow section of the marine gas turbine engines

Sergey N. Khrunkov¹ khrunkov@nntu.ru, Vladimir N. Savinov¹ vladimirsavinov6@gmail.com,
Nikolai A. Kuzmin¹ knanntu@mail.ru, Vladimir G. Titov¹ eos@nntu.ru, Artem A. Krainov¹ art.kr-91@mail.ru

¹R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, Nizhny Novgorod, Russian Federation

Abstract. The article presents data on the initial water content of air entering the air intake devices of marine gas turbine engines installed on various types of high-speed vessels, depending on the vessel's motion mode. An important role of seawater salt deposition in the flow path of a marine gas turbine engine is noted. The task is to identify the mechanism of salt deposition in the engine flow path. The developed model of a two-phase gas flow in the flow tract of a marine gas turbine engine is shown. A technique for calculating the coefficients of droplet entrainment back into the gas flow and the coefficient of droplet deposition on engine blades is described. The coefficients of water droplet deposition on typical inlet compressor grates and salt melt deposition on turbine stages of a marine gas turbine engine are found depending on the geometric parameters of the grates. The influence of the angle of incidence of water droplets on the entrainment coefficient upon impact and the dependence of the moisture deposition coefficient on the film thickness and surface roughness are shown. Conclusions are made about the behavior of two-phase flow in the tract of marine gas turbine engines, which causes salt deposition on engine blades.

Key words: gas turbine engine, air receiver, two-phase flow, air cleaning, ship power plant, specific power, specific consumption, efficiency.

For citation: Sergei N. Khrunkov, Vladimir N. Savinov, Nikolai A. Kuzmin, Vladimir G. Titov, Artem A. Krainov, About the biphasic flow motion in the flow section of the marine gas turbine engines. Marine intellectual technologies. 2024. № 4 part 3, P. 61—67. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.051

Введение

Основным параметром, характеризующим изменения характеристик морских газотурбинных

двигателей при работе их в морских условиях, является массовый расход соли, поступившей в двигатель.

Поступление соли в двигатель с воздухом в значительной степени зависит от его обводненности. Начальная водность воздуха на входе в воздухозаборники двигателей может меняться в широких пределах и зависит от типа судна, режима его движения, расположения воздухозаборников, направления и силы ветра, состояния водной поверхности, курсового угла движения судна по отношению к фронту волны и другого [1, 2, 3, 4].

Ориентировочные значения ожидаемой начальной водности для конкретного судна принимают на основе анализа статистических данных или по замерам водности и солесодержания воздуха в заданном районе плавания.

Начальная водность воздуха перед воздухоочистительными устройствами применительно к судам на подводных крыльях (СПК) при состоянии моря 4 - 5 баллов может достигать:

- в период выхода на крылья 0,4 - 0,8% (в отдельных случаях, из-за значительного брызгообразования, начальная водность может достигать 1 - 1,5%);
- в период движения на расчетной скорости 0,05 - 0,20%;
- при движении в водоизмещающем положении с малой скоростью 0,01 - 0,05%.

Для экранопланов, использующих в качестве стартового устройства поддув газовых струй двигателей под крыло, количество попадающей в двигатель соли определяется, в основном, режимами движения. Можно выделить два основных режима: режим руления, взлета и посадки, когда при взаимодействии струй поддувных двигателей с водной поверхностью имеет место интенсивное брызгообразование и режим установившегося полета вблизи водной поверхности, то есть в зоне солевого «фона», когда забрызгивание воздухозаборников практически отсутствует.

На режиме руления, взлета и посадки, когда имеет место интенсивное брызгообразование, концентрация морской воды в воздухе в районе расположения двигателей зависит от ряда факторов: расположения воздухозаборников и их конструкции, режима работы двигателей, параметров газовой струи и расстояния от среза сопла поддувных двигателей до водной поверхности, положения средств механизации крыла, силы и направления ветра, скорости движения и другого.

Следует отметить, что вопрос о брызговых характеристиках потоков, образующихся под действием наклонных газовых струй на водную поверхность, является мало изученным. Поэтому основным источником информации являются результаты испытаний натурных экранопланов в реальных условиях эксплуатации. Мгновенное значение водности потока воздуха в районе установки воздухозаборников по результатам натурных измерений на этом режиме находится в пределах от 0,1 до 1,6 % при концентрации солей в воздухе от 50 до 550 мг/м³ и дисперсном составе двухфазного потока, характеризующегося среднemasсовым размером капель воды 50-60·10⁻⁶ м.

Среднее же значение водности потока на режиме разбега экраноплана составляет 0,1-0,2 %. В режиме околоскранный полета количество поступающей в двигатель соли определяется, в основном, наличием в атмосферном воздухе свободных солевых частиц.

На этом режиме водность потока на входе в двигателя составляет 0,0002-0,0003% при концентрации солей 0,08-0,1 мг/м³. Анализ имеющихся данных по содержанию солевых частиц в морском воздухе показывает, что массовая концентрация частиц на высоте расположения воздухозаборников составляет менее 0,1 мг/кг воздуха. Отложение солей морской воды в проточной части морского газотурбинного двигателя существенно влияет на КПД его узлов [5, 6, 7, 8]. Характер изменения КПД в зависимости от времени и условий работы двигателя является основным критерием оценки влияния морской среды на его параметры [9, 10, 11].

Таким образом, задача теоретического и экспериментального изучения закономерностей движения двухфазного потока в тракте морского газотурбинного двигателя является актуальной для судостроения задач.

1. Расчетная методика

Чтобы выявить механизм солеотложения в проточной части газотурбинного двигателя, работающего в условиях морской среды и обводненного воздуха, установить его закономерности и влияние на изменение параметров двигателя, необходимо в первую очередь рассмотреть особенности течения двухфазной среды в межлопаточных каналах двигателя.

В общем виде течение газожидкостной среды в проточной части двигателя представлено балансовыми уравнениями (1) и (2).

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \rho_{\Gamma}}{\partial t} &= \operatorname{div}(\rho_{\Gamma} \vec{W}_{\Gamma}) = 0; \\ \operatorname{div}(\rho_{\text{ж}} \vec{W}_{\text{ж}}) &= I_{\text{к-ж}} - I_{\text{ж-к}}; \\ \operatorname{div}(\rho_{\text{к}} \vec{W}_{\text{к}}) &= I_{\text{ж-к}} - I_{\text{к-ж}}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $I_{\text{к-ж}}$; $I_{\text{ж-к}}$ – интенсивность перехода капель в пленку и интенсивность перехода влаги с пленки в ядро потока в единице объема смеси соответственно.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\rho_{\Gamma}}{dt} \frac{d\vec{W}_{\Gamma}}{dt} &= -\alpha_{\Gamma} \nabla p - \vec{f}_{\Gamma-\text{к}} - \vec{f}_{\Gamma-\text{ж}} - \\ &- 2\rho_{\Gamma} (\vec{\omega} \vec{W}_{\Gamma}) - \rho_{\Gamma} [\vec{\omega} (\vec{\omega} \times \vec{r})]; \\ \frac{\rho_{\text{ж}}}{dt} \frac{d\vec{W}_{\text{ж}}}{dt} &= \vec{f}_{\Gamma-\text{ж}} - \vec{f}_{\omega} - 2\rho_{\text{ж}} (\vec{\omega} \vec{W}_{\text{ж}}) - \\ &- \rho_{\text{ж}} [\vec{\omega} (\vec{\omega} \times \vec{r})] + I_{\text{ж-к}} (\vec{W}_{\text{ж}} - \vec{W}_{\text{к-ж}}) + \\ &+ I_{\text{к-ж}} (\vec{W}_{\text{к-ж}} - \vec{W}_{\text{ж}}); \\ \frac{\rho_{\text{к}}}{dt} \frac{d\vec{W}_{\text{к}}}{dt} &= \vec{f}_{\Gamma-\text{ж}} - 2\rho_{\text{к}} (\vec{\omega} \vec{W}_{\text{к}}) - \rho_{\text{к}} \cdot \\ &\cdot [\vec{\omega} (\vec{\omega} \times \vec{r})] + I_{\text{ж-к}} (\vec{W}_{\text{ж-к}} - \vec{W}_{\text{к}}) + \\ &+ I_{\text{к-ж}} (\vec{W}_{\text{к-ж}} - \vec{W}_{\text{ж}}), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $\vec{f}_{\Gamma-K}$ - сила трения капель о газ;

$\vec{f}_{\omega}$ - сила трения пленки о поверхность лопатки;

$\vec{f}_{\Gamma-ж}$ - сила трения газа о пленку

Все три силы отнесены к единичному объему смеси. Для определения взаимодействия капель жидкости с поверхностью деталей газозвушного тракта и установления условий осаждения их на лопатки рассмотрим движение одиночной капли в канале решетки в цилиндрической системе координат, поскольку концентрация капель в потоке мала. Начало координат (рис.1) совпадает с точкой пересечения плоскости, проведенной через сечение на входе в рабочее колесо и осью Z, совпадающей с осью рабочего колеса.

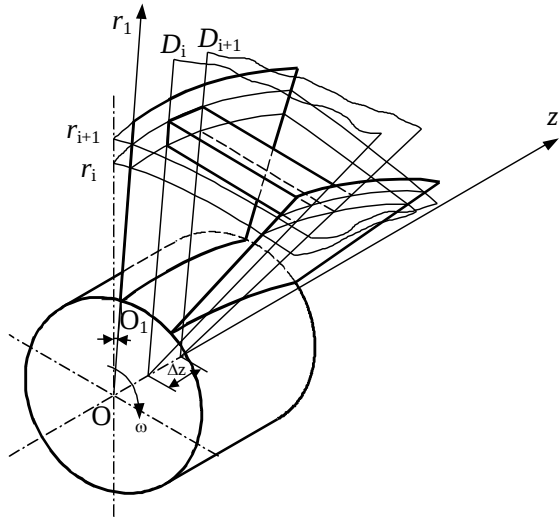


Рис. 1. К определению движения жидкой фазы в рабочем колесе

Ось r проходит через начало координат и точку O_1 , расположенную на передней кромке одной из лопаток, вращающейся с угловой скоростью рабочего колеса.

Воспользуемся третьим уравнением в системе (2) и запишем ее для одиночной капли, обдуваемой потоком газа. Уравнение движения капли в цилиндрической системе координат имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{dW_{kr}}{dt} &= m \omega^2 r + 2m \omega W_{k\phi} + m \frac{W_{k\phi}^2}{r} + P_r; \\ m \frac{dW_{k\phi}}{dt} &= -2m \omega W_{kr} - m \frac{W_{k\phi} W_{kr}}{r} + P_{\phi}; \\ m \frac{dW_{kz}}{dt} &= P_z; \\ dr/dt &= W_{kr}; \quad d\phi/dt = W_{k\phi}/r; \quad dz/dt = W_{kz}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где P_r , P_{ϕ} , P_z - проекции сил аэродинамического сопротивления капли на оси r , ϕ , z .

$$P = \frac{1}{2} C_d S \rho_z (\vec{W}_{\Gamma} - \vec{W}_K) \left| \vec{W}_{\Gamma} - \vec{W}_K \right|. \quad (4)$$

Запишем систему уравнений (3) в безразмерном виде. Для этого в качестве определяющего размера примем хорду профиля $l_0=b$, а в качестве

определяющей скорости - скорость газа перед решеткой ($W_{0r} = W_{1r}$ - для рабочей решетки; $C_{0r} = C_{1r}$ - для направляющей решетки). Подставляя в систему уравнений (3) значение P из (4), а также

$$S = \pi d^2/4 \text{ и } m = \frac{\pi \rho_{ж} d^3}{6} \quad (\text{здесь } d - \text{диаметр капли}),$$

для рабочей решетки получим:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\bar{W}_{kr}}{d\bar{t}} &= \frac{\omega^2 \bar{r} l_0^2}{W_0^2} + 2 \frac{\omega \bar{W}_{k\phi} l_0}{W_{0r}} + \frac{\bar{W}_{k\phi}}{\bar{r}} + \\ &+ \frac{C_d \text{Re}_d}{24 \text{Stk}} (\bar{W}_{\Gamma r} - \bar{W}_{kr}) \}; \\ \frac{d\bar{W}_{k\phi}}{d\bar{t}} &= -2\omega \frac{\bar{W}_{kr} l_0}{W_{0r}} - \frac{\bar{W}_{k\phi} \bar{W}_{kr}}{\bar{r}} + \\ &+ \frac{C_d \text{Re}_d}{24 \text{Stk}} (\bar{W}_{\Gamma \phi} - \bar{W}_{k\phi}); \\ \frac{d\bar{W}_{kz}}{d\bar{t}} &= \frac{C_d \text{Re}_d}{24 \text{Stk}} (\bar{W}_{\Gamma z} - \bar{W}_{kz}) \}; \\ \frac{d\bar{r}}{d\bar{t}} &= \bar{W}_{kr}; \quad \frac{d\phi}{d\bar{t}} = \frac{\bar{W}_{k\phi}}{\bar{r}}; \quad \frac{d\bar{z}}{d\bar{t}} = \bar{W}_{kz}, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $\bar{W}_{kr}$; $\bar{W}_{k\phi}$; $\bar{W}_{kz}$; $\bar{W}_{\Gamma r}$; $\bar{W}_{\Gamma \phi}$; $\bar{W}_{\Gamma z}$ - безразмерные

проекции скоростей капель и газа на оси цилиндрической системы координат, отнесенные к характерной скорости W_{0r} ;

$\bar{r} = r/l_0$; $\bar{z} = z/l_0$; ϕ - безразмерные координаты;

$\text{Stk} = \frac{d^2 W_{0r} \rho_{ж}}{18 \mu l_0}$ - безразмерное время релаксации

движения (число Стокса); $\bar{t} = t/(l_0/W_{0r})$ - относительное время;

$\text{Re}_d = \frac{\rho_{\Gamma} W_{0r} d}{\mu_{\Gamma}} (\bar{W}_{\Gamma} - \bar{W}_K)$ - число Рейнольдса;

Для направляющих решеток, соответственно, получим систему уравнений (6):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\bar{C}_{kr}}{d\bar{t}} &= \frac{\bar{C}_{k\varphi}^2}{\bar{r}} + \frac{C_d \operatorname{Re} d}{24Stk} (\bar{C}_{rr} - \bar{C}_{kr}) \\ \frac{d\bar{C}_{k\varphi}}{d\bar{t}} &= -\frac{\bar{C}_{k\varphi} \bar{C}_{kr}}{\bar{r}} + \frac{C_d \operatorname{Re} d}{24Stk} (\bar{C}_{r\varphi} - \bar{C}_{kr}); \\ \frac{d\bar{C}_{kz}}{d\bar{t}} &= \frac{C_d \operatorname{Re} d}{24Stk} (\bar{C}_{rz} - \bar{C}_{kz}), \\ \frac{d\bar{r}}{d\bar{t}} &= \bar{C}_{kr}; \frac{d\varphi}{d\bar{t}} = \frac{\bar{C}_{k\varphi}}{\bar{r}}; \frac{d\bar{z}}{d\bar{t}} = \bar{C}_{kz}, \end{aligned} \right\} (6)$$

Приведенные системы уравнений при известных начальных условиях и полях скоростей газовой фазы позволяют определить траектории движения капель в проточной части двигателя.

Зная траектории движения капель, можно определить коэффициент осаждения влаги на лопатках $K = m_k / m_0$, где m_k – масса влаги,

выпавшей на поверхность лопатки в единицу времени; m_0 – масса влаги, поступившая в межлопаточный канал в единицу времени.

Коэффициент осаждения можно выразить через фракционный коэффициент осаждения K_i ($i=1, 2, 3, \dots, n$), где n – число фракционных групп в распределении капель по размерам.

$$K = \sum_{i=1}^n q(d_i) K_i, \quad (7)$$

где $K_i = m_{Ki} / m_{0i}$, m_{Ki} – масса влаги определенной фракционной группы капель, выпавшая на поверхность лопатки в единицу времени; m_{0i} – масса влаги той же фракционной группы, поступившей в канал в единицу времени; $q(d_i)$ – функция массового распределения капель по размерам:

$$q(d_i) = m_{0i} / m_0; \quad \sum_{i=1}^n q(d_i) = 1.$$

Принимая, что распределение капель по размерам в любой точке по фронту решетки одинаково (через каждую точку фронта проходят капли всего диапазона размеров), фракционный коэффициент осаждения определяется следующим образом.

