

МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

ISSN 2073-7173 (print) 011010101000011011100011001001001011001100110001011010010010010001010101

ISSN 2588-0233 (on line) 1001000101110010011100101010011001001100011001010010101001101001001010

10010001111001101111001010011011100110010100011010100110011001010101100010100101011110100110

00101001011001100100110010011101100111000100110010010010101000011100110010011100010110100100100

00110101001101001000010110100101010001001000011111100110011001101101011001110000001110010100101

110111001100101011110010101001010011010011100010110010100110010101111001010111100101101001010

0000111010100111100010101100100011100110110100100110110110011001010011001001100110011001

11001100011100100110001010010100111101010101000001010101000110101110011001000111001010010010100

00101001110010100111100010100101011101010010000101100011001100101011000101011001101001010010



№ 4 (46) Т.1 2019



Труды
Санкт-Петербургского
государственного морского технического университета



МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Научный журнал www.morintex.ru
ISSN 2588-0233, ISSN № 2073-7173

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.

Периодичность издания — 4 номера в год

В журнале обязательно рецензирование статей ведущими специалистами по профилю статьи.

Журнал включен в систему Российского индекса научного цитирования (РИНЦ) <http://vak.ed.gov.ru>, 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 и в международную реферативную базу данных Web of Science

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 года и с № 3(25) 2014 полные выпуски размещены на сайте www.morintex.ru **открытом доступе.**

Подписной индекс 99366 в объединенном каталоге «Пресса России».

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

Соответствие рубрик в научном журнале «МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ» номенклатуре научных специальностей ВАК, по которым присуждаются ученые степени

Шифр	Отрасль науки, группа специальностей	по которым присуждается ученая степень
05.08.00	Кораблестроение	
05.08.01	Теория корабля и строительная механика	Технические
05.08.03	Проектирование и конструкция судов	Технические
05.08.04	Технология судостроения, судоремонта и организация судостроительного производства	Технические, экономические
05.08.05	Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)	Технические
05.08.06	Физические поля корабля, океана, атмосферы и их взаимодействие	Технические, Физико-математические
05.13.00	Информатика, вычислительная техника и управление	
05.13.01	Системный анализ, управление и обработка информации (по отраслям)	Технические, Физико-математические
05.13.06	Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами (по отраслям)	Технические
05.13.10	Управление в социальных и экономических системах	Технические
05.13.11	Математическое и программное обеспечение вычислительных машин, комплексов и компьютерных сетей	Технические, Физико-математические
05.13.12	Системы автоматизации проектирования	Технические, Физико-математические
05.13.17	Теоретические основы информатики	Технические, Физико-математические
05.13.18	Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ	Технические, Физико-математические

Рукописи представляются в редакцию в электронном виде (по электронной почте: mit-journal@mail.ru)

Учредитель - издатель: Общество с ограниченной ответственностью «НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ЦЕНТР «МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ»
Свидетельства о регистрации СМИ ПИ № ФС77-32382 от 09.06.2008, Эл № ФС72-33245 от 19.09.2008.

Редакция в обязательном порядке осуществляет экспертную оценку всех материалов, публикуемых в журнале

Адрес: 190121 г.Санкт-Петербург, ул Лоцманская д.3

Телефон/факс +7 (812) 513-04-51

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»

Дизайн: А.В. Антонов

Верстка: А.И. Соломонова



MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES

Scientific journal www.morintex.ru

ISSN 2073-7173, ISSN 2588-0233

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.

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:

- Ship Building,
- Theory of Ship and Structures,
- Ship Designing and Structure,
- Technology of Ship Building,
- Ship Repair and Organization of Shipbuilding Production,
- Ship Power Plants and Their Elements (Main and Auxiliary),
- Physical Fields of Ship, Ocean, Atmosphere and Their Interaction); Information Science,
- Computer Engineering and Control System Analysis,
- Control and Processing of Information,
- Automation and Control of Processes and Productions,
- Control in Social and Economic Systems,
- Software for Computers,
- Complexes and Computer Networks,
- Designing Automation Systems,
- Foundations of Information Science Mathematical Modelling,
- Numerical Procedures and Software Systems.

Publication frequency — 4 issues per year

The journal is included into the system of Russian Science Citation Index <http://vak.ed.gov.ru>

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

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"

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



МОРСКИЕ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Научный журнал № 4 Т.1 2019 www.morintex.ru
Сквозной номер 46

ISSN 2588-0233, ISSN № 2073-7173

Тематика: кораблестроение, информатика, вычислительная техника и управление

Главный редактор:

Н.В. Никитин, д.т.н., профессор

Редакционная коллегия

Заместители главного редактора

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

Д.А. Скороходов, д.т.н., профессор, Институт проблем транспорта РАН

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

П.А. Шауб, д.т.н., профессор, НИИ кораблестроения и вооружения ВМФ

Члены Редколлегии

А.В. Алексеев, д.т.н., профессор Санкт-Петербургский государственный университет

Р.В. Борисов, д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

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

А.Н. Дядик, д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный университет