Весь диапазон размеров капель разбивается на фракционные группы и определяются траектории капель для среднего диаметра каждой группы на заданном радиусе решетки по всему шагу (расчет выполняется с интервалом Δu (рис.2), величина которого выбирается исходя из требуемой точности расчета).

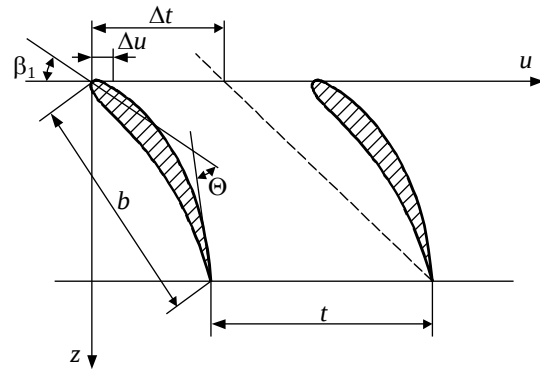


Рис. 2. К расчету коэффициента осаждения

Затем определяются граничные координаты u_1 и u_2 по шагу решетки, проходя через которые капли будут встречаться с поверхностью лопатки. Далее определяется масса определенной фракционной группы, которая осядет в единицу времени на поверхность лопаток по формуле (8).

$$m_{Ki} = q_{li}(t - \Delta t), \quad (8)$$

где q_{li} – масса капель определенной фракционной группы на единицу длины входа в решетку.

Затем оценивается фракционный коэффициент осаждения:

$$K_i = 1 - \Delta t / t, \quad (9)$$

Далее определяется коэффициент осаждения по всей поверхности лопатки, при этом фракционный коэффициент осаждения будет меняться от втулки лопатки к периферии, поэтому расчет следует произвести в нескольких сечениях:

$$K_i = \int_{r_{вт}}^{R_{\Pi}} K_i(r) dr, \quad (10)$$

Коэффициент осаждения всего спектра капель определяется по уравнению (7).

2. Полученные результаты

На эффективность осаждения капель на лопатки кроме траекторий, большое влияние оказывают геометрические параметры решетки, основными из которых являются густота решетки b/t и угол изгиба профиля Θ . Анализ типовых морских газотурбинных двигателей показывает, что геометрические параметры решеток изменяются в небольшом диапазоне: для рабочих колес компрессора $b/t=1,4 \dots 1,6$ и $\Theta = 25 - 30^\circ$ на среднем радиусе, для направляющих аппаратов $b/t=1,1 \dots 1,8$ и $\Theta=35 \dots 40^\circ$, для рабочих колес турбины $b/t=1,5 \dots 1,6$ и $\Theta=100 \dots 110^\circ$, для сопловых аппаратов $b/t=1,1 - 1,2$ и $\Theta = 60 \dots 75^\circ$ [12, 13, 14].

Пользуясь приведенным выше методом были проведены расчеты коэффициентов осаждения капель воды и расплава соли для типовых компрессорных и турбинных решеток. В компрессорных решетках коэффициент осаждения для капель воды со среднемассовым диаметром $30 \cdot 10^{-6}$ м составил $40 \dots 50\%$. В типовых турбинных решетках для $d_k = 15 \cdot 10^{-6}$ м (расплавленные частицы соли) в сопловых решетках коэффициент осаждения имеет значение $30 \dots 40\%$, а в рабочих решетках – 100% .

Следует отметить, что на поверхности лопаток остается не вся выпавшая на них жидкая фаза. Часть жидкости возвращается обратно в поток в результате срыва пленки и отражения каплей при соударении с поверхностью лопаток. Масса жидкости, оставшейся на лопатках, определяется как

$$m = m_k - m_\beta,$$

где m_β - масса жидкости, возвратившейся в поток.

Разделив члены уравнения на величину m_0 , получим:

$$\varphi = K - \beta, \quad (11)$$

где φ - коэффициент влагоудаления из потока; β - коэффициент уноса; K - коэффициент осаждения.

$$\beta = \beta_{уд} - \beta_{ср}, \quad (12)$$

где $\beta_{уд}$ и $\beta_{ср}$ - коэффициенты уноса при ударе каплей о лопатку и в результате срыва пленки с поверхности лопатки соответственно.

При исследовании процессов солеотложения в двигателе и проектировании воздухоочистительных устройств ГТД важно знать механизм возникновения уноса влаги с поверхности лопаток, а также влияние параметров несущей и жидкой фаз и конструктивных параметров решетки на величину уноса влаги.

Осаждение быстролетающих капель в потоке газа на твердую поверхность зависит от скорости газового потока, размера капель, угла падения на преграду и от состояния поверхности контакта. На рис. 3 приведена зависимость коэффициента уноса капель диаметром $25 \cdot 10^{-6}$ м при ударе от угла их падения на пластину при скорости капель 120 м/с.

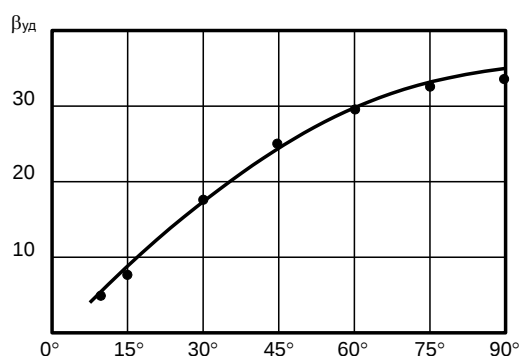


Рис. 3. Влияние угла падения капель на коэффициент уноса при ударе

Здесь $\beta = m_\beta / m_0$, где m_β - масса жидкости, возвратившаяся в поток; m_0 - масса жидкости на входе в решетку. Как видно из графика, при углах падения до 15° коэффициент уноса не превышает 10%. Заметное влияние на эффективность осаждения капель оказывает наличие жидкой пленки на лопатках. При падении капель на смоченную поверхность эффективность ударного осаждения существенно возрастает, особенно в диапазоне толщин пленок, соизмеримых с диаметром капель.

При более толстой пленке ее влияние на процесс осаждения ослабевает, что объясняется возрастанием роли «выбивания» влаги каплями из пленки. Коэффициент осаждения также возрастает пропорционально увеличению среднего значения шероховатости поверхности.

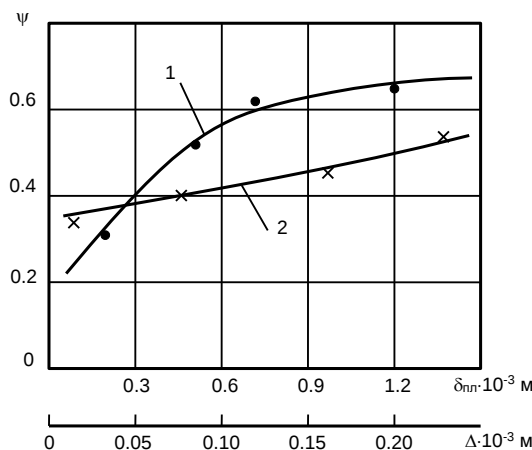


Рис. 4. Зависимость коэффициента осаждения влаги от толщины пленки и шероховатости поверхности:

1 – влияние толщины пленки;
2 – влияние шероховатости

Движение пленок жидкости под действием газового потока характеризуется числом Рейнольдса:

$$Re = \frac{C_{ж} \delta_{пл}}{\nu_{ж}},$$

где $C_{ж}$ - скорость движения жидкости; $\delta_{пл}$ - толщина пленки; $\nu_{ж}$ - вязкость жидкости.

Режимы движения пленок жидкости могут быть разделены следующим образом: ламинарный режим с волнистой поверхностью раздела соответствует $50 < Re_{пл} < 300$; турбулентный со взволнованной поверхностью - $Re_{пл} > 300$; турбулентный со срывом влаги с поверхности пленки - $Re_{пл} > 500$.

При работе морского газотурбинного двигателя в условиях обводненного рабочего воздуха максимальная толщина пленки приходится на входной направляющий аппарат (ВНА).

Расчеты показывают, что при водности потока на входе в двигатель 1% толщина пленки на лопатках ВНА имеет величину $40-50 \cdot 10^{-6}$ м, а расход жидкости, приходящийся на единицу длины лопатки, составляет 0,25 г/см·с. При водности 0,1% толщина пленки имеет значение $8-10 \cdot 10^{-6}$ м.

Анализ показывает, что при скоростях газа в решетках 150–250 м/с режим течения пленок находится в турбулентной зоне со взволнованной поверхностью, где может быть унос влаги с поверхности в поток. По экспериментальным данным коэффициент уноса влаги с поверхности лопаток при ударе капель не превышает 10%.

При этом наибольшее влияние на испарение капель оказывает их начальный диаметр. Чем больше диаметр капель, тем глубже по тракту компрессора начинается граница их испарения и солеотложения. Температура и влажность атмосферного воздуха оказывают значительно меньшее влияние на интенсивность испарения капель и солеотложение, чем диаметр капель. Наиболее существенное влияние на интенсивность отложения солей и характер ее распределения по тракту компрессора оказывает водность потока. При одинаковых значениях водности соленость морской воды не оказывает влияния на границы зоны солевых

отложений, а интенсивность отложения солей при этом пропорциональна солености морской воды; температура и влажность атмосферного воздуха оказывают незначительное влияние на интенсивность солеотложения.

При оценке срывных явлений при ударе капель о лопатку морского газотурбинного двигателя установлено следующее. Капли, прошедшие предыдущую решетку без осаждения на лопатках, на входе в рабочую решетку мало изменяют направление скорости от первоначального, а абсолютная величина скорости на 10 – 15% меньше скорости воздуха. Капли, сорвавшиеся с поверхности предыдущей решетки, имеют скорость на входе в

рабочую решетку, равную 0,6 – 0,7 скорости воздуха, а направление их движения практически совпадает с направлением воздушного потока. Осаждаясь на рабочих лопатках, частицы жидкости попадают в поле действия больших инерционных сил, под действием которых они перемещаются в радиальном направлении.

Заключение

Изложенные материалы могут быть полезны при моделировании движения двухфазного потока в тракте морского газотурбинного двигателя.

Литература

1. Химич В.Л., Чернигин Ю.П. Проектирование силовых установок высокоскоростных судов / Нижний Новгород: НГТУ, 2006, 645 с.
2. Химич В.Л., Чернигин Ю.П. Проектирование силовых установок экранопланов / Санкт-Петербург: Судостроение, 2011. - 496 с.
3. Панов, А.Ю. Корабли и суда на подводных крыльях. Основные конструктивные типы отечественных кораблей и судов на подводных крыльях: монография / Саранск: Красный Октябрь, 2014. - 348 с.
4. Экранопланы - транспортные суда XXI века / А.И. Маскалик, Р.А. Нагапетян и др. - Санкт-Петербург: Судостроение, 2005. - 576 с.
5. Еникеев Г.Г., Бикметова Д.Д. Обоснование требований к воздухозаборному устройству с воздухоочистителем газотурбинного двигателя экраноплана // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2011. Т. 15. № 4 (44). С. 46-53.
6. Каминский В.Ю., Скороходов Д.А., Комашинский В.И., Стариченков А.Л. Управление движением экранопланов в нормальных и аварийных условиях // Морские интеллектуальные технологии. 2020. № 1-1 (47). С. 38-44.
7. Афрамеев Э.А., Небылов А.В., Савищенко Н.П. Морской старт многоразовых космических аппаратов с использованием тяжелых экранопланов // Судостроение. 2001. № 5 (738). С. 13-16.
8. Грибов К.В., Федорев Г.А., Журенко А.Ю. Модельные исследования опытного образца малого многофункционального экраноплана // Морские интеллектуальные технологии. 2021. № 4-1 (54). С. 28-36.
9. Khimich V.L., Kuznetsov Y.P., Bazhan P.I., Soloviev A.V., Khrunkov S.N. The method of diagnosing objects of the ship power plant of inland navigation vessels // В сборнике: Journal of Physics: Conference Series. 2019. С.
10. Khimich V.L., Kuznetsov Y.P., Bazhan P.I., Soloviev A.V., Khrunkov S.N. About the indicator of energy efficiency of ships // В сборнике: Journal of Physics: Conference Series. 2019. С. 012021.
11. Хрунков С.Н., Лысенко Е.Л., Сеземин А.В., Ахмадбекова И.Х. Особенности работы газотурбинных двигателей на экранопланах // Транспортные системы. 2019. № 1 (11). С. 49-54.
12. Гриценко Е.А., Данильченко В.П. Двигатели семейства "НК" для экранопланов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 1998. № 2. С. 34-39.
13. Хрунков С.Н., Кузнецов Ю.П., Кузьмин Н.А., Молев Ю.И., Миронов А.А., Крайнов А.А. Оптимизация параметров двигателей силовых установок экранопланов, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 1, С. 138—142. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.034
14. Шумовский М.В., Хрунков С.Н. Выбор и обоснование вида топлива для главного двигателя речного судна на подводных крыльях // Транспортные системы. 2022. № 4 (26). С. 36-41.

References

1. Khimich V.L., Chernigin Yu.P. Design of power plants for high-speed vessels. Nizhniy Novgorod: NSTU, 2006, 645 p.
2. Khimich V.L., Chernigin Yu.P. Design of ekranoplan power plants/ Sankt-Peterburg: Sudostroenie, 2011. 496 p.
3. Panov A.Yu. Ships and hydrofoil vessels. Main design types of domestic ships and hydrofoil vessels: monograph. Saransk: Red October, 2014. 348 p.
4. Ekranoplans - transport vessels of the 21st century. A.I. Maskalik, R.A. Nagapetyan and others. Sankt-Peterburg: Sudostroenie, 2005. 576 p.
5. Enikeev G.G., Bikmetova D.D. Requirements for an air intake device with an air cleaner of a gas turbine engine of an ekranoplan. Bulletin of the Ufa State Aviation Technical University. 2011. T. 15. № 4 (44). P. 46-53.
6. Kaminskiy V.Yu., Skorokhodov D.A., Komashinskiy V.I., Starichenkov A.L. Controlling the movement of ekranoplanes in normal and emergency conditions. Marine intellectual technologies. 2020. № 1-1 (47). P. 38-44.
7. Aframeev E.A., Nebylov A.V., Savishchenko N.P. Sea start of reusable spacecraft using heavy ekranoplans. Shipbuilding. 2001. № 5 (738). P. 13-16.
8. Gribov K.V., Fedoreev G.A., Zhurenko A.Yu. Model studies of a prototype of a small multifunctional ekranoplan. Marine intellectual technologies. 2021. № 4-1 (54). P. 28-36.
9. Khimich V.L., Kuznetsov Y.P., Bazhan P.I., Soloviev A.V., Khrunkov S.N. The method of diagnosing objects of the ship power plant of inland navigation vessels. Journal of Physics: Conference Series. 2019. С.

10. Khimich V.L., Kuznetsov Y.P., Bazhan P.I., Soloviev A.V., Khrunkov S.N. About the indicator of energy efficiency of ships. Journal of Physics: Conference Series. 2019. C. 012021.
11. Khrunkov S.N., Lysenko E.L., Sezemin A.V., Akhmadbekova I.Kh. Peculiarities of operation of gas turbine engines on ekranoplanes. Transport systems. 2019. № 1 (11). P. 49-54.
12. Gritsenko E.A., Danil'chenko V.P. Engines of the "NK" family for ekranoplanes. Soviet Aeronautics. 1998. № 2. P. 34-39.
13. Sergey N. Khrunkov, Yuriy P. Kuznetsov, Nikolai A. Kuzmin, Yuriy I. Molev, Anatolii A. Mironov, Artem A. Krainov, Optimization of engine parameters for power plants on aerofoil boats, Marine intellectual technologies. 2024. № 3 part 1, P. 138—142. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.034/
14. Shumovskiy M.V., Khrunkov S.N. Selection and justification of the type of fuel for the main engine of a river hydrofoil. Transport systems. 2022. № 4 (26). P. 36-41.