В.А. Евтеев, д.т.н., Объединенная судостроительная корпорация

Ю.И. Нечаев, д.т.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Ф.Ф. Легуша, д.ф.-м.н., профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

В.В. Родионов, к.т.н, с.н.с., ЗАО «Си Проект»

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

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

Редакционный Совет

Сопредседатели

И.Г. Захаров, д.т.н., профессор, заместитель генерального директора ЦМКБ «Алмаз»

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

Члены Совета

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

А.И. Гайкович, д.т.н., профессор, генеральный директор, НИЦ "МОРИНТЕХ»

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

Г.Н. Муру, к.т.н., исполнительный директор, 51 ЦКТИ судоремонта

Д.В. Никущенко, д.т.н., проректор по научной работе, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

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

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

Пентти Куяла, профессор, университет Аалто, Финляндия

В.Н. Половинкин, д.т.н., профессор, референт генерального директора, ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

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

С.П. Столяров, к.т.н., профессор, декан факультета корабельной энергетики и автоматики, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет



MARINE INTELLECTUAL TECHNOLOGIES

Scientific journal № 4 V.1 2019 www.morintex.ru

ISSN 2073-7173, ISSN 2588-0233

Subject: shipbuilding, computer science, computer engineering and management

Chief Editor

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

Editorial Staff Deputy Chief Editors

A.I. Gaykovich, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia
D.A. Skorokhodov, Doctor of Engineering, Professor, Institute of Transportation Problems of the Russian Academy of Science, St. Petersburg, Russia
A. I. Frumen, PhD, Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia
P. A. Shaub, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Institute of Shipbuilding and armaments of Russian Navy, St. Petersburg, Russia

Members of Editorial Staff

A.V. Alekseev, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia
R. V Borisov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia
Yu.A. Vlasov, Cand. Sci. (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
A.N. Dyadik, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia
V. A. Evteev Dr. Sci. (Eng.), United Shipbuilding Corporation, St. Petersburg, Russia
F.F. Legusha, Dr. Sci. (Phys. & Math.), professor, State marine technical university of Saint-Petersburg, St. Petersburg, Russia
Yu. I. Nechayev, Dr. Sci. (Eng.), Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia
V. V. Rodionov, Cand. Sci. (Eng), Senior Research Scientist, CJSC "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

Editorial Board Co-chairmen

I.G. Zakharov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Vice-CEO ZMKB "Almaz", St. Petersburg, Russia
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
A.I. Gajkovich, Dr. Sci. (Eng.), Professor, CEO, Research Centre "Marine Intelligent Technologies", St. Petersburg, Russia
I.G. Malygin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, CEO, Institute of Transportation Problems of the Russian Academy of Science, St. Petersburg, Russia
G.N. Muru, Cand. Sci. (Eng), Executive Director, 51 CCIS, St. Petersburg, Russia
D.V. Nikushchenko, Dr. Sci. (Eng.), Vice-Rector for Research, Saint-Petersburg State Marine Technical University, 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, Assistant Director General, 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
S.P. Stoljarov, Cand. Sci. (Eng), Professor, Dean of the Faculty of naval power and automation, Saint-Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, Russia



ТРУДЫ
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
МОРСКОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА



51 центральный конструкторско-технологический институт судоремонта

Санкт-Петербург
190000, Английская наб., д. 38
Тел./факс: (812) 315 4945

Санкт-Петербург, Ломоносов
198412, ул. Михайловская, д. 14
Тел./факс: (812) 423 1600

Выполнение функций проектанта по более чем 120 проектам кораблей и судов ВМФ иностранной постройки.

Разработка технической документации для обеспечения модернизации, ремонта и сервисного обслуживания кораблей и судов ВМФ.

Разработка документов по стандартизации (ГОСТ РВ, ОСТВ и др.).

Сбор и хранение копий технических условий на продукцию, разработанную по заказам Минобороны России и поставка их исполнителям ГОЗ.



СОДЕРЖАНИЕ	стр
КОРАБЛЕСТРОЕНИЕ	
Гончаров В.К., Зуева Е.С., Клементьева Н.Ю., Гетман В.Э. Формирование поля температуры в слоях снега и льда на поверхности водоема.....	11
ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА	
Манухин В.А., Попов В.В. Численное моделирование работы доковой стойки плоской поперечной переборки при постановке корабля в док.....	20
Ионов Б.П., Гуров П.В., Краснокутский И.Д., Сандаков М.Ю., Солдаткин О.Б. Моделирование геометрии изменения пространственного положения двухзвённого гусеничного состава на плавку и переходных режимах.....	25
Яковлев А.Ю., Тхант Зин Полуэмпирический метод оценки характеристик гидродинамических профилей.....	29
Коршунов В.А., Мудрик Р.С., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Моделирование процессов разрушения льда с использованием методологии сцепляющих элементов.....	34
Коршунов В.А., Пономарев Д.А., Родионов А.А. Топологическая оптимизации винта подруливающего устройства.....	45
Вишневский Л. И., Фрумен А.И., Лук Д.Ч. Вопросы нормирования общей прочности гребного винта.....	52
Каунг Мьят Сое Сравнительный анализ характеристик профиля паса 0012 с помощью пакетов CFD и Xfoil.....	57
Семенова В.Ю., Альбаев Д.А. Определение нелинейных сил второго порядка, возникающих при вертикальной качке судна, на основании трехмерной потенциальной теории.....	63
Щульц В.Ю. Метод расчета диаграмм статической и динамической остойчивости при пространственных равнообъемных наклонениях судна.....	70
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СУДОВ	
Апалько Т.А., Букшев А.В., Ван Фэн, Сунь Тяньши Уравнение вместимости саморазгружающегося судна-цементовоза.....	73
Гайкович А.И., Никитин Н.В., Суслов А.Н., Хань Бо Аналитический метод определения мощности энергетической установки катамарана.....	80
Сандревская К.Н., Овчинников К.Д. Анализ проектных характеристик полупогружных транспортных судов.....	86
ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА	
Зубарев Ю.М., Афанасенков М.А. Повышение износостойкости металлорежущего инструмента путем нанесения функциональных покрытий на его режущую часть.....	91
Марков С.П., Муктепавел В.О., Мурзин В.В. Поверхностное упрочнение судовых гребных винтов из бронзы.....	97
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)	
Минасян М.А., Минасян А.М., Цзэн Цзюньцзе, Лэ Хи Ха Конструктивный обзор и анализ виброизолирующих муфт с металлическими упругими элементами.....	102
Чистяков А.Ю., Горелик Г.Б., Мозолев О.Н. Особенности процессов топливоподачи в дизелях при использовании водотопливной эмульсии в качестве альтернативного топлива.....	111
Пейч Н.Н., Шаманов Д.Н., Гравшин А.В., Алексеев А.А. Экспериментальное исследование маломасштабной модели системы пассивного отвода тепла морской реакторной установки.....	117
Аполлова А.В., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Тихомиров Б. А., Русаков Е.С. Экспериментальное исследование систем пассивного отвода тепла с ПВСА для реакторных установок.....	123
Кожемякин В.В., Аполлова А.В., Кожемякин В.О., Иванов Р.А. Применение ортогональных полиномов при исследовании динамических режимов работы судовых энергетических установок....	130

Гайсина А.О., Кожемякин В.В., Кожемякин В.О. Расчетно-теоретическое исследование зависимости давления от нагрузки при работе пароводяного струйного аппарата на статических характеристиках.....	136
Скоморовский С.А., Черкаев Г.В., Чихонадских Е.А. Выбросы черного углерода от судовых двигателей: последствия, замеры и пути уменьшения.....	142
Игнатьева Е.С., Кожемякин В.В. Расчетно-теоретическое исследование работы пароводяного струйного аппарата при дополнительном подводе воды в камеру смешения.....	148
ФИЗИЧЕСКИЕ ПОЛЯ КОРАБЛЯ, ОКЕАНА, АТМОСФЕРЫ И ИХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ	
Шарфарец Б.П., Легуша Ф.Ф., Жуков А.Н. Применение теории подобия для описания электроосмотического течения жидкостей через пористые мембраны.....	153
ИНФОРМАТИКА ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И УПРАВЛЕНИЕ	
Володичева М.И., Григорьев-Голубев В.В., Кутейников М.А. О решении некоторых задач теории автоматического управления с использованием пакетов математических программ.....	158
УПРАВЛЕНИЕ И ОБРАБОТКА ИНФОРМАЦИИ	
Воловдов С.К., Ясинская Ю.В. Система стабилизации бокового сноса морских подвижных объектов при движении на заданном курсе в условиях нерегулярного морского волнения.....	163
Егоров С.Б., Горбачев Р.И. Выбор порога селекции сигнала по уровню в обнаружителях с нормализованным индикаторным процессом.....	167
АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ И ПРОИЗВОДСТВАМИ	
Баранец И.В., Ваганов Г.В., Гайдукова Л.В., Краснов А.В., Легуша Ф.Ф., Никитин Г.А., Пугачев С.И., Рытов Е.Ю. Исследование влияния наполнителей на структуру и физико-механические характеристики эпоксидного клея ДМ-5-65.....	172
Ветров А.С., Краснов А.В., Легуша Ф.Ф., Пугачев С.И., Рытов Е.Ю., Стырикович И.И., Чижев С.А. Исследование влияния наполнителей эпоксидного клея ДМ-5-65 на электрофизические характеристики составного электроакустического преобразователя.....	178
Лопарёв В.А., Шилин М.М. Катушка телеуправления высокоскоростного подводного аппарата с волоконно-оптической линией связи.....	182
УПРАВЛЕНИЕ В СОЦИАЛЬНЫХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ	
Белопольский В.А., Васильева Н.В., Кобзев Д.С. Использование бизнес-модели «Многосторонняя платформа» для управления предприятием.....	187
ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИНФОРМАТИКИ, МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ	
Кадыров С.Г., Сорокин В.Н. Граничные интегральные уравнения и асимптотика решения задачи о малых колебаниях тела в вязкой сжимаемой жидкости.....	193
Зубарев Ю.М., Приемышев А.В., Алейникова М.А. Математическое описание процесса шлифования.....	197
ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ И КОМПЛЕКСЫ ПРОГРАММ	
Лесных К.А., Никонов С.А., Островская Н.В. Моделирование статических и динамических расчетов приводов механизмов на примере устройства выдвижения приборного блока с помощью пакета «ADAMS».....	204
Никонов С.А., Сорокин С.В. Формулировка и применение условий биортогональности в рамках метода конечных элементов.....	211
Чебан Е.Ю., Никущенко Д.В., Мартемьянова О.В., Митрошин С.Г. Исследование влияния изменения положения центра тяжести катера типа “RIB” на его гидродинамические характеристики..	217