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

Хрунков Сергей Николаевич, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой энергетических установок и тепловых двигателей, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, 24, e-mail: khrunkov@nntu.ru

Sergey N. Khrunkov, Dr. Sci. (Eng), Assistant Professor, Head of the Department of Power Plants and Heat Engines, R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, ul. Minina 24, 603155, Nizhny Novgorod, Russia, e-mail: khrunkov@nntu.ru

Савинов Владимир Николаевич, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры аэрогидродинамики, прочности машин и сопротивления материалов, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, 24, e-mail: vladimirsavinov6@gmail.com

Vladimir N. Savinov, Dr. Sci. (Eng.), Assistant Professor, Professor of the Department of Aerohydrodynamics, Machine Strength and Material Strength, R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, ul. Minina 24, 603155, Nizhny Novgorod, Russia, e-mail: vladimirsavinov6@gmail.com

Кузьмин Николай Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автомобильный транспорт, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, 24, e-mail: knanntu@mail.ru

Nikolai A. Kuzmin, Dr. Sci. (Eng), Professor, Head of the Department of Automobile Transport, R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, ul. Minina 24, 603155, Nizhny Novgorod, Russia, e-mail: knanntu@mail.ru

Титов Владимир Георгиевич, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры электрооборудования, электропривода и автоматики, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, 24, e-mail: eos@nntu.ru

Vladimir G. Titov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Electrical Equipment, Electric Drives and Automation, R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, ul. Minina 24, 603155, Nizhny Novgorod, Russia, e-mail: eos@nntu.ru

Крайнов Артем Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры энергетических установок и тепловых двигателей, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижний Новгород, 24, e-mail: art.kr-91@mail.ru

Artem A. Krainov, Ph.D. (Eng), Assistant professor of the Department of Power Plants and Heat Engines, R.E. Alekseev Nizhny Novgorod State Technical University, ul. Minina 24, 603155, Nizhny Novgorod, Russia, e-mail: art.kr-91@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 01.10.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 07.11.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 14.11.2024.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

COMPUTER MODELING AND DESIGN AUTOMATION

Научная статья

УДК 620.92:52-17

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.052>

Экспериментальные исследования электрических и механических процессов взаимодействия макета плавучей волновой электростанции с неоднородным волновым потоком с использованием разработанной физической и численной CFD модели

Дарьенков А.Б.¹ darenkov@nntu.ru, Желонкин М.В.¹ noreas@mail.ru, Куркин А.А.¹ aakurkin@nntu.ru,
Плехов А.С.¹ aplehov@mail.ru

¹Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Аннотация. Рассмотрены физические аспекты взаимодействия плавучей волновой электростанции в среде неоднородного волнового потока. Приведено описание модели морского волнения в виде потенциального движения невязкой и несжимаемой жидкости. Показаны результаты экспериментальных исследований лабораторного макета с возможностью дальнейшего использования. Полученные данные отражают результаты энергоэффективности ПВЭС, представленные в виде характеристик динамического давления и скорости потока в турбинном канале модуля ПВЭС. Представлены полученные в результате эксперимента графики ЭДС генератора, тока, мощности и энергии. На основе проведенных лабораторных исследований сформулировано заключение об учёте изменчивости волновых режимов при выборе типа и конструкции преобразователей энергии волн. Приведены результаты имитационного моделирования, реализованного в модуле гидрогазодинамики. Получены расчеты полей распределения давлений и скоростей потоков в бассейне с ПВЭС с результатами экспериментальных данных физического эксперимента. Показано, что модель адекватно отражает физические взаимодействия основных элементов при изменении основных параметров волнения. Рассмотрены берегозащитные функции комплекса с описанием применяемой геометрии реализующую функции для уменьшения высоты наката штормовых волн и устранения переливов воды через гребень установки. Сделан вывод о возможности и целесообразности конструирования и построения подобных волновых электростанций и эксплуатации их в реальных условиях волнения водной среды.

Ключевые слова: плавучая волновая электростанция, вычислительная гидродинамика, моделирование, внутренние и поверхностные волны, энергия, энергоэффективность, неоднородный волновой поток.

Благодарности: авторы выражают благодарность Кочаровскому Денису Владимировичу за помощь в проведении экспериментов в лабораторном бассейне

Финансирование: Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда в рамках научного проекта № 22-19-00424.

Для цитирования: Дарьенков А.Б., Желонкин М.В., Куркин А.А., Плехов А.С. Экспериментальные исследования электрических и механических процессов взаимодействия макета плавучей волновой электростанции с неоднородным волновым потоком с использованием разработанной физической и численной CFD модели, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 4 часть 3, С. 68—79. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.052

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.052>

Experimental studies of electrical and mechanical processes of interaction between a floating wave power plant model and a non-uniform wave flow using the developed physical and numerical CFD model

Andrey B. Dar'yenkov¹ darenkov@nntu.ru, Maxim V. Zhelonkin¹ noreas@mail.ru, Andrey A. Kurkin¹ aakurkin@nntu.ru, Alexander S. Plekhov¹ aplehov@mail.ru

¹Nizhny Novgorod State Technical University named after. R.E. Alekseeva, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. The article considers physical aspects of interaction of a floating wave power plant in a non-uniform wave flow environment. A description of a sea wave model in the form of potential motion of an inviscid and incompressible fluid is given. The results of experimental studies of a laboratory model with the possibility of further use are shown. The obtained data reflect the results of the FWPP energy efficiency, presented in the form of characteristics of the dynamic pressure and flow velocity in the turbine channel of the FWPP module. The graphs of the generator EMF, current, power and energy obtained as a result of the experiment are presented. Based on the conducted laboratory studies, a conclusion is formulated on taking into account the variability of wave modes when choosing the type and

design of wave energy converters. The results of simulation modeling implemented in the hydrogasdynamics module are presented. Calculations of the pressure distribution fields and flow velocities in the pool with the FWPP are obtained with the results of the experimental data of the physical experiment. It is shown that the model adequately reflects the physical interactions of the main elements when the main wave parameters change. The coastal protection functions of the complex are considered with a description of the geometry used, implementing the functions for reducing the height of storm waves and eliminating water spillovers over the crest of the installation. A conclusion is made about the possibility and feasibility of designing and constructing similar wave power plants and operating them in real conditions of aquatic disturbance.

Acknowledgments: the authors express gratitude to Denis Vladimirovich Kocharovskiy for his assistance in conducting experiments in the laboratory pool

Financial Support: The study was carried out with financial support from the Russian Science Foundation within the framework of scientific project No. 22-19-00424.

For citation: Andrey B. Dar'yankov, Maxim V. Zhelonkin, Andrey A. Kurkin, Alexander S. Plekhov. Experimental studies of electrical and mechanical processes of interaction of a floating wave power plant model with a non-uniform wave flow using the developed physical and numerical CFD model, Marine intellectual technologies. 2024. № 4 part 3, P. 68—79. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.052

Введение

В настоящее время существует техническая, экономическая и социальная потребность в развитии разработок, связанных с созданием систем электрогенерации за счет энергии морских волн [1]. Между тем, развитие волновой энергетики является перспективным и экономически целесообразным для отдельных регионов Российской Федерации (например, побережья Черного моря, побережья Дальнего Востока, российского Арктического шельфа), стран Евросоюза и других региона мира [2,3]. Результаты проведенных исследований и зарубежный опыт использования волновых электростанций показывают [4], что берегоукрепительные сооружения имеет смысл модернизировать, проектировать и возводить с дополнительными модификациями в виде волновых электростанций.

Таким комплексом является плавучая волновая электростанция (ПВЭС), представляющая собой плавучую конструкцию с креплением ко дну, в котором кинетическая энергия волн, возвышающихся над средним уровнем воды, преобразуется в потенциальную энергию, далее обратный поток воды, образовавшийся в результате перепада высот, вращает турбины генераторов [5].

В работах [6-8] было проведено численное моделирование волновых возмущений с учетом поверхностных и внутренних волн и оптимизация конструкции ПВЭС. На основе полученных данных была спроектирована лабораторная установка, позволившая провести исследования и расчеты экономической эффективности преобразователя энергии.

Цель работы проверка гипотез на натурном эксперименте в масштабе 1:10 для исследования в лабораторном гидродинамическом бассейне (далее бассейн). Результаты исследований будут использованы в проектных расчетах, что позволит увеличить энергетическую эффективность благодаря возможности продлить время взаимодействия конструкции плавучего волнозащитного электрогенерирующего комплекса с волной, следовательно, с одной стороны, усреднить и выровнять механическую нагрузку, с другой стороны, выровнять поток энергии, поступающей в систему электрогенерации.

Объект исследования. Описание установки.

Разработанный прототип конструкции был изготовлен из пластика ABS на 3D принтере в масштабе 1:10 для исследования в лабораторном бассейне.

Общие габаритные размеры установки ПВЭС для лабораторного бассейна и узлы крепления спойлерной ловушки в лабораторном бассейне указаны на рисунках 1 и 2.

Авторами предложена конструкция плавучей волновой электростанции (ПВЭС) (рис. 1) [9], в состав которой входят элементы (поплавки) с плотностью меньшей плотности воды. Поплавок, расположенный сзади основной конструкции, опирается на гладкую поверхность воды и является опорным.

Основная часть конструкции – накопитель из спойлеров-ловушек в виде воронки изогнутой формы формирует поток воды в турбину и далее в отбойное течение.

Конфигурация перегородок ловушек-спойлеров обеспечивает траекторию течения воды, аналогичную естественному течению, что позволяет сохранить основную часть кинетической энергии массы движущейся воды (рис.2).

Установка осуществляет поворот потока воды, атакующего в горизонтальном направлении, к благоприятному направлению для совершения полезной работы при воздействии напора воды в положительной полуволне волнового процесса. Бассейн воронки в ловушках одновременно заполняется до максимума в результате превышения уровня воды на гребне волны над средним невозмущенным уровнем водоема.

В данном волновом процессе есть и отрицательная полуволна, когда уровень воды, окружающей ловушки, падает ниже среднего невозмущенного уровня воды в водоеме. Исключить или хотя бы уменьшить снижение напора воды можно регулировочным передним поплавком. Он должен оказаться на гребне следующей волны, тогда вся конструкция наклонится, и уровень воды в бассейне ловушки поднимется.

При этом на каркас и несущий поплавок воздействует вращающий момент, объем поплавка при повороте заполняет провал воды в отрицательной полуволне, снижая волновой процесс в направлении берега.

Методика исследования

С целью прототипирования конструкции ПВЭС был изготовлен лабораторный образец плавучего волнозащитного электрогенерирующего комплекса мощностью до 0,3 кВт, конструкция которого с указанием размеров показана на рисунке 1.

В качестве электрического генератора ПВЭС применен магнитоэлектрический синхронный

генератор, закрепленный на спойлерной ловушке. Рабочее колесо гидротурбины содержит 13 лопастей, установленных на вертикальном валу соединенным с генератором.

Для проверки гипотез и верификации численных моделей на натурном эксперименте в лабораторном бассейне опытный образец выполнен в масштабе 1:10.

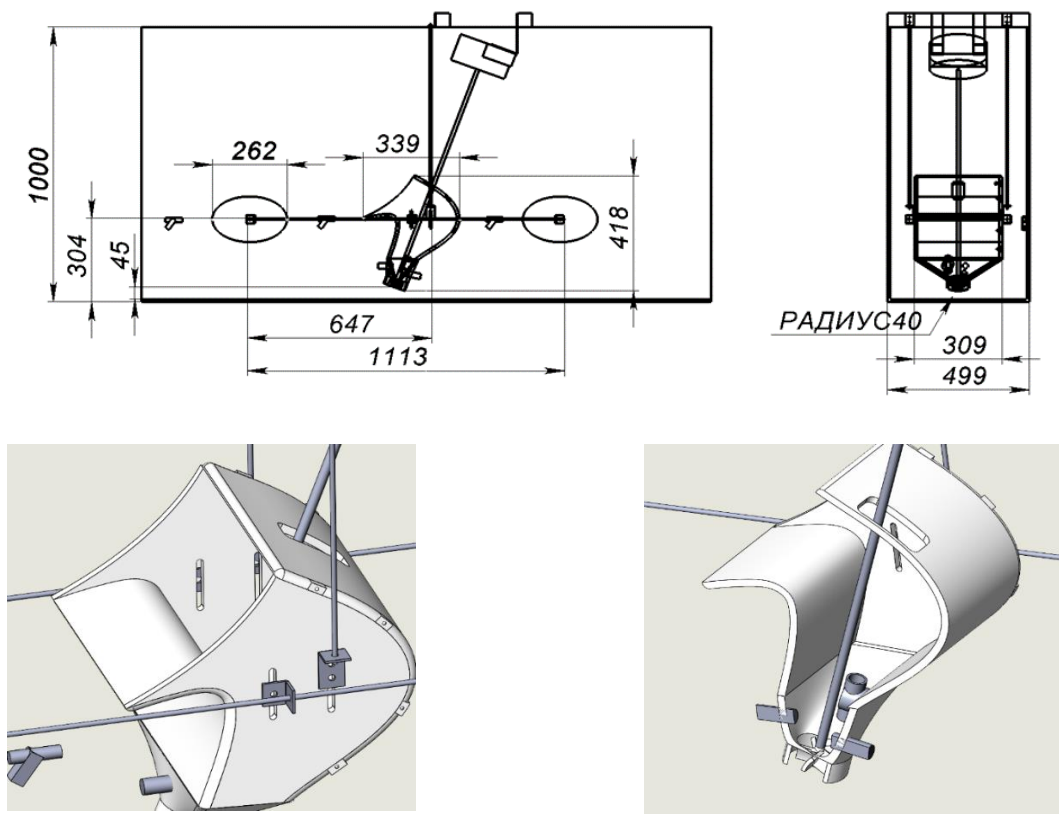


Рис. 1. Общие габаритные размеры установки ПВЭС для лабораторного бассейна

Бассейн (рис. 2) позволяет проводить различные эксперименты по генерации и распространению как поверхностных, так и

внутренних волн [10]. Гидродинамический бассейн имеет следующие размеры: длина - 6.5 м; ширина - 0.5 м; высота - 1 м.



Рис. 2. Общий вид лабораторного бассейна

Для измерения смещений водной поверхности оценки давления гидродинамическая установка оснащена датчиками, схема размещения которых приведена на рисунке 3, а именно:

- системой струнных емкостных датчиков (4 шт.)
- гибким емкостным датчиком наката, позволяющим регистрировать высоту наката на

различные береговые профили (частота записи колебаний поверхности жидкости равна 80 Гц)
-системой струнных резистивных волнографов (21 шт.) (частота записи колебаний поверхности жидкости равна 100 Гц)
-системой донных датчиков давления (ПДК-Р-М, 24 шт.), регистрирующих изменение давления с частотой до 100 Гц
Исходные данные представлены различными конфигурациями параметров гидродинамического бассейна:

-изменения параметров волнопродукта (частота повторения волн от 0,25 до 3 Гц, амплитуда волн от 0,03 до 0,3м)
-применение наклонного дна
-применение красителей (для визуализации водного потока, проходящего через выходной коллектор)
-установка ПВЭС должна быть размещена в бассейне с учётом расположения датчиков давления в основании бассейна (ПВЭС над датчиком, для сопоставления данных по давлению)

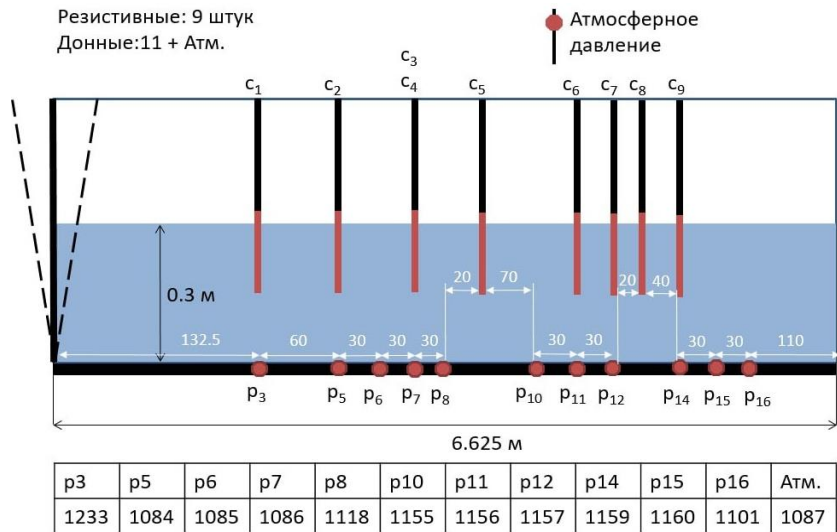


Рис. 3. Схема размещения датчиков давления в лабораторном бассейне

Определены зависимости параметров волновых возмущений от заданных параметров режима волнопродуктора. Результаты пересчёта для диапазонов изменения $A=0,03...0,240\text{м}$ (Высота

спойлеров над поверхностью воды 160мм), $T=1...4\text{с}$ ($1...0,25\text{Гц}$) приведены в таблице 1. Общий вид лабораторной установки с поплавковой зоной показан на рисунке 4.

Таблица 1

Результаты соответствия параметров волн в лабораторном бассейне от характеристик режима волнопродуктора

Значение параметров волнопродуктора (А-амплитуда, кПа; Т –период,с)	Значение параметров волн (А-амплитуда (максимальная), м; Т период, с)
A=102,2кПа (1,5Гц, 150 ед.); Т=0,8с	A= 0,210м; Т=1,4с
A=102,0кПа (1,5Гц, 100 ед.); Т=0,8с	A= 0,127м; Т=1,3с
A=102,2кПа (0,5Гц, 150 ед.); Т=1,5с	A= 0,206м; Т=2,1с
A=102,2кПа (0,3Гц, 150 ед.); Т=3с	A= 0,109м; Т=3,3с
A=101,5кПа (1,5Гц, 50 ед.); Т=0,8с	A= 0,036м; Т=1,3с

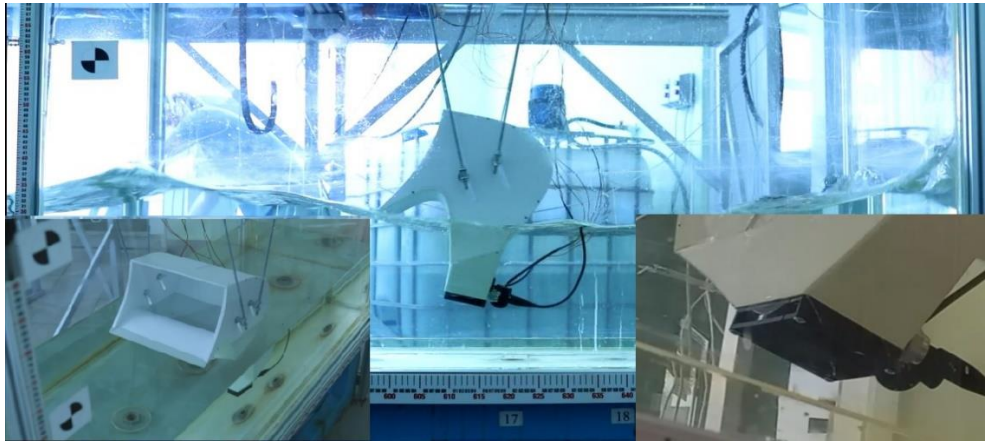


Рис. 4. Общий вид лабораторной установки с поплавковой зоной

Общая модель потенциального волнения

Движение идеальной несжимаемой жидкости описывается уравнением Эйлера [11]. Интеграл этого уравнения для нестационарного потенциального течения (интеграл Коши – Лагранжа) позволяет определить избыточное давление (то есть давление относительно атмосферного давления) в идеальной жидкости:

$$p(x, y, z, t) = -\rho \left(\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{1}{2} (\nabla \varphi)^2 + gz \right), \quad (1)$$

где ρ – плотность жидкости, φ – потенциал скорости, t – время, g – ускорение свободного падения.

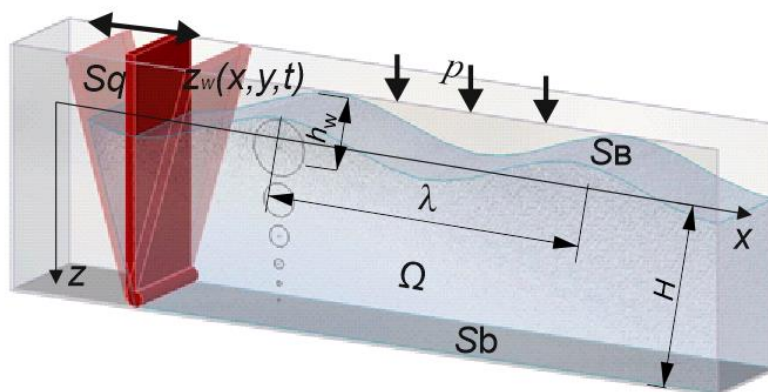


Рис.5. Схема волнения

На волновой поверхности жидкости Sw должны быть заданы давления. Для ветрового волнения это сделать очень сложно по двум причинам. Во-первых, динамика ветра имеет существенные и случайные пульсации параметров. Во-вторых, вблизи волновой поверхности параметры ветра зависят от параметров самих волн. В результате, необходимо создавать общую и чрезмерно сложную для анализа модель аэро- и гидродинамики (совместного движения воздуха и воды). Поэтому волновое движение жидкости обычно задаётся путём введения некоторой подвижной части границы Sq – волнопродуктора. Аналогично выполняется физическое моделирование волн в опытовых бассейнах. На границе Sq вводится условие

$$\frac{\partial \varphi(x, y, z)}{\partial n} = \overline{v_{nq}}, \quad (3)$$

где $v_{nq}(t)$ – заданная (обычно по гармоническому закону) нормальная скорость движения точек поверхности волнопродуктора.

При этом на поверхности волн принимается условие отсутствия избыточных давлений (свободные волны). Тогда из (1) получим:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{1}{2} (\nabla \varphi)^2 + gz_w = 0 \text{ на } Sw, \quad (4)$$

где z_w – аппликата точек волновой поверхности.

Если давления на волновую поверхность задаются (в том числе $p=0$), то из решения уравнения (1) или (2) может быть найден потенциал скорости на Sw. Обозначим его φ_w . Тогда для единственности

В области жидкости Ω (рис. 5) должно выполняться условие неразрывности, которое в случае потенциального течения определяется уравнением Лапласа относительно потенциала скорости:

$$\Delta \varphi(x, y, z) = 0 \quad (2)$$

Решение этого уравнения позволяет для каждого момента времени найти мгновенное поле скоростей жидкости, а отсюда – движение жидкости, в том числе и положение волновой поверхности.

решения уравнения Лапласа формируется граничное условие

$$\varphi(x, y, z) = \varphi_w \text{ на } Sw. \quad (5)$$

На волновой поверхности Sw должно выполняться также условие (3)

$$\frac{\partial \varphi(x, y, z)}{\partial n} = \overline{v_{nw}}, \text{ на } Sw,$$

где v_{nw} – нормальная скорость движения точек волновой поверхности.

При наличии дна или твердых стенок Sb, ограничивающих объём жидкости, условие (3) следует применить к этим границам с учетом их неподвижности ($v_{nb} = 0$):

$$\frac{\partial \varphi(x, y, H)}{\partial n} = 0, \text{ на } Sb. \quad (6)$$

$$\lim_{R \rightarrow \infty} \varphi = 0; \lim_{R \rightarrow \infty} \frac{\partial \varphi}{\partial n} = 0 \text{ на } S_\infty. \quad (7)$$

Если границы водоёма (берега, стенки) не определены, то дополнительно необходимы условия для волн вне исследуемого участка волновой поверхности. Они формулируются по-разному в зависимости от вида исследуемого волнения (условия затухания волн, регулярности, симметрии и др.). В частности, условия затухания на большом удалении R ($R \rightarrow \infty$) от волновой поверхности (условная граница S_∞).

При моделировании волнения как переходного процесса должны быть также заданы начальные условия (положение волновой поверхности), обычно в виде $z_w(x, y, t=0) = 0$, внешние давления или положение и скорость волнопродуктора при $t=0$).

На основании выявления характерных особенностей пространственного распределения поля внутренних волн в [1] сделан вывод, что математическая модель колебательного процесса должна включать в себя полнонелинейную систему уравнений гидродинамики (Навье-Стокса) для различных режимов волнения в том числе уравнение Эйлера, условия подвижной части волнопродукта Sq , с заданием начальных условий положения волной поверхности, внешнего давления, положение и скорость волнопродукта, учитывая трансформацию волн при их приближении к береговой черте (высоты взброса волны R от угла скоса) и циркуляцию воды в береговой черте, уравнения качки плавающего объекта по 6 степеням свободы.

Эта математическая модель является основой имитационной модели, приведённой в результатах CFD модели и использованной для проведения численных оценок энергетических параметров и эффективности конвертера волновой энергии.

Результаты эксперимента

Полученные данные отражают результаты энергоэффективности ПВЭС, представленные в виде характеристик скоростей потока (рис. 6) и динамического давления (рис. 7) в турбинном канале модуля ПВЭС.

В результате проведения эксперимента были получены данные с датчика скорости потока 1 в нижней точке коллектора. На рисунке 6 представлены графики с датчика 4-х волновых режимов (1Гц, 100 ед., 1Гц, 150 ед., 1,5Гц, 100 ед., 1,5Гц, 150 ед. (ед. - условная величина характеризующая перемещение подвижной части стенки Sq – волнопродуктора в бассейне)).

Как видно из графиков (рис. 6), значения скорости потока воды имеют периодический характер, соответствуют максимальной амплитуде сигнала датчика 2мВ, что соответствует значению скорости потока воды 0,4 м/с и достигает максимума значения на 12 секунде (для режима 1Гц, 150 ед.) соответствующий времени прохождения гребня волны (рис. 7) с задержкой 6 секунд связанной с временем распространения волны вдоль бассейна.

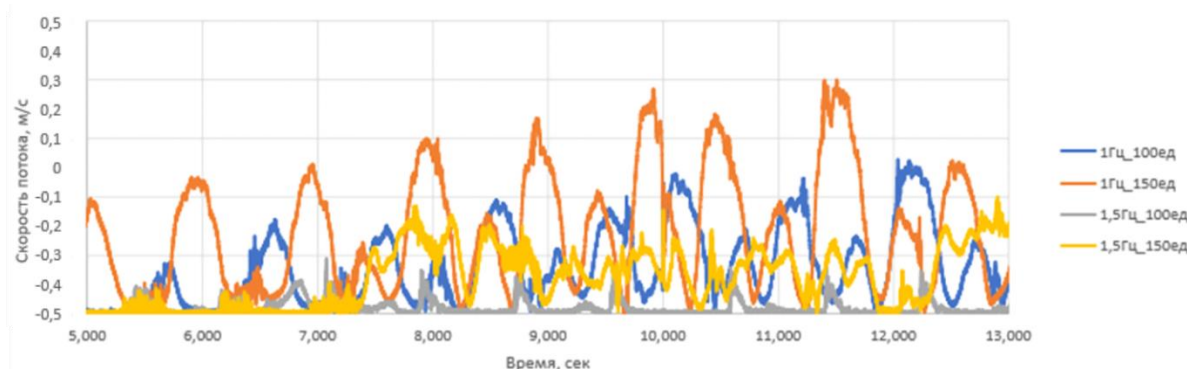


Рис. 6. график значений скорости потока в различных режимах волнения

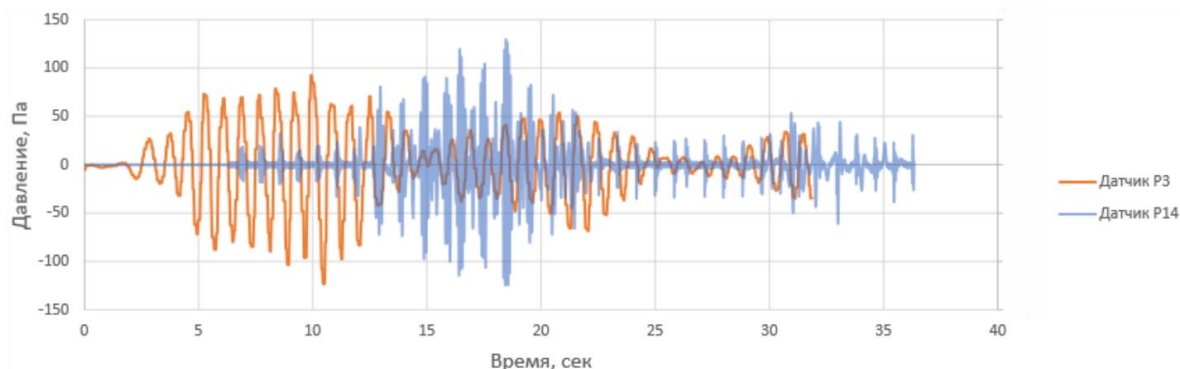


Рис. 7. график значений динамического давления в режиме волнения 1Гц 150ед с данных датчиков P3 и P14

На основе данных ЭДС, полученных с турбинного генератора (Таблица 2) были рассчитаны параметры цикловой среднеквадратичной амплитуды, показывающей среднеквадратическое значение одного полного периода периодического входного сигнала (Cycle RMS, значения амплитуды пик-пик, показывающее значение от самого положительного пика до самого отрицательного пика в сигнале (PtP), среднеквадратичное значение во всей временной области (RMS) и значение

амплитуды обнаруженного одиночного тона в пиковых напряжениях (V_p). На основе анализа таблицы самый энергоэффективный режим 1Гц 150 ед. имеющий наибольшие значения указанных выше параметров. Характерно, что изменение параметров волнового потока возле указанного режима (увеличение амплитуды и частоты) не оказывают влияния на увеличение скорости потока и значения ЭДС турбинного генератора.

Таблица 2

Амплитудно-частотные параметры значений скоростей потока

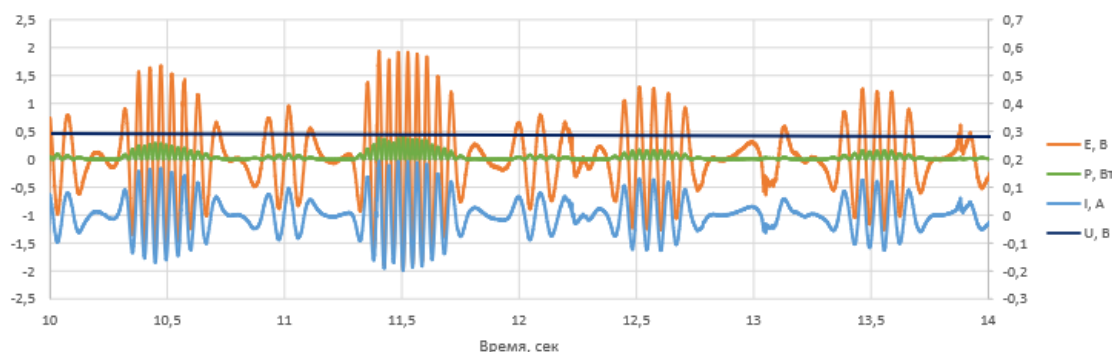
Режим	Cycle RMS, В	PtP, В	RMS, В	Vp peak, В	Частота, Гц	nmax, об/мин
1Гц 100ед	0,472	2,540	0,215	0,058	25,3	506
1Гц 150ед	0,633	3,920	0,373	0,075	24,5	490
1,5Гц 100ед	0,059	0,894	0,055	0,026	12,4	248
1,5Гц 150ед	0,991	3,250	0,218	0,063	15,08	301

Скорость вращения ротора генератора определяет частоту генерируемого тока, а при заданной частоте тока, зависит от количества полюсов машины. Для определения скорости, применяют формулу:

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (8)$$

где n – скорость в об./мин. f – частота генерируемой ЭДС, p – число пар полюсов, 60 – коэффициент, перевода секунд.

На основе данных ЭДС, полученных с турбинного генератора, были рассчитаны тока нагрузки, электромагнитная мощность рисунок 8.

Рис. 8. изменение мгновенных значений ЭДС E , напряжения U , мощности P , силы тока трехфазного генератора

Как видно из рисунка, ток и мощность имеют периодический характер, при этом амплитуда тока достигает 0,2 А, мощности 0,5 Вт. В течение половины наблюдаемого времени (ниже горизонтальной линии напряжения U) электроэнергия от генератора не поступает, так как из-за снижения скорости вращения турбины в промежутках между гребнями волн ЭДС невелика и меньше напряжения U на шинах. Таким образом, при снижении скорости ветра и волновой нагрузки эксплуатация электростанции становится менее целесообразной.

На основе проведенных лабораторных исследований можно заключить, что учёт изменчивости волновых режимов является ключевым при выборе типа и конструкции преобразователей энергии волн. Здесь неизбежен компромисс между недоиспользованием установленной мощности и чрезмерной потерей энергии волн при недостатке поглощаемой мощности. На рис. 9 представлен пример, иллюстрирующий снижение эффективности использования мощности нерегулярного волнения.