CONTENTS	page
SHIP BUILDING	
Vadim K. Goncharov, Ekaterina S. Zueva, Natalya Yu. Klementyeva, Valentina E. Getman Temperature Field Formation within Snow and Ice Covers on Water Body.....	11
THEORY OF SHIP AND STRUCTURES	
Vadim A. Manukhin, Vladimir V. Popov Numerical modeling a work of the ship's cross bulkhead and dock's rack within a docking time.....	20
Boris P. Ionov, Petr V. Gurov, Igor D. Krasnokutsky, Mikhail Yu. Sandakov, Oleg B. Soldatkin Modeling of geometry of change of spatial position of the two-link tracked structure afloat and transition modes.....	25
Aleksey Yu. Yakovlev, Thant Zin Numerical-empirical evaluation method of hydrofoil sections characteristics.....	29
Vladimir A. Korshunov, Roman S. Mudrik, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov Simulation of ice crushing processes with cohesive elements methodology.....	34
Vladimir A. Korshunov, Dmitry A. Ponomarev, Alexander A. Rodionov Topology optimization of ship thruster propeller.....	45
Leonid I. Vishnevskii, Aleksandr I. Frumen, Thinch D. Luc. The questions of the normation the total strength of the propel.....	52
Kaung Myat Soe Comparative analysis of profile characteristics naca 0012 with packages CFD и Xfoil....	57
Viktoriya Yu. Semenova, Danil A. Al'baev Determination of nonlinear forces of the second order during the ship's vertical motions, based on the three-dimensional potential theory.....	63
Vyacheslav Y. Schultz The method of calculation of charts static and dynamic stability with spatially coextensive inclinations of the vessel.....	70
SHIP DESIGNING AND STRUCTURE	
Tatyana A. Apalko, Anatoliy V. Bukshev, Wang Feng, Sun Tianshi Self-unloading capacity equation of cement cargo vessel.....	73
Alexander I. Gaikovich, Nikolay V. Nikitin, Alexander N.Suslov, Han Bo Analytical method for determininig the power of the catamaran power plant.....	80
Ksenia N. Sandrevskaya, Kirill D. Ovchinnikov The design parameters analysis of semi-submersible heavy lift ships.....	86
SHIP REPAIR AND ORGANIZATION OF SHIPBUILDING PRODUCTION	
Yury M. Zubarev, Mikhail A. Afanasenkov Improvement of wear resistance of cutting tool by application of functional coatings on its cutting portion.....	91
Sergei P. Markov, Voldemar O. Muktepavel, Viktor V. Murzin Surface hardening of the bronze ship propeller.....	97
SHIP POWER PLANTS AND THEIR ELEMENTS (MAIN AND AUXILIARY)	
Minas A. Minasyan, Armen M. Minasyan, Junjie Zeng, Hi H. Le A constructive overview and analysis of the vibration-insulating couplings with metallic flexible elements.....	102
Aleksandr Yu. Chistyakov, Gennadiy B. Gorelik Oleg N. Mozolev Features of fuel supply processes in diesels when using water fuel emulsion as an alternative fuel.....	111
Nikolay N. Peich, Dmitriy N. Shamanov, Alexander V. Gravshin, Dmitriy A. Alekseev Experimental study of a small sized model of Passive Cooling System of marine reactor installation.....	117
Anastasia V. Apollova, Vyacheslav V. Kozhemyakin, Dmitry N. Shamanov, Boris A. Tikhomirov, Egor S. Rusakov Experimental investigations of the passive heat removal systems for reactor installations.....	123
Vyacheslav V. Kozhemyakin, Anastasia V. Apollova, Vladimir O. Kozhemyakin, Roman A. Ivanov Application of orthogonal polynomials for the study of dynamic modes of operation of ship's power engineering installations.....	130