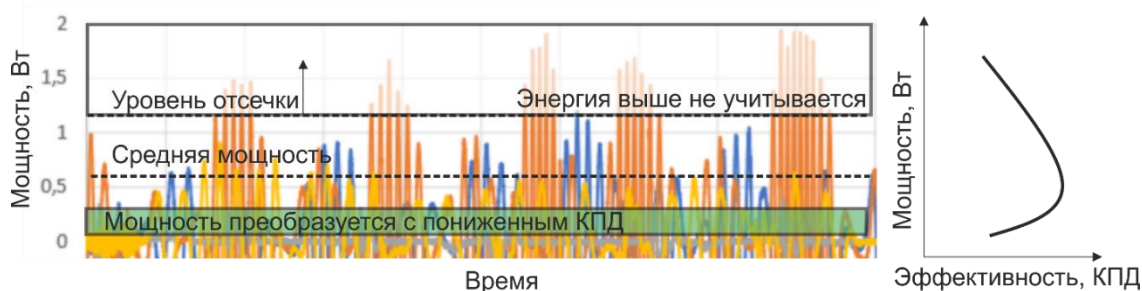


Рис. 9. Проблема эффективного использования мощности нерегулярного волнения и эффективность их использования

Единичная волновая установка генерирует электроэнергию низкого качества, что объясняется предельно нестационарным, случайным характером морского волнения, а для повышения качества электроэнергии обосновано применение нескольких волновых установок в составе волновой электростанции. Наиболее простым и одновременно эффективным способом преодоления этого

обстоятельства является установка нескольких подобных волновых установок в прибрежной зоне акватории моря с устойчиво максимальными волновыми параметрами, так как мгновенная скорость волн и соответствующая скорость вращения турбин с большой вероятностью в этих точках будет различной.

Сопоставление данных физического эксперимента с данными имитационного моделирования

Для моделирования гидроэнергетического ресурса ПВЭС в лабораторном бассейне численными методами использовали модуль вычислительной гидродинамики [6-8], проанализированы основные этапы моделирования, определены основные входные и выходные параметры. Проведен анализ и корректировка входных параметров, определяющих выходные параметры потока жидкости ПВЭС. Определены основные этапы взаимодействия волновых возмущений с конструкцией ПВЭС. Построены и

проанализированы эпюры скорости потока, давления, траектории потока и объемного расхода и проведено сопоставление данных с натурным экспериментом.

Подробные этапы построения приведены в статьях [6-8]. Ниже ограничимся готовыми результатами.

На рисунке 10 показаны полученные расчетами поля распределения давлений в бассейне с ПВЭС с векторами направлений потоков. Кроме цветовой градации давлений используются стрелки (векторы) разной величины. Видно, что с увеличением глубины давление повышается, также наблюдается разница давлений перед набегающей волной в спойлер-заборник.

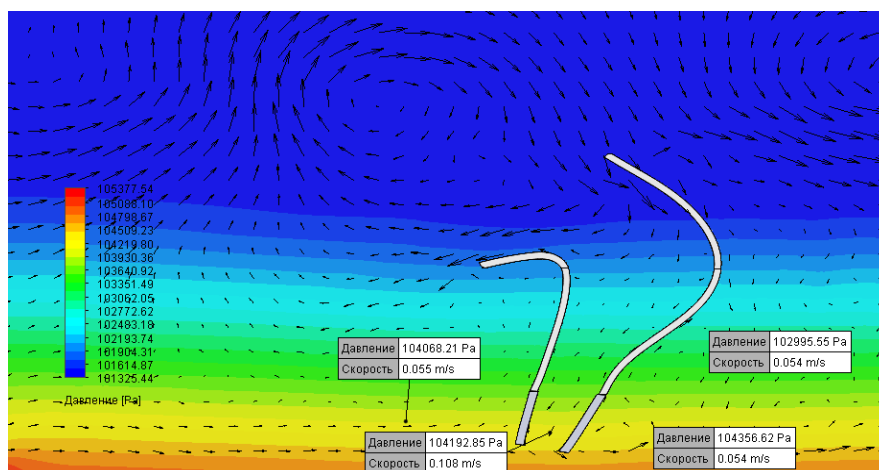
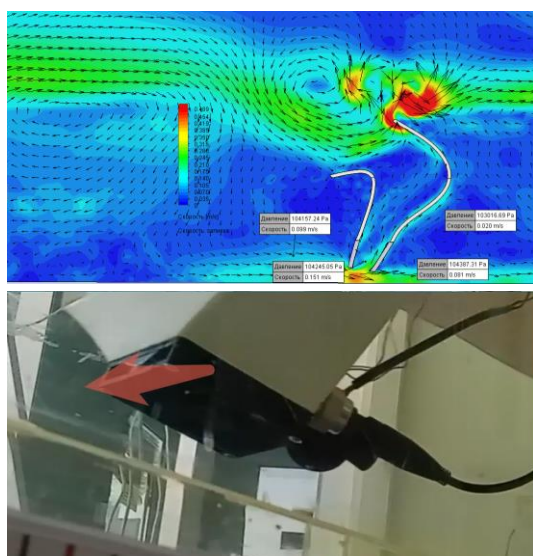


Рис. 10. Визуализация распределения давлений в бассейне с ПВЭС с векторами направлений потоков

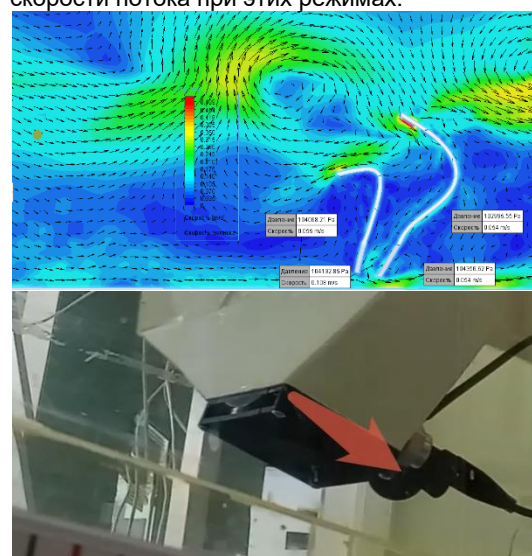
На рис. 11 представлена диаграмма полей распределения скоростей воды. Размер стрелки соответствует определенной скорости потока. На выходе коллектора максимальная скорость потока составила 0,4 м/с. Моделируемый поток, проходящий через конструкцию, имеет обратное направление потока, (показано стрелочками), что

также подтверждается результатами натурного эксперимента.

На рис. 12 представлены результаты моделирования средней скорости потока воды на выходе коллектора спойлеров-заборников ПВЭС для режима 1Гц 150 ед. волнового возмущения и данные натурного эксперимента данных датчика скорости потока при этих режимах.



а) время моделирования $t = 8.4$ сек



б) время моделирования $t = 8.9$ сек

Рис. 11. Диаграмма распределения скоростей потоков воды в поперечной сечении бассейна с установкой ПВЭС

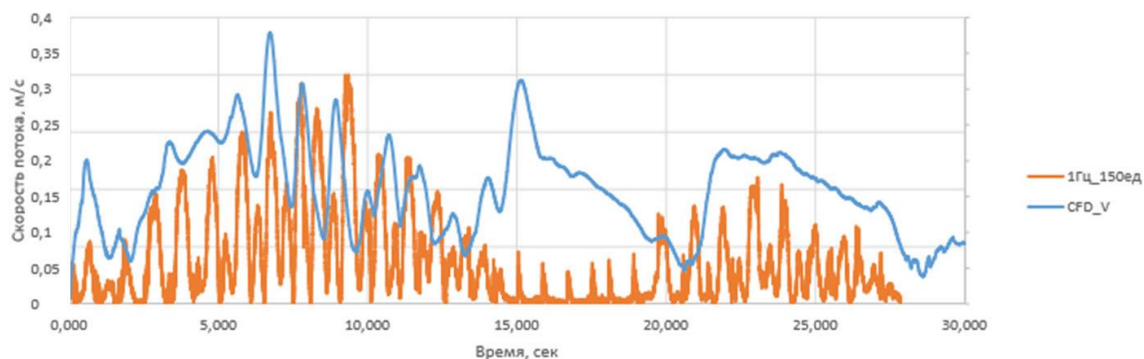


Рис. 12. График скорости потока на выходе коллектора спойлеров-заборников ПВЭС для режима 1Гц 150 ед. волнового возмущения моделирования и данные натурного эксперимента.

Полученный график демонстрирует сходимость результатов. Ввиду разной степени точности контроля процессов скорости потока, датчик скорости потока в натурном эксперименте показывает внутреннее заполнение огибающей скорости потока моделирования. Полученные диаграммы обеспечивают наглядность моделируемого процесса и могут использоваться для анализа энергоэффективности волнового потока при конструировании малых ГЭС.

Оценка берегозащитных функций

Для повышения эффективности волновых электростанций важно обеспечить защиту береговых сооружений и снизить эрозию дна волновых ферм [12]. Для установки волновых ферм, входящих в состав волновых электроэнергетических комплексов (ВЭЭК), необходимо проанализировать динамику поверхностных и внутренних волн и рассчитать конструкцию концентраторов энергии морских волн, которые одновременно являются амортизаторами ударных воздействий волн в нескольких направлениях и формируют потоки воды, направленные на привод гидротурбин электрических

генераторов. При этом желательно обеспечить максимальное поглощение волновой энергии.

В применяемой конструкции ПВЭС для уменьшения высоты наката волн и устранения переливов воды через гребень волноотбойной поверхности ее морской части (лицевой грани) было спроектировано плавное криволинейно очертание с горизонтальным заложением (рисунок 13) [12]:

$$c > (0,4 - 0,6) Z_k, \quad (9)$$

где Z_k - высота криволинейной части профиля конструкции ловушки.

Нижний отрезок криволинейного профиля выполнен в соответствии с СП32-103-97 не круче 35° [12]. Верхняя часть лицевая грань выполнена с волноотражающим карнизом.

Показана возможность оценки эффективности ПВЭС в качестве берегозащитного сооружения по пространственным характеристикам изменения давления и скорости волн, регистрируемых в бассейне за конструкцией модуля ПВЭС.

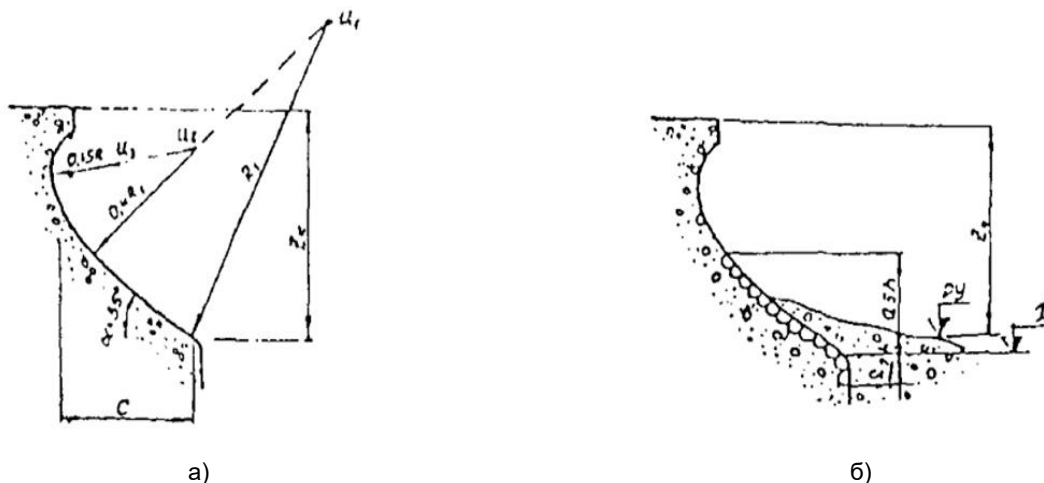


Рис. 13. Волнозащитная поверхность с полноотбойным устройством: а - очертание передней грани поверхности; б - облицовка передней грани стены; 1 - средний уровень моря

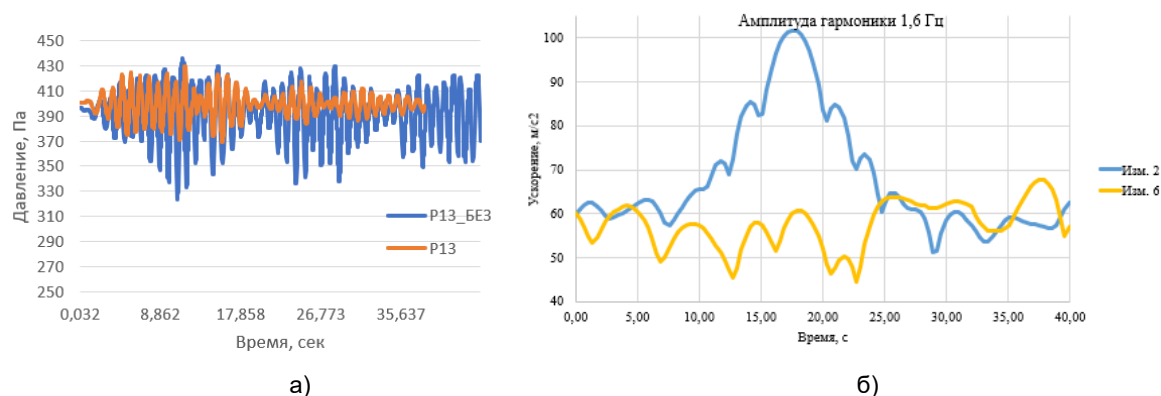


Рис. 14. а) график распределения давления с установкой ПВЭС и без установки
б) спектрограмма колебаний задней стенки лабораторного бассейна

На графике рис. 14, а показано изменение давления на датчике P13 (см. рис. 3) располагаемый за установкой конструкции ПВЭС.

Синим цветом «P13_БЭС» показано изменение давления на дне бассейна без установки. Максимальное значение Пик-Пик давления составляет 114 Па. Оранжевым цветом «P13» показано распределение давления на дне бассейна с установкой. Максимальное значение Пик-Пик давления составляет 60 Па. При сопоставлении графиков видно, что значения изменения давлений на донных датчиках меньше в 2 и более раз. Таким образом использование установки ПВЭС позволяет предположить её положительный эффект при снижении эрозии дна прибрежной зоны.

На графике на рис. 14,б показана спектрограмма колебаний задней стенки лабораторного бассейна на гармонике 1,6 Гц в разные моменты времени. Видно, что при использовании установки ПВЭС ослабление уровня вибрации составило 44 м/с² во всем частотном диапазоне. Данная конструкция ПВЭС используется для снижения параметров вибрации на пути распространения волновых возмущений и реализует метод виброизоляции, когда необходимо ослабить связь между источником вибрации (волновым процессом) и объектом виброзащиты (прибрежной зоны) путем размещения между ними виброизолирующего устройства (ПВЭС). Полученные данные также позволяют предположить положительный эффект при защите береговых сооружений и развитии прибрежной зоны.

Выводы

На основе известных уравнений гидродинамики вертикальной гидротурбины, параметров волнового процесса и уравнений электрического и механического равновесия электрической части комплекса возможно построить систему имитационного моделирования волновой электроэнергетической установки, адекватно

отражающую достаточно сложные процессы преобразования волновой энергии водной среды в электрическую.

В случае непосредственного использования электроэнергии, вырабатываемой волновой станцией, как самостоятельный источник для хозяйственных нужд ее рассматривать нельзя.

Непостоянство во времени и пространстве, сезонный характер самого ресурса требуют иметь в резерве какой-то дополнительный источник электроэнергии, либо подключать волновую электростанцию к энергосети, позволяющей за счет сторонних источников компенсировать снижение мощности из-за уменьшения волнения, либо, наконец, использовать аккумуляцию энергии [13].

Единичная волновая установка генерирует электроэнергию низкого качества, что объясняется предельно нестационарным, случайным характером морского волнения, а для повышения качества электроэнергии обосновано применение нескольких волновых установок в составе волновой электростанции.

Наиболее простым и одновременно эффективным способом преодоления этого обстоятельства является установка нескольких подобных волновых установок в различных точках прибрежных зонах акватории моря с устойчиво максимальными волновыми параметрами, так как мгновенная скорость волн и соответствующая скорость вращения турбин с большой вероятностью в этих точках будет различной.

Дальнейший этап работы связан с оптимизацией геометрии конструкции ПВЭС и также рассмотрением возможности моделирования работы мультиволновой электростанции, состоящей из нескольких установок, каждая из которых размещена в несколько отличающихся условиях волнения для обеспечения непрерывности получения вырабатываемой энергии.

Литература

1. Преобразование энергии морских волн / С. Д. Чижумов, В. М. Козин, И. В. Каменских и др. Комсомольск/н Амуре: КНАГТУ, 2014. 173 с.
2. Оценка потенциала волновой энергии прибрежной акватории полуострова Крым / В.С. Архипкин, А.Г. Васьков, С.В. Киселева, С.А. Мысленков, А.А. Темеев, С.А. Темеев, П.М. Умнов // Альтернативная энергетика и экология. 2015. № 20. С. 25–35.
3. Атлас ресурсов возобновляемой энергии на территории России: науч. изд. / Т.И. Андреев, Т.С. Габдерахманова, О.В. Данилова, Г.В. Ермоленко, С.В. Киселева, М.А. Колобаев, Ю.Г. Коломиец, Е.А.