Anastasia O. Gaisina, Vyacheslav V. Kozhemyakin, Vladimir O. Kozhemyakin Calculation and theoretical study of the dependence of pressure on load when operating a steam-water jet apparatus on static characteristics.....	136
Stanislav A. Skomorovsky, Georgy V. Cherkaev, Elena A. Chikhonadskikh Black carbon emissions from marine engines: consequences, measurements and ways to reduce.....	142
Ekaterina S. Ignateva, Vyacheslav V. Kozhemyakin Computational and theoretical research work steam-water jet apparatus with additional water inlet to the mixing chamber.....	148
PHYSICAL FIELDS OF SHIP, OCEAN, ATMOSPHERE AND THEIR INTERACTION	
Boris P. Sharfarets, Fedor F. Legusha, Anatoliy N. Zhukov Application of the theory of similarity to describe the electroosmotic flow of liquids through porous membranes.....	153
INFORMATION SCIENCE, COMPUTER ENGINEERING AND CONTROL SYSTEM ANALYSIS	
Margarita I. Volodicheva, Vladimir V. Grigoriev-Golubev, Mihail A. Kutejnikov About solving some problems of the theory of automatic control using mathematical program packages.....	158
CONTROL AND PROCESSING OF INFORMATION	
Sergey K. Volovodov, Yuliya V. Yasinskaya Stabilization system for lateral drift of marine vehicles when moving on a given course in conditions of irregular sea waves.....	163
Roman I. Gorbachev, Stanislav B. Egorov Threshold of signal level selector in detectors with normalized indicator process.....	167
AUTOMATION AND CONTROL OF PROCESSES AND PRODUCTIONS	
Irina V. Baranets, Gleb V. Vaganov, Ludmila V. Gaydukova, Aleksey V. Krasnov, Fedor F. Legusha, German A. Nikitin, Sergey I. Pugachev, Evgeny Yu. Rytov Study of the effect of fillers on the structure and physico-mechanical properties of epoxy glue DM-5-65.....	172
Anton S. Vetrov, Aleksey V. Krasnov, Fedor F. Legusha, Sergey I. Pugachev, Evgeny Yu. Rytov, Iosif I. Styrikovitch, Sergei A. Chizhev Investigation of the influence of epoxy fillers effect of DM-5-65 on electrophysical characteristics composite electroacoustic transducer.....	178
Vyacheslav A. Loparev, Mikhail M. Shilin High-speed underwater remote control coil with fiber optical communication line.....	182
CONTROL IN SOCIAL AND ECONOMIC SYSTEMS	
Vladimir A. Belopolsky, Natalia V. Vasilieva, Daniil S. Kobzev Using business model multi sided platform in enterprise manageme.....	187
FOUNDATIONS OF INFORMATION SCIENCE MATHEMATICAL MODELLING	
Sergey G. Kadyrov, Vadim N. Sorokin Boundary integral equations and asymptotic behavior of solutions of the problem of small oscillations of bodies in a viscous compressible fluid.....	193
Yuri M. Zubarev, Alexander V. Priemyshev, Margarita A. Aleynikova Mathematical description of the grinding process.....	197
NUMERICAL PROCEDURES AND SOFTWARE SYSTEMS	
Kir A. Lesnyh, Semyon A. Nikonov, Nadezda V. Ostrovskaya Modeling of mechanisms drives static and dynamic calculations on the example of the instrument block promotion de-vice by means of an «ADAMS» package.....	204
Semyon A. Nikonov, Sergey V. Sorokin Formulation and application of bi-ortogonality relations in the framework of a finite element method.....	211
Egor Yu. Cheban, Dmitry V. Nikuschenko, Olga V. Martmianova, Sergey G. Mitroshin Study of the effects of changing «RIB» speedboat’s center of gravity on its running performance.....	217

КОРАБЛЕСТРОЕНИЕ

УДК 551.326.8+ 536.246

ФОРМИРОВАНИЕ ПОЛЯ ТЕМПЕРАТУРЫ В СЛОЯХ СНЕГА И ЛЬДА НА ПОВЕРХНОСТИ ВОДОЕМА

Вадим Константинович Гончаров

доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры океанотехники и морских технологий
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: vkgonch@mail.ru

Екатерина Сергеевна Зуева

аспирант, ассистент кафедры океанотехники и морских технологий
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: zueva_ekaterina_smtu@mail.ru

Валентина Эдуардовна Гетман

студентка Кафедры океанотехники и морских технологий
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: getmanvalya@mail.ru

Наталья Юрьевна Клементьева

ведущий научный сотрудник КГНЦ
Крыловский Государственный Научный Центр
196158, Санкт-Петербург, Московское ш., 44
e-mail: nuklem@mail.ru

Аннотация

Для решения практических задач льдотехники требуются сведения о прочности льда, которая зависит от его температуры. В работе получены сравнительно простые зависимости, связывающие температуру атмосферного воздуха с температурой поверхности снега и температурой льда на границе раздела снег/лед. Для того чтобы установить взаимосвязь температуры воздуха с температурой на границах раздела воздух-снег и снег-лёд использовано известное в теплофизике решение задачи о переносе теплоты через многослойную среду. Задача решалась в квазистационарной постановке: при неизменной температуре воздуха, снега и льда. Это соответствует относительно медленной вариации температуры воздуха и солнечной радиации в условиях установившейся зимней погоды. Существенную роль в формировании вертикального профиля температуры играет тепло фазового перехода: вода - лед, то есть теплота кристаллизации льда, происходящей на границе раздела с водной средой. Для оценки вклада этого тепла использована выполненная ранее параметризация скорости намерзания льда на основе известной эмпирической зависимости для рек Сибири, и этот поток тепла распределен между льдом и водной средой пропорционально их теплопроводности.