- Медведева, Л.В. Нефедова, О.С. Попель, С.Е. Фрид, В.П. Шакур. М.: РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2015. С. 160.
4. Горлов А.А. Научная и экспериментальная инфраструктура развития морских ВИЭ // Энергия: экономика, техника, экология. 2017. № 4. С. 21–31.
 5. Олейников А.М., Канов Л.Н. Математическое моделирование режимов работы волновой электростанции // Интеллектуальная электротехника. 2021. № 4. С. 17–35. DOI: 10.46960/2658-6754_2021_4_17
 6. Floating coastal wave power generator: analysis by computational fluid dynamics. Zhelonkin M.V., Loskutov A.B., Plekhov A.S., Malyarov D.A. Russian Engineering Research. 2023. Т. 43. № 3. С. 226–232.
 7. Дарьенков А.Б., Куркин А.А., Плехов А.С., Желонкин М.В., Крюков Е.В. Разработка имитационной модели взаимодействия конверторов волновой энергии плавучей волновой электростанции с неоднородным волновым потоком, Инженерная физика. 2023. № 5. С. 12–24.
 8. Developing a simulation model to numerically estimate energy parameters and wave energy converter efficiency of a floating wave power plant. Zhelonkin M., Kurkin A., Loskutov A., Plekhov A., Malyarov D., Kryukov E. Energies. 2023. Т. 16. № 10. С. 4150.
 9. Плавучая волновая электростанция. Куркин А.А., Маляров Д.А., Плехов А.С., Дарьенков А.Б. Патент на изобретение RU 2703877 C2, 22.10.2019. Заявка № 2017135564 от 05.10.2017.
 10. Первые результаты лабораторного исследования длинноволновых процессов / Куркин А.А., Куркина О.Е., Родин А.А., Талалюшкина Л.В., Рувинская Е.А. // Всероссийская научная конференция «ВОЛНЫ ЦУНАМИ: МОДЕЛИРОВАНИЕ, МОНИТОРИНГ, ПРОГНОЗ», 17 мая 2019 г.
 11. Бюден К. Физическая океанография прибрежных вод: Пер с англ. – М.: Мир, 1988. – 324 с., ил.
 12. СП 32-103-97. Проектирование морских берегозащитных сооружений. – М.: Корпорация «ТрансСтрой», 1998. – 99 с.
 13. Дарьенков А.Б., Маляров Д.А., Плехов А.С., Крюков Е.В. Модели электромеханической системы плавучей волновой электростанции, Вестник машиностроения. 2023. № 4. С. 283–291.

References

1. Preobrazovaniye energii morskikh voln [Transformation of the energy of excitement] / S. D. Chizhiumov, V. M. Kozin, I. V. Kamenskikh i dr. Komsomol'sk/n Amure: KnAGTU, 2014. 173 s.
2. Otsenka potentsiala volnovoy energii pribrezhnoy akvatorii poluostrova Krym [Assessment of the wave energy potential of the coastal waters of the Crimean Peninsula] / V.S. Arkhipkin, A.G. Vas'kov, S.V. Kiseleva, S.A. Myslenkov, A.A. Temeyev, S.A. Temeyev, P.M. Umnov // Al'ternativnaya energetika i ekologiya. 2015. № 20. С. 25–35.
3. Atlas resursov vozobnovlyayemoy energii na territorii Rossii [Atlas of Renewable Energy Resources in Russia]: nauch. izd. / T.I. Andreyenko, T.S. Gabderakhmanova, O.V. Danilova, G.V. Yermolenko, S.V. Kiseleva, M.A. Kolobayev, YU.G. Kolomiets, Ye.A. Medvedeva, L.V. Nefedova, O.S. Popel', S.Ye. Frid, V.P. Shakun. М.: RKHTU im. D.I. Mendeleyeva, 2015. С. 160.
4. Gorlov A.A. Nauchnaya i eksperimental'naya infrastruktura razvitiya morskikh VIE [Scientific and experimental infrastructure for the development of marine renewable energy sources] // Energiya: ekonomika, tekhnika, ekologiya. 2017. № 4. С. 21–31.
5. Oleynikov A.M., Kanov L.N. Matematicheskoye modelirovaniye rezhimov raboty volnovoy elektrostantsii [Mathematical modeling of wave power plant operating modes] // Intel'ktual'naya elektrotekhnika. 2021. № 4. С. 17–35. DOI: 10.46960/2658-6754_2021_4_17
6. Floating coastal wave power generator: analysis by computational fluid dynamics. Zhelonkin M.V., Loskutov A.B., Plekhov A.S., Malyarov D.A. Russian Engineering Research. 2023. Т. 43. № 3. С. 226–232.
7. Dar'yenkov A.B., Kurkin A.A., Plekhov A.S., Zhelonkin M.V., Kryukov Ye.V. Razrabotka imitatsionnoy modeli vzaimodeystviya konvertorov volnovoy energii plavuchey volnovoy elektrostantsii s neodnorodnym volnovym potokom, [Development of a simulation model of interaction of wave energy converters of a floating wave power plant with a non-uniform wave flow] Inzhenernaya fizika. 2023. № 5. С. 12–24.
8. Developing a simulation model to numerically estimate energy parameters and wave energy converter efficiency of a floating wave power plant. Zhelonkin M., Kurkin A., Loskutov A., Plekhov A., Malyarov D., Kryukov E. Energies. 2023. Т. 16. № 10. С. 4150.
9. Plavuchaya volnovaya elektrostantsiya [Floating wave power plant]. Kurkin A.A., Malyarov D.A., Plekhov A.S., Dar'yenkov A.B. Patent na izobreteniyе RU 2703877 C2, 22.10.2019. Zayavka № 2017135564 ot 05.10.2017.
10. Pervyye rezul'taty laboratornogo issledovaniya dlinnovolnovykh protsessov [First results of laboratory research of long-wave processes] / Kurkin A.A., Kurkina O.Ye., Rodin A.A., Talalushkina L.V., Ruvinskaya Ye.A. // Vserossiyskaya nauchnaya konferentsiya «VOLNY TSUNAMI: MODELIROVANIYE, MONITORING, PROGNOZ», 17 maya 2019 g.
11. Bouden K. Fizicheskaya okeanografiya pribrezhnykh vod [Physical oceanography of coastal waters]: Per s angl. – М.: Mir, 1988. – 324 с., ил.
12. SP 32-103-97. Proyektirovaniye morskikh beregozashchitnykh sooruzheniy [Design of marine coastal protection structures]. – М.: Korporatsiya «TransStroy», 1998. – 99 с.
13. Dar'yenkov A.B., Malyarov D.A., Plekhov A.S., Kryukov Ye.V. Modeli elektromekhanicheskoy sistemy plavuchey volnovoy elektrostantsii [Models of electromechanical system of floating wave power plant], Vestnik mashinostroyeniya. 2023. № 4. С. 283–291.

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

Дарьенков Андрей Борисович, доктор технических наук, заведующий кафедрой электрооборудования, электропривода и автоматики, Нижегородский государственный технический университет, 603155, Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: darenkov@nntu.ru

Andrey B. Dar'yenkov, Dr.Sci.(Eng), Head of the Department of Electrical Equipment, Electric Drive and Automation, Nizhny Novgorod State Technical University, 603155, Nizhny Novgorod, st. Minina, 24, e-mail: darenkov@nntu.ru

Желонкин Максим Викторович, кандидат технических наук, доцент кафедры "Технология и оборудование машиностроения", Нижегородский государственный технический университет, 603155, Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: noreas@mail.ru

Maxim V. Zhelonkin, Ph.D.(Eng), Associate Professor of the Department "Technology and Equipment of Mechanical Engineering", Nizhny Novgorod State Technical University, 603155, Nizhny Novgorod, st. Minina, 24, e-mail: noreas@mail.ru

Куркин Андрей Александрович, доктор физико-математических наук, заведующий кафедрой прикладной математики, Нижегородский государственный технический университет, 603155, Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: Андрей aakurkin@nntu.ru

Andrey A. Kurkin, Dr.Sci.(Phys & Math), Head of the Department of Applied Mathematics, Nizhny Novgorod State Technical University, 603155, Nizhny Novgorod, st. Minina, 24, e-mail: Andrey aakurkin@nntu.ru

Плехов Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры электрооборудования, электропривода и автоматики, Нижегородский государственный технический университет, 603155, Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: aplehov@mail.ru

Alexander S. Plekhov, Ph.D.(Eng), Associate Professor of the Department of Electrical Equipment, Electric Drive and Automation, Nizhny Novgorod State Technical University, 603155, Nizhny Novgorod, st. Minina, 24, e-mail: aplehov@mail.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 17.06.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 03.08.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 07.09.2024.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ

MATHEMATICAL MODELLING AND NUMERICAL PROCEDURES

Научная статья

УДК: 629.5.037

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.053>

Математическое моделирование движения спасательного средства, оснащённого роторно-винтовым движителем, по заснеженному льду

Молев Ю.И.¹ moleff@yandex.ru, Аникин А.А.¹ anikin.zvm@mail.ru, Кулепов В.Ф.¹ kulepov@dpingtu.ru,
Манянин С.Е.¹ sergmanian@yandex.ru

¹Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Аннотация. Представленная работа посвящена разработке математической модели движения специального транспортного средства по заснеженному льду. При этом опорная поверхность представлена как объект, состоящий из двухразличных по физической природе частей – основания (льда) и снега. Лёд в данном случае моделируется как твёрдое недеформируемое тело, а заснеженную поверхность будем рассматривать как набор из некоторого количества случайных одномерных функций, каждая из которых описывает одно из качеств заснеженной поверхности такие как высота снега, плотность, жесткость, коэффициент трения, температуру, сопротивление смятию и так далее. Исследуется влияние геометрических и кинематических параметров движителя на величину создаваемого им тягового усилия, а также на силу сопротивления движения. Приводятся зависимости основных геометрических размеров роторно-винтового движителя. В результате делается вывод о допустимых границах изменения таких параметров движителя как шаг навивки винтовой лопасти, диаметра базового цилиндра, высоты винтовой лопасти, обеспечивающих максимальную эффективность движения спасательных средств данной конструкции.

Ключевые слова: роторно-винтовой движитель, заснеженный лёд, тяговое усилие, сила сопротивления движению.

Для цитирования: Молев Ю.И., Аникин А.А., Кулепов В.Ф., Манянин С.Е. Математическое моделирование движения спасательного средства, оснащённого роторно-винтовым движителем, по заснеженному льду. Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 4 часть 3, С. 80—88. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.053

Original article

DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2024.66.4.053>

Mathematical modeling of the movement of a rescue vehicle equipped with a rotary-screw mover on snow-covered ice

Yuri I. Molev¹ moleff@yandex.ru, Alexei A. Anikin¹ anikin.zvm@mail.ru, Viktor F. Kulepov¹ kulepov@dpingtu.ru,
Sergey E. Manyanin¹ sergmanian@yandex.ru

¹Nizhniy Novgorod State Technical University n.a.R.E. Alekseev

Abstract. The presented work is devoted to the development of a mathematical model of the movement of a special vehicle on snow-covered ice. In this case, the ice cover is represented as a solid stationary body with an absolutely smooth, strictly horizontal support surface. The support surface is represented as an object consisting of two parts of different physical nature – the base (ice) and snow. In this case, ice is modeled as a solid non-deformable body, and the snow-covered surface will be considered as a set of random one-dimensional functions, each of which describes one of the qualities of the snow-covered surface such as snow height, density, stiffness, coefficient of friction, temperature, crumple resistance, and so on. The dependences of the basic geometric dimensions of the rotary-screw propulsor are given. As a result, it is concluded that the permissible limits of changing such propulsor parameters as the winding pitch of the screw blade, the diameter of the base cylinder, the height of the screw blade ensure maximum efficiency of movement of rescue vehicles of this design.

Keywords: rotary-screw mover, snow-covered ice, traction force, force of resistance to movement.

For citation: Yuri I. Molev, Alexei A. Anikin, Viktor F. Kulepov, Sergey E. Manyanin. Mathematical modeling of the movement of a rescue vehicle equipped with a rotary-screw mover on snow-covered ice. Marine intellectual technologies. 2024. № 4 part 3, P. 80—88. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.053

Введение

Экономическая эффективность использования Северного морского пути (даже при объемах перевозок, соответствующим 2020 году, со значительными карантинными ограничениями). оценивается на сумму от 60 до 120 млрд долларов

Следует отметить, что такие показатели могут быть получены только при максимально эффективном использовании данной транспортной артерии, а в настоящее время в этих районах не создана инфраструктура, необходимая для успешного решения задач, в том числе для обеспечения безопасного мореплавания.

© Молев Ю.И., Аникин А.А., Кулепов В.Ф., Манянин С.Е. 2024

Из-за действия множества негативных факторов, таких как низкие температуры, сильные ветра, короткий световой день в зимний период, низкая плотность населения и связанные с этим неразвитость коммуникаций делают работу на Крайнем Севере и, особенно в его морской акватории, опасной. Указанная проблема нашла отражение в «Основах государственной политики Российской Федерации в Арктике» [1] в которых прямо говорится о том, что стратегическим направлением развития государственной политики нашей страны в районах Крайнего Севера вообще и на трассе Северного Морского пути в частности является концентрация усилий на разработку концепции и создании региональной аварийно-спасательной службы, обеспечивающей полную координацию деятельности всех спасательных сил и средств». Для решения поставленных задач необходимо наличие специализированной техники, способной выполнять транспортно-технологические задачи в описываемых условиях, при этом требования к её всепогодному использованию исключают возможность использования воздушного транспорта, а такие движители как колёсный, гусеничный или корабельный винт могут эффективно использоваться только либо на жидких или на твёрдых средах [2]. Одним из универсальных типов движителей, способных выполнять задачи на указанных средах является роторно-винтовой, или как его ещё называют шнековый движитель [3], однако, при его использовании при работе на средах, обладающих высоким коэффициентом трения с материалом движителя, такими как песок, ил резко возрастает энергоёмкость передвижения. Максимальную эффективность описываемый тип движителя обеспечивает при движении по льду [4,5], однако в реальных условиях эксплуатации движение по чистому льду происходит крайне редко. Чаще всего лёд покрывается слоем намёрзшего и уплотнённого снега и для определения параметров роторно-винтового движителя требуется выполнить математическое моделирование данного процесса [6,7].

Представленная статья служит для описания математической модели взаимодействия роторно-винтового движителя спасательного транспортного средства по льду, на поверхности которого имеется снег.

Основа математической модели

Представленная математическая модель расчёта движения машины с роторно-винтовым движителем основывается в первую очередь на представлениях о физико-механических свойствах снежного покрова и в первую очередь на закономерностях, влияющих на изменение его плотности. Малое количество осадков, выпадаемых в районах Крайнего Севера [8], мощные перемещения воздушных масс, наличие незамерзаемых участков Северного Ледовитого Океана (вызывающее перенос воды в жидкой фазе с последующем замерзании на поверхности льда) формируют специфический снежный покров, характерный только для исследуемого района. Описанные факторы приводят к тому, что формируемая поверхность движения по заснеженному льду на поверхности Северного Ледовитого океана фактически представляет собой

твёрдый снежный наст, глубиной от 0 до 0,5 метров. и плотностью от 330 до 500 кг/м³ при этом рост глубины и плотности снега продолжается весь период от зарождения снежного покрова на льду до момента его таяния. При этом наличие снежного покрова на поверхности льда практически исключает внедрение винтовых лопастей в лёд, так как его толщина обычно превышает высоту винтовой лопасти. Таким образом на поверхности заснеженного ледового поля при движении машин будет образовываться колея, основными параметрами которой будут глубина погружения ротора h и ширина следа каждого ротора b . От величин данных параметров будет зависеть как физическая возможность движения машины, для чего сила тяги, развиваемая движителем должна превышать силу сопротивления движению, так и энергоёмкость движения, связанная с необходимостью проворачивания роторов в направлении перпендикулярному движению.

Исходя из результатов обработки экспериментальных данных был сделан вывод о том, что процесс погружения движителя в снег следует разделять на два этапа: этап начального погружения, когда при малых давлениях снег за счет связей между частицами «держит нагрузку» и второй этап – при котором происходит основное погружение движителя. При этом существует максимальная глубина погружения движителя в снег при которой он достигает максимального уплотнения. Данную величину принято определять по следующей зависимости [9,10] :

$$\varepsilon = \frac{H \left(\frac{300}{\rho_0 + 300} L + 0,0287H^{3/2} \right)}{L + 0,0287H^{3/2}},$$

где H – начальная глубина снежного покрова (м), ρ_0 – начальная плотность снежного покрова (кг/м³), а L – длина ротора. Тогда для заглубления движителя в снег необходимо создать удельное давление, равное:

$$q = \gamma / (1 - h/\varepsilon)^{0,5},$$

где γ – начальная жесткость снега (Н/м³) для снегов характерных для длительного залегания на открытых поверхностях, характерных для Крайнего Севера данная величина находится в пределах от 5 до 10 МН/м³ [11]

Для рассматриваемого случая глубина погружения движителя в снег может быть рассчитана по следующей зависимости [3] :

$$h = \frac{Aq_i^B}{\left[\frac{(b(h) + 0,0287H^{1,5})}{H \left[0,0287H^{1,5} + \frac{300b(h)}{\rho(h) + 300} \right]} \right] + \frac{C}{h}},$$

где h – глубина погружения (м), q – удельное давление движителя на снег (кг/м²), $b(h)$ – ширина поверхности контакта ротора со снегом (м), A и C – эмпирические коэффициенты, определяемые из уравнения:

$$A = -0,00096\rho_0 + 0,85;$$

$$B = -0,000045\rho_0 + 0,13;$$

$$C = -0,000055\rho_0 + 0,74.$$

Взаимосвязь глубины погружения ротора в снег от его радиуса и нагрузки описывается зависимостью:

$$q = \sqrt[B-1]{\frac{\left[\frac{(b(h) + 0,0287H^{1,5})}{H \left[0,0287H^{1,5} + \frac{300b(h)}{\rho(h) + 300} \right]} + \frac{C}{h} \right]}{A}} \cdot h(1 - h/\varepsilon)^{0,5}.$$

Исходя из того, что ширина контакта ротора со снегом определяется зависимостью

$$b(h) = 2R \sin \alpha,$$

где, α - угол контакта ротора со снегом равный:

$$\alpha = 2\arccos\left(1 - \frac{h}{R}\right),$$

где R – радиус ротора, получим графическую зависимость погружения ротора в снег от величины удельного давления, показанную на рисунке 1.

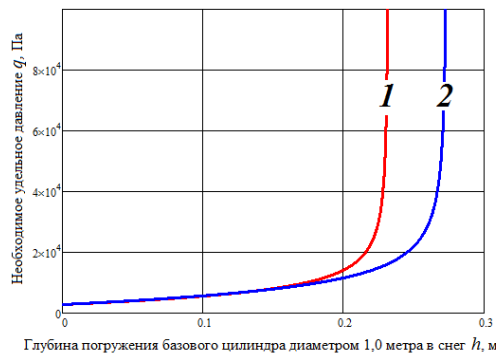


Рис. 1. Изменение необходимого удельного давления на поверхности ротора для его погружения в снежный покров высотой 0,5 м.; 1 - для начальной плотности 350 кг/м³; 2 - для начальной плотности 250 кг/м³.

Тогда площадь смятия снега в горизонтальном направлении при формировании колеи, определится как:

$$S = 0,25\alpha R^2 - 2R\sin\frac{\alpha}{2}(2R - h),$$

а сила сопротивления движению как произведение площади лобового сопротивления ротора на жёсткость снега:

$$P = S\eta h \left(-\ln \frac{\varepsilon\gamma - q}{\varepsilon\gamma + q} \right)$$

При этом сила тяги, развиваемая двигателем будет прямо пропорциональна площади проекции винтовой лопасти на продольную ось движителя, и количеству винтовых лопастей, создающих тяговое усилие[12]:

$$F = 2nRh_{\Gamma} \int_0^{\alpha} (c + q\operatorname{tg}\varphi) R\rho(1 - e^{-\frac{\delta(L-x_1)}{k_2}}) d\alpha,$$

где c – связность снега, φ – угол внутреннего трения, x – расстояние от начала ротора до текущей точки, α_1 – угол обхвата ротора от текущей точки, k_2

– эмпирический коэффициент, равный 1/250(м) . n – количество заходов винтовой лопасти, h_{Γ} – высота винтовой лопасти, а δ - коэффициент, учитывающий изменение тягового усилия от буксования.

Результаты расчётов действующих на ротор сил сопротивления при движении по снегу приведены на рисунке 2.

Постановка задачи

Имея результаты расчётов влияния геометрических параметров взаимодействия элементов движителя на процесс погружения движителя в снег и формирования как тягового усилия, так и усилия сопротивления движению, требуется определить рациональные размеры диаметра и длины базового цилиндра, угла навивки и высоты винтовой лопасти для определения энергетических показателей подвижности машин рассматриваемого класса.



Рис. 2. Изменение сил сопротивления движению и тягового усилия в зависимости от глубины погружения ротора, диаметром 1,0 м. в снежный покров высотой 0,5 м; 1 - суммарная сила сопротивления колееобразованию для начальной плотности снежного покрова равной 350 кг/м³; 2 – сила тяги, развиваемая одной лопастью роторно-винтового движителя; 3 - сила тяги, развиваемая пятью лопастями роторно-винтового движителя; 4 - запас силы тяги при прямолинейном движении.

Затраты мощности на движение машины могут быть определены как сила сопротивления в горизонтальном направлении умноженная на скорость, плюс сопротивление вращению базового цилиндра, скорость которого зависит от угла навивки винтовой лопасти β [13,14] :

$$N = Wv = (P + (G + F_T)\varphi \frac{\cos \beta}{\operatorname{tg} \beta})v,$$

где, W – суммарное сопротивление движения машины, G – вес машины, v - скорость движения в м/с, β - угол навивки винтовой лопасти, а φ - коэффициент трения между поверхностью ротора и снегом. Решение данных уравнений показано на рисунках 3 - 5, из которых видно, что для повышения эффективности движения спасательного средства по снегу необходимо обеспечивать уменьшение удельного давления, увеличивать угол навивки винтовой лопасти, и уменьшать величину буксования. С другой стороны уменьшение удельного давления, за счёт увеличения диаметра ротора приводит к увеличению массы машины (с учётом заполнения ротора герметизирующим материалом для обеспечения плавучести машины

при их повреждении можно считать, что увеличение массы машины будет пропорционально квадрату увеличения радиуса ротора). Тогда сравнивая производные изменения энергоёмкости движения от массы и удельного давления можно получить ограничительные условия выбора размера радиуса ротора:

$$\frac{dP}{dR} = \frac{dG}{dR} \frac{\varphi \cos \beta}{\operatorname{tg} \beta} \quad \text{или} \quad \frac{dP}{dG} = \frac{\varphi \cos \beta}{\operatorname{tg} \beta},$$

а с учётом того, что $q=G/b(h)L$:

$$\frac{dP}{dq} = \frac{\varphi \cos \beta}{\operatorname{tg} \beta} b(h)L$$

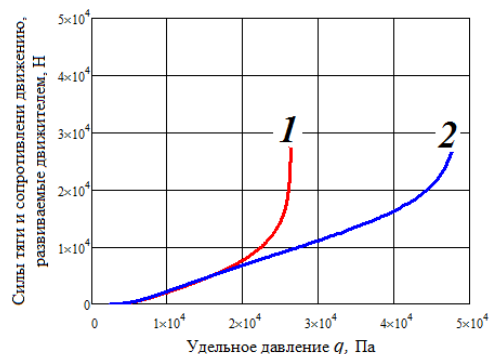


Рис. 3. Изменение энергоёмкости движения роторно-винтовых машин по снегу от удельного давления; 1 - для плотности снега 250 кг/м^3 ; 2 - для плотности снега 350 кг/м^3 .

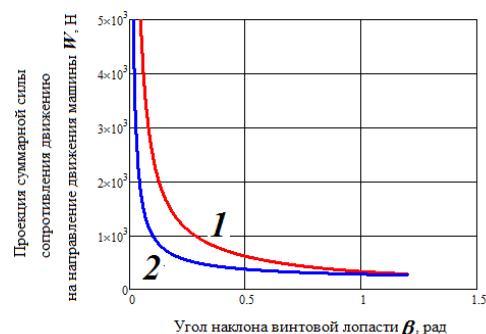


Рис. 4. Изменение энергоёмкости движения спасательного средства с роторно-винтовым движителем по заснеженному льду в зависимости от угла наливки винтовой лопасти.

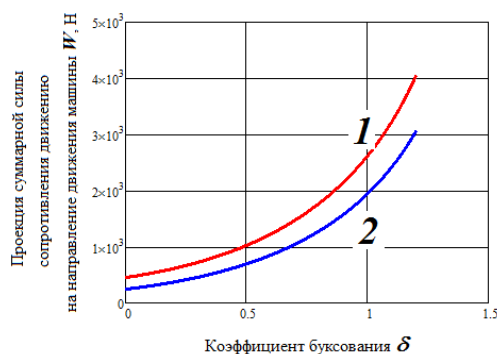


Рис. 5. Изменение энергоёмкости движения спасательного средства с роторно-винтовым движителем по заснеженному льду в зависимости от величины буксования.

Для данных, приведённых на рисунке 3 (в рабочем диапазоне удельных давлений) dP/dQ равняется 0,5 откуда рациональный диаметр базового цилиндра может определиться из условия:

$$R = \frac{\varphi \cos \beta}{2 \sin \alpha \operatorname{tg} \beta} L$$

То есть радиус базового цилиндра роторно-винтового движителя выбирается пропорционально длине базового цилиндра и коэффициенту трения. Зависимость диаметра базового цилиндра от угла наливки винтовой лопасти характеризуется коэффициентом K , равным $\cos \beta / 2 \operatorname{tg} \beta$, общий вид которого показан на рисунке 6. Так же из полученной зависимости видно, что радиус базового цилиндра будет обратно пропорционален синусу угла контакта базового цилиндра со снегом. Тогда рациональное значение радиуса базового цилиндра ротора можно определить из условия: $R = \varphi L K_1 K_2$, где K_1 и K_2 коэффициенты пропорциональности между углом наливки винтовой линии, глубиной погружения ротора в снег и его радиусом. Значения коэффициентов K_1 и K_2 показаны на рисунках 7 и 8. Так как глубина погружения ротора в снег зависит от величины удельной нагрузки, можно получить зависимость между массой машины и геометрическими параметрами роторно-винтового движителя, общий вид которой показан на рисунке 9.

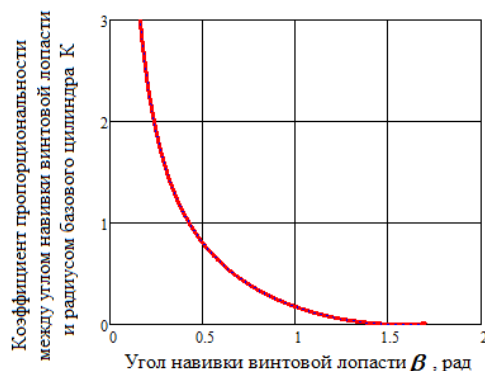


Рис. 6. Значение коэффициента пропорциональности между радиусом базового цилиндра и углом наливки винтовой лопасти.

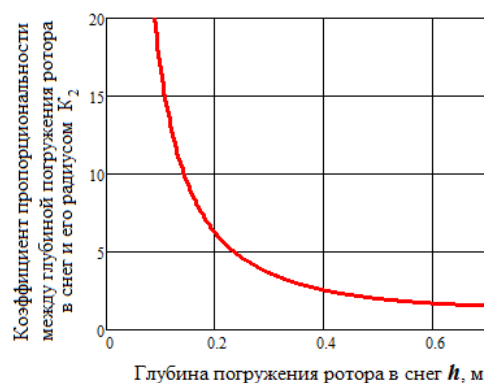


Рис. 7. Значение коэффициента пропорциональности между радиусом базового цилиндра и глубиной его погружения в снег.

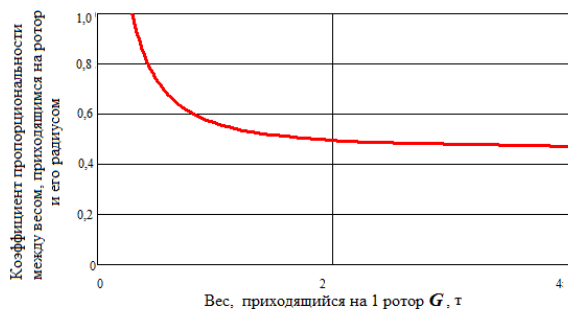


Рис.8. Значение коэффициента пропорциональности между радиусом базового цилиндра и весом, приходящимся на один ротор.

По той же методике может быть получено значение рациональной длины базового цилиндра:

$$\frac{dP}{dq} = \frac{\varphi \cos \beta b(h)}{tg \beta G} \quad \text{или} \quad L = \frac{2 \sin \alpha tg \beta R}{\varphi \cos \beta}$$

Полученные коэффициенты пропорциональности между углом навивки винтовой лопасти, глубиной погружения ротора в снег и весом, приходящимся на 1 ротор, с длиной базового цилиндра приведены на рисунках 9 – 11.

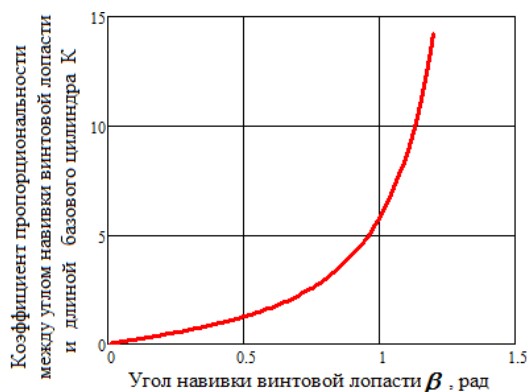


Рис.9. Значение коэффициента пропорциональности между длиной базового цилиндра и углом навивки винтовой лопасти.

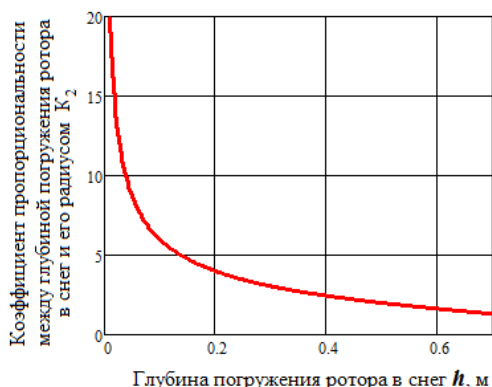


Рис.10. Значение коэффициента пропорциональности между радиусом базового цилиндра и глубиной его погружения в снег.

Необходимое число заходов винтовой лопасти на базовом цилиндре определится как:

$$n = \frac{L}{T} = \frac{\sin \alpha tg \beta}{\varphi \cos \beta} \frac{2R}{2\pi R tg \beta} = \frac{\sin \alpha}{\varphi \pi \cos \beta},$$

где n – число витков винтовой лопасти, а T – шаг винтовой лопасти, равный $2\pi R tg \beta$ решение данного уравнения показано на рисунке 12.

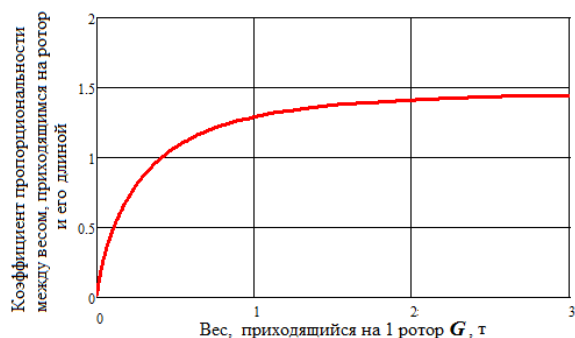


Рис.11. Значение коэффициента пропорциональности между длиной базового цилиндра и весом, приходящимся на один ротор.

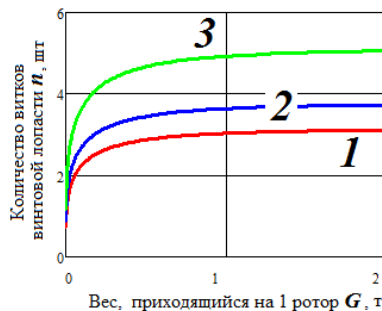


Рис.12. Рациональное количество витков винтовой лопасти в зависимости от веса, приходящимся на один ротор; 1- для плотности снежного покрова равного 350 кг/м^3 ; 2 – для плотности снежного покрова 300 кг/м^3 ; 3 – для плотности снежного покрова, равной 250 кг/м^3 .