Сравнение результатов компьютерного моделирования и данных полевых измерений на реке Амур, выполненных специалистами из Тайюаньского университета технологии (КНР), выявило хорошее соответствие и позволило оценить эмпирические коэффициенты.

Анализ полученных зависимостей при типичных значениях исходных параметров показал значительное влияние толщины снежного покрова на тепловой поток и вертикальный профиль температуры. Результаты моделирования показали, что с ростом толщины слоя снега его теплоизолирующие свойства увеличиваются, возрастает коэффициент термического сопротивления, и, в результате, разность между температурой поверхности льда и температурой воздуха увеличивается. Это в свою очередь ведет к замедлению процесса намерзания льда, что соответствует данным полевых наблюдений.

Полученные зависимости могут быть рекомендованы для решения практических задач льдотехники, в частности для определения прочности ледяного покрова и других его физических характеристик на основании данных о температуре воздуха.

Ключевые слова: атмосфера, снег, лед, температура, теплопередача, поверхность раздела, кристаллизация, прочность, теплопроводность.

TEMPERATURE FIELD FORMATION WITHIN SNOW AND ICE COVERS ON WATER BODY

Vadim K. Goncharov

Professor, Dr. of Eng., Professor of Department of ocean technics and marine technologies,
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation

e-mail: vkgonch@mail.ru

Ekaterina S. Zueva

Assistant of Department of ocean technics and marine technologies,
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: zueva_ekaterina_smtu@mail.ru

e-mail: hatali18@mail.ru

Valentina E. Getman

Student of Department of ocean technics and marine technologies,
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: getmanvalya@mail.ru

Natalya Yu. Klementyeva

Leading Researcher, KSRC
Krylov State Research Centre
Moskovskoye sh., 44, St. Petersburg 196158, Russian Federation
e-mail: nuklem@mail.ru

Abstract

Solution of the practical problems of the ice engineering requires the data about the strength of the ice cover that depends upon its temperature. In this paper the comparatively simple equations are developed, which relate the temperature of the atmospheric air with the temperature of the snow layer surface and the ice temperature on the snow-ice interface. To reveal the correlation of the air temperature with temperature on interfaces air-snow and snow-ice, the known in the thermophysics solution of the problem of the heat transfer through the multilayer plate was applied. The problem is studied in a quasi-stationary formulation: temperature of air, snow and ice is constant ones. It corresponds to a relatively slow variation of the air temperature and solar radiation in the steady winter weather. The heat flow from the ice crystallization that takes place on the water-ice interface makes the essential contribution in the vertical profile of temperature forming. Evaluation of heat flow was carried out formerly by means of the parameterization of the rate of ice cover freezing on the base of known empirical relationship for Siberian rivers ice cover. The heat flow from the ice crystallization was divided between the ice cover and the water body in proportion to their heat conductivity.

Comparison of the computer simulation results with data of the field measurements on the Amur River performed by specialists of the Taiyuan University of Technology had demonstrated their close fit and given base for evaluation of the empirical coefficients within formulas.

The analysis of the results of the studied process computer simulation for typical values of parameters shows that the snow layer thickness can significantly affect the heat transfer rate and the vertical temperature profile. It also shows that under the snow layer thickness increasing (results of snow fall) its heat-insulating capabilities growth, the coefficient of heat transfer increases, and as result the difference between the temperature of the ice cover surface and the air temperature in-creases. By turn, this effect slows down the process of ice cover freezing.

Outcomes of this investigation can be recommended for the practical problems of the ice engineering solution, particularly, for the ice strength and other physical characteristic evaluation on base of the air temperature data.

Key words: air, snow, ice, temperature, heat transfer, interface, ice crystallization, strength, thermal conductivity.

Введение

Снежный покров является обычным явлением на поверхности льда, покрывающего водоемы и морские акватории, где образует сравнительно тонкий слой [1, 2]. Теплопроводность снега ниже теплопроводности льда примерно на порядок [3]. Поэтому слой снега оказывает значительное влияние на термодинамические процессы в ледяном покрове, в частности, на переход температуры атмосферного воздуха в температуру поверхности льда и, далее, в направлении к поверхности раздела с водной массой, где температура соответствует температуре замерзания – кристаллизации льда. Снежный покров определяет вертикальный профиль температуры в ледовом слое и скорость намерзания льда - толщину ледового покрова. От температуры зависит локальная прочность льда, поэтому она меняется по толщине ледового

покрова и, соответственно, определяет изменение его интегральной прочности при вариации температуры атмосферного воздуха. Знание закономерностей, определяющих прочность ледового покрова, необходимо для решения практических задач льдотехники [4].

Для решения задачи о формировании поля температуры в системе: атмосферный воздух – снег – лед – водная масса, было использовано известное в теплофизике решение о переносе тепла через многослойную плоскую пластину [5], где рассматривается стационарный режим, когда внешние условия не меняются, и процесс переноса теплоты длится достаточно долго.

В рассматриваемой задаче происходит перенос теплоты от водной массы и тепла, выделяемого при фазовом переходе: вода - лед, на границе льда с водой в атмосферу через ледовый и снежный покровы. Температура водной массы в пресноводном водоеме на границе со льдом всегда

равна 0°C, так как вода с более высокой температурой, получающая геотермальное тепло [6], имеет большую плотность и располагается глубже. Температура атмосферного воздуха в зимний период, как правило, существенно ниже 0°C. Поэтому поток тепла от водной массы в атмосферу определяется соответствующим перепадом температуры воды и воздуха. Поток тепла, выделяющегося при кристаллизации льда, зависит от скорости намерзания льда, которая, в свою очередь, зависит от многих факторов и, в первую очередь, от температуры атмосферного воздуха и распределяется между льдом и водной массой соответственно их теплопроводности. Параметризация этой составляющей являлось условием решения поставленной задачи.

По результатам наблюдения за ледовым покровом рек Сибири построено эмпирическое выражение для оценки толщины льда в зависимости от суммы среднесуточных температур [1], подобное формуле Н.Н. Зубова. Дифференциальным преобразованием этого выражения получена зависимость скорости намерзания льда (приращение толщины) и интегрального тепла фазового перехода: вода лед, от температуры воздуха [7, 8]. Для оценки распределения этого тепла между водной средой и льдом были использованы наблюдения за режимом течения равнинных рек [9]. Это дало возможность использовать известное в теплофизике решение для многослойной пластины [5] и получить сравнительно простые формулы, позволяющие оценить температуру поверхности снега и поверхности льда в зависимости от температуры воздуха для заданных толщин слоя снега и льда и их теплопроводности. Соисполнители исследований из Тайюаньского университета технологии (КНР) провели полевые измерения вертикальных профилей температуры от водной среды до атмосферы на реке Хэйлунцзян (Амур) с помощью специальной измерительной системы [10]. Сопоставление с этими результатами подтвердило адекватность развитого подхода к проблеме и полученных решений, а также позволило оценить эмпирические коэффициенты, введенные для согласования с конкретными гидрологическими и метеорологическими условиями речной акватории.

Постановка излагаемой проблемы и некоторые результаты исследования публиковались ранее [8]. В данной статье наряду с более подробным обоснованием и изложением решения большее внимание уделяется анализу физических эффектов, связанных с вариацией толщины снежного покрова и льда.

Результаты исследования рекомендуются для практического использования в льдотехнике: для оценки температуры поверхности льда под слоем снега и прогноза толщины и прочности ледового покрова по данным прогноза температуры атмосферного воздуха и ожидаемого выпадения снега.

1. Постановка задачи

Рассмотрим распространение тепла в многослойной системе: пресная вода – лед – снег – атмосфера. Предполагается, что в горизонтальной плоскости температура во всех средах неизменна, и поэтому рассматривается одномерная задача. Предполагается далее, что температура воздуха и температура в слоях снега и льда остается неизменной, то есть рассматривается квазистационарная задача. Это оправдано тем, что в условиях устойчивой зимней погоды, когда происходит постоянное намерзание льда, суточная вариация температуры воздуха происходит в относительно нешироком диапазоне.

Начало оси OZ расположено на границе раздела снег - атмосфера. В слоях льда и снега перенос тепла осуществляется молекулярной теплопроводностью. На границе снежного покрова существует термический пограничный слой, в котором происходит конвективный перенос тепла в атмосферу [11]. Аналогичный процесс - конвективный перенос тепла, связанный с течением, имеет место и в водной среде. Температура примыкающей ко льду водной массы соответствует температуре замерзания льда 0°C. Выделяющееся при кристаллизации льда тепло частично проникает в лед, а остальная часть - в водную массу [12]. Эта часть тепла поглощается водой, которая, нагреваясь, становится тяжелее и погружается. Поэтому перепад температуры между льдом и водной массой отсутствует. Постановка задачи иллюстрирована схемой на рис. 1.