Разделив суммарное сопротивление движению машины W на количество винтовых лопастей получим усилие, которое необходимо развить одной лопастью F/n , откуда получим необходимую площадь сечения одной лопасти. Считая, что площадь сечения лопасти будет равняться ее высоте h , умноженную на длину окружности базового цилиндра, контактирующего со снегом, определяемую из выражения:

$$l = 2R \left[(c + qtg \varphi) R \rho (1 - e^{-\frac{\delta(L-x_1)}{k_2}}) \right] \alpha,$$

получим необходимую величину высоты винтовой лопасти. Результаты показывают, что рациональная высота винтовой лопасти при движении в рассматриваемых условиях будет колебаться от 0,1 до 0,12 м., притом с ростом веса машины, приходящимся на 1 ротор большим, чем 1 тонну данная величина будет стабильно равняться 0,12 м., что позволяет рекомендовать выбирать именно такое значение для исследуемого характера движения.

Результаты

На основании проведённых исследований геометрические параметры движителей роторно-винтовых машин, предназначенных для движения по снегу, характерному для залегания на льдах Северного Ледовитого океана, при массе машин более 2 тонн (при весе, приходящемся на 1 ротор, превышающем 1 тонну) должны соответствовать следующим условиям:

$$L = 1,4D \quad (2,8R); \quad D = 0,5G; \quad ; R = G; \quad h_r = 0,12$$

$$\beta = \arctg \frac{nL}{\pi D} = \arctg \frac{1,4nD}{\pi D} = \arctg 2,22 = 1,15 \text{ рад}$$

$$a = \frac{T}{L} = \frac{\pi D \rho g \beta}{1,4D} = \frac{\pi}{1,4} \text{ tg} \beta = 5$$

Полученные данные однозначно свидетельствуют, что при выборе геометрических размеров роторно-винтового движителя для движения по снегу, характерному для залегания на льдах Северного Ледовитого океана следует на 50% увеличивать диаметр базового цилиндра по отношению к рекомендованным размерам для машин, предназначенных для движения по всем средам. У машин с массой до 2 тон (с нагрузкой на 1 ротор более 1 тонны) диаметр ротора следует уменьшить более, чем на 50% для обеспечения максимального сжатия и уплотнения снега под движителем. в соответствии с предложенной методикой для энергоёмкость движения может быть снижена на 7-12%.

На рисунках 13-15 показаны результаты расчётов геометрических показателей параметров. Из приведённых данных однозначно свидетельствует, что при использовании предлагаемого спасательного транспортного средства (суммарная масса которого превышает 2 тонны) диаметр его базового цилиндра должен быть в два раза больше, чем у универсального, способного двигаться не только по уплотнённому снегу, но и по льду, воде, болотам и свежеснегу.

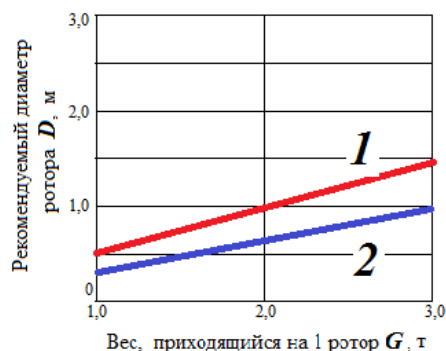


Рис. 13. Зависимость рационального диаметра базового цилиндра роторно-винтового движителя, предназначенного для движения по снегу, характерному для залегания на льдах Северного Ледовитого океана, от веса машины, приходящейся на 1 ротор; 1 - предложенная зависимость; 2 – зависимость, используемая для универсального транспортного средства[4].

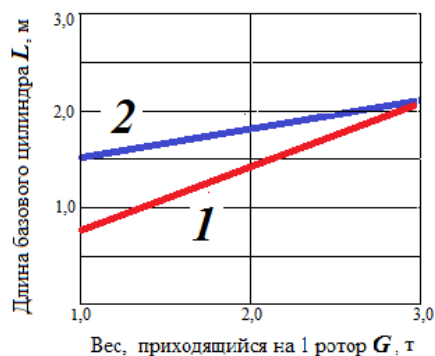


Рис. 14. Зависимость рационального диаметра базового цилиндра роторно-винтового движителя, предназначенного для движения по снегу, характерному для залегания на льдах Северного Ледовитого океана, от веса машины, приходящейся на 1 ротор; 1 - предложенная зависимость; 2 – зависимость, используемая для универсального транспортного средства [4].

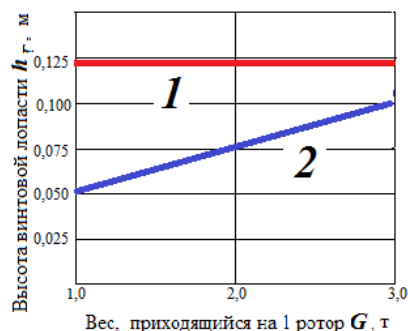


Рис. 15. Зависимость рациональной высоты винтовой лопасти роторно-винтового движителя, предназначенного для движения по снегу, характерному для залегания на льдах Северного Ледовитого океана, от веса машины, приходящейся на 1 ротор; 1 - предложенная зависимость; 2 – зависимость, используемая для универсального транспортного средства [4].

Заключение

Приведённая в данной работе математическая модель была апробирована на специальных вездеходных транспортных средствах производства ООО «Завод Вездеходных машин», общий вид которых показан на рисунке 16 и на прототипе спасательного транспортного средства, выполненного в ФГБУ ВО Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева в рамках НИР по гранту ФЦП N 14.577.21.0222 по теме: «Создание экспериментального образца амфибийного автономного транспортно-технологического комплекса с интеллектуальной системой управления и навигации для круглогодичного проведения разведочно-буровых работ на арктическом шельфе (см. рис.17). Полученные результаты показали высокую сходимость между экспериментальными исследованиями и результатами моделирования, в связи с чем разработанную методику определения параметров движения машин с роторно-винтовым движителем по заснеженному льду можно рекомендовать к использованию на этапе проектирования

специальных спасательных средств для определения его рациональных параметров движения.



Рис. 16. Шасси с роторно-винтовым двигателем производства ООО «Завод Вездеходных машин»



Рис. 17. Прототип универсального спасательного транспортного средства с роторно-винтовым двигателем, производства ФГБУ ВО Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Литература

1. Указ Президента Российской Федерации от 05.03.2020 № 164 "Об Основах государственной политики Российской Федерации в Арктике на период до 2035 года".
2. Беляков, В. В. Двигатели специальных транспортно-технологических машин : учебное пособие / В. В. Беляков, У. Ш. Вахидов, В. Е. Колотилин. – Нижний Новгород : Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2024. – 260 с. – ISBN 978-5-502-01785-5. – EDN BLGGQW.
3. Введение в динамику систем заснеженная местность - роторно-винтовая машина / В. А. Шапкин, У. Ш. Вахидов, И. А. Ерасов [и др.]. – Нижний Новгород : Нижегородский институт управления - филиал федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования "Российская академия народного хозяйства и государственной службы при Президенте Российской Федерации", 2017. – 390 с. – ISBN 978-5-00036-181-8. – EDN HWFTVV.
4. Куляшов А.П., Николаев А.Ф. Роторно-винтовые амфибии.- Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1973. - 47 с.
5. Куляшов А.П. Специальные строительно-дорожные машины с роторно-винтовым двигателем. - Дисс. док. тех. наук – Горький, 1986г. -327с.
6. Крашенинников М. С. Математическая модель роторно-винтового двигателя / Интернет-журнал Науковедение. – 2016. – Т. 8, № 4(35). – С. 44. – EDN WRLBFX.
7. Крашенинников М. С. Влияние конструктивных параметров двигателя на силу тяги роторно-винтовых машин / М. С. Крашенинников, Л. В. Барахтанов, А. А. Кошурина, Р. А. Дорофеев // Интернет-журнал Науковедение. – 2017. – Т. 9, № 4. – С. 90. – EDN ZIGGOP.
8. Серрезе, Марк К.; Херст, Кьяран М. (2000). Представление среднего количества осадков в Арктике по данным повторного анализа NCEP–NCAR и ERA". *Журнал климата*. **13** (1): 182–201.
9. Экспериментальные исследования транспортно-технологической платформы с роторно-винтовым двигателем / А. А. Аникин, С. А. Карасева, Ю. И. Молев [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2024. – № 2(145). – С. 78-89. – EDN LLNATD.
10. Дороги и поверхности движения наземных транспортно-технологических машин и комплексов (справочные материалы к теории "местность - машина") / В. В. Беляков, У. Ш. Вахидов, В. Е. Колотилин [и др.]. – Москва-Берлин : Директ-Медиа, 2021. – 269 с. – ISBN 978-5-4499-1750-8. – EDN DUDOFD.
11. К вопросу выбора экспериментальных данных для составления статистических моделей снежного покрова как полотна пути для транспортно-технологических машин / В. В. Беляков, Д. В. Зезюлин, В. Е. Колотилин [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2014. – № 1(103). – С. 136-141. – EDN RZRWZX.
12. Двигатели специальных строительных и дорожных машин. / В.Е. Колотилин, А.А. Кошурина, А.П. Куляшов, Л.С. Левшунов, В.А. Шапкин, А.В. Янкович. - Н. Новгород: НГТУ, 1995.-208с.
13. Липин А.А. Расчет напряженно-деформированного состояния системы "шнек - грунт" с использованием пакета ANSYS / А. А. Липин, В. А. Шапкин, У. Ш. Вахидов [и др.] // Вестник ИжГТУ имени М.Т. Калашникова. – 2016. – Т. 19, № 3(71). – С. 14-15. – EDN WMIENP.
14. Вахидов У.Ш. Автоматизированный подход к проектированию транспортно-технологических машин с роторно-винтовым двигателем / У. Ш. Вахидов, А. В. Согин, В. А. Шапкин [и др.] // Транспортные системы. – 2016. – № 1. – С. 17-23. – DOI 10.46960/62045_2016_1_17. – EDN XIJPBX.

References

1. Decree of the President of the Russian Federation dated 03/05/2020 No. 164 "On the Fundamentals of the State Policy of the Russian Federation in the Arctic for the period up to 2035".
2. Belyakov, V. V. Propellers of special transport and technological machines: a textbook / V. V. Belyakov, U. S. Vakhidov, V. E. Kolotilin. – Nizhny Novgorod: Nizhny Novgorod State Technical University named after R. E. Alekseev, 2024. – 260p. – ISBN 978-5-502-01785-5. – EDN BLGGQW.
3. Vvedenie v dinamiku sistem zasnezhennaya mestnost' - rotorno-vintovaya mashina [Introduction to the dynamics of snowy terrain systems - rotary-screw machine] / V. A. Shapkin, U. SH. Vakhidov, I. A. Erasov [i dr.]. – Nizhny

- Novgorod : Nizhegorodskij institut upravleniya - filial federal'nogo gosudarstvennogo byudzhnogo obrazovatel'nogo uchrezhdeniya vysshego obrazovaniya "Rossijskaya akademiya narodnogo khozyajstva i gosudarstvennoj sluzhby pri Prezidente Rossijskoj Federacii", 2017. – 390 s. – ISBN 978-5-00036-181-8. – EDN HWFTVV.
4. Kulyashov A.P., Nikolaev A.F. Rotorno-vintovye amfibii [Rotary-screw amphibians].- Gor'kij: Volgo-Vyatskoe kn. izd-vo, 1973. - 47 s
 5. Kulyashov A.P. Special'nye stroitel'no-dorozhnye mashiny s rotorno-vintovym dvizhitelem [Special road construction machines with rotary screw propulsion]. - Diss. dok. tekhn. nauk – Gor'kij, 1986g. -327s.
 6. Krashenninnikov M. S. Matematicheskaya model' rotorno-vintovogo dvizhitelya [Mathematical model of a rotary-screw propulsion device] / Internet-zhurnal Naukovedenie. – 2016. – T. 8, № 4(35). – S. 44. – EDN WRLBFX.
 7. Krashenninnikov M. S. Vliyaniye konstruktivnykh parametrov dvizhitelya na silu tyagi rotorno-vintovykh mashin [Influence of the design parameters of the propulsion system on the traction force of rotary-screw machines] / M. S. Krashenninnikov, L. V. Barakhtanov, A. A. Koshurina, R. A. Dorofeev // Internet-zhurnal Naukovedenie. – 2017. – T. 9, № 4. – S. 90. – EDN ZIGGOP.
 8. Mark C Serreze, and Ciaran M Hurst, Representation of mean Arctic precipitation from NCEP-NCAR and ERA reanalyses: Journal of Climate [J Clim], vol. 13, no. 1, pp. 182-201, 2000.
 9. Experimental studies of a transport and technological platform with a rotary-screw propulsion / A. A. Anikin, S. A. Karaseva, Yu. I. Molev [et al.] // Proceedings of the R. E. Alekseev NSTU. – 2024. – № 2(145). – Pp. 78-89. – EDN LLNATD
 10. Roads and surfaces of movement of ground transport and technological machines and complexes (reference materials for the theory of "terrain-machine") / V. V. Belyakov, U. S. Vakhidov, V. E. Kolotilin [et al.]. – Moscow-Berlin: Direct Media, 2021. – 269 p. – ISBN 978-5-4499-1750-8. – EDN DUDOFD
 11. On the issue of choosing experimental data for compiling statistical models of snow cover as a track bed for transport and technological machines / V. V. Belyakov, D. V. Zezyulin, V. E. Kolotilin [et al.] // Proceedings of the R. E. Alekseev NSTU. – 2014. – № 1(103). – Pp. 136-141. – EDN RZRWZX.
 12. Dvizhiteli special'nykh stroitel'nykh i dorozhnykh mashin. [Propulsors of special construction and road machines] / V. E. Kolotilin, A. A. Koshurina, A. P. Kulyashov, L. S. Levshunov, V. A. Shapkin, A. V. Yankovich. - N. Novgorod: NGTU, 1995. - 208 s
 13. Lipin A. A. Raschet napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya sistemy "shnek - grunt" s ispol'zovaniem paketa ANSYS [Calculation of the stress-strain state of the auger-soil system using the ANSYS] / A. A. Lipin, V. A. Shapkin, U. S. Vakhidov [i dr.] // Vestnik IZHGTU imeni M. T. Kalashnikova. – 2016. – T. 19, № 3(71). – S. 14-15. – EDN WMIENP.
 14. Vakhidov U. S. H. Avtomatizirovannyj podkhod k proektirovaniyu transportno-tekhnologicheskikh mashin s rotorno-vintovym dvizhitelem [Automated approach to the design of transport-technological machines with rotary-screw propulsion] / U. S. H. Vakhidov, A. V. Sogin, V. A. Shapkin [i dr.] // Transportnye sistemy. – 2016. – № 1. – S. 17-23. – DOI 10.46960/62045_2016_1_17. – EDN XIJPBX.

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

Молев Юрий Игоревич, доктор технических наук, профессор кафедры Строительные и дорожные машины, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижегородская область, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: moleff@yandex.ru

Yuri I. Molev, Dr. Sci. (Eng), professor of department "Building and road machines", Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, 603155, Minin Str., 24, Nizhny Novgorod, e-mail: moleff@yandex.ru

Аникин Алексей Александрович, доктор технических наук, профессор кафедры Автомобили и тракторы, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижегородская область, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: anikin.zvm@mail.ru

Alexey A. Anikin, Dr. Sci. (Eng), professor of department "Cars and tractors", Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, 603155, Minin Str., 24, Nizhny Novgorod, e-mail: anikin.zvm@mail.ru

Кулепов Виктор Федорович, доктор технических наук, профессор, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижегородская область, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: kulepov@dpingtu.ru

Viktor F. Kulepov, Dr. Sci. (Eng), professor, Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, 603155, Minin Str., 24, Nizhny Novgorod, e-mail: kulepov@dpingtu.ru

Манянин Сергей Евгеньевич, доктор технических наук, профессор кафедры Строительные и дорожные машины, Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 603155, Нижегородская область, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24, e-mail: sergmanian@yandex.ru

Sergey E. Manyanin, Dr. Sci. (Eng), professor of department "Building and road machines", Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, 603155, Minin Str., 24, Nizhny Novgorod, e-mail: sergmanian@yandex.ru

Статья поступила в редакцию/the article was submitted 16.10.2024.

Одобрена после рецензирования/approved after reviewing 18.10.2024.

Принята к публикации/accepted for publication 22.10.2024.



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 в 2024г. 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**