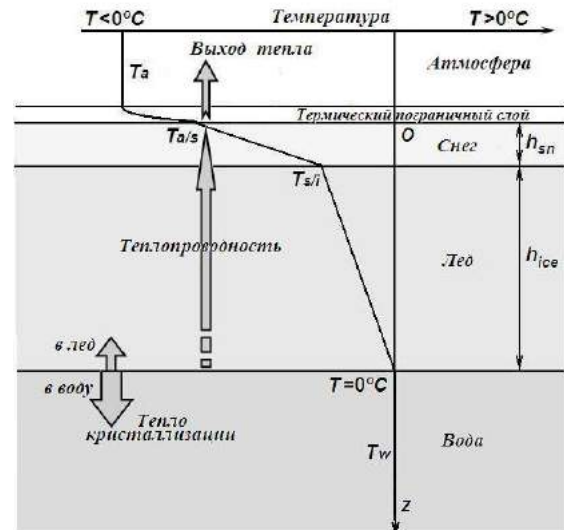


Рис. 1 Схема потока тепла и вариации температуры в воде, ледовом покрове, слое снега и в атмосфере: $T_w = 0^\circ\text{C}$ температура воды, T_a температура атмосферного воздуха h_{ice} толщина слоя льда, h_{sn} толщина слоя снега.

Удельный поток тепла из водной среды в атмосферу через систему из двух твердых: лед и снег, и газообразной (воздух) сред можно представить в виде суммы потока тепла от среды с более высокой температурой к среде с меньшей температурой (в соответствии с законом Фурье [5]) и части тепла фазового перехода: вода - лед, на границе раздела с водой. (Суммирование потоков

тепла (суперпозиция) допустима для стационарных задач теплофизики, когда все параметры задачи определены их осредненными во времени значениями [11]). Учитывая изложенное, поток тепла из водной среды в атмосферу представим следующим образом

$$q_{wa} = \frac{T_w - T_a}{R_{sum}} - \mu * F_{h0} * T_a \quad (1)$$

Здесь F_{h0} – коэффициент, определяющий зависимость потока тепла фазового перехода: вода - лед (далее для сокращения письма "тепло кристаллизации льда") от температуры воздуха, T_a - температура атмосферного воздуха (ниже 0°C), T_w - температура воды, μ - коэффициент, характеризующий долю теплоты кристаллизации льда, которая переходит в лед (остальное тепло переходит в водную среду), R_{sum} – коэффициент термического сопротивления, который определяется теплопроводностью льда λ_{ice} и снега λ_{sn} и теплоотдачей от поверхности снега в атмосферу α_{sa} , то есть

$$R_{sum} = \frac{1}{\alpha_{sa}} + \frac{h_{ice}}{\lambda_{ice}} + \frac{h_{sn}}{\lambda_{sn}} \quad (2)$$

Для упрощения записи последующих формул введем «коэффициенты теплопотока», определяемые для каждой из сред: атмосфера, снег и лед, следующим образом:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{\alpha_{sa}}, \varepsilon_{sn} = \frac{h_{sn}}{\lambda_{sn}}, \varepsilon_{ice} = \frac{h_{ice}}{\lambda_{ice}} \quad \text{и} \quad R_{sum} = \varepsilon_a + \varepsilon_{sn} + \varepsilon_{ice} \quad (3)$$

Величину коэффициента μ в формуле (1) можно оценить, исходя из предположения, что поток тепла кристаллизации между водной средой и льдом распределяется пропорционально теплопроводности этих сред: λ_{ice} и λ_w . Для льда – λ_{ice} это молекулярная теплопроводность, для водной массы λ_w – некоторая эффективная теплопроводность, определяемая интенсивностью движения (течения, турбулентность) водной массы подо льдом. В этом случае

$$\mu = \frac{\lambda_{ice}}{\lambda_w + \lambda_{ice}} \quad (4)$$

В работе [7] получена аппроксимирующая полевые наблюдения [1] эмпирическая зависимость скорости намерзания льда от температуры атмосферного воздуха и толщины льда, которая справедлива для толщин слоя снега на льду менее 0.2 м. Скорость намерзания льда - приращение его толщины в единицу времени позволяет следующим образом определить выделяющееся в результате тепло кристаллизации $Q_{fy}(h_0, T_a) = 1.66 * 10^{-4} * \gamma_{ice} * L_{ice} * (2.73 * h_0^{-0.68} - 1) * |T_a|$ (5)

В этой формуле: h_0 – толщина льда, L_{ice} – удельная теплота кристаллизации пресноводного льда, γ_{ice} – плотность льда, числовой коэффициент имеет соответствующую размерность. Это выражение позволяет параметризовать коэффициент F_{h0} в формуле (1) и произвести следующее численное моделирование процесса.

$$F_{h0} = 1.66 * 10^{-4} * \gamma_{ice} * L_{ice} * (2.73 * h_0^{-0.68} - 1) \quad (6)$$

В квазистационарной постановке проблемы, которая подразумевает осреднение во времени характеристик динамического процесса формирования поля температуры в снежно-ледяном покрове пресноводного водоема, толщину льда h_0 считаем средней и постоянной величиной. Это позволяет ввести в анализ поток тепла кристаллизации льда на границе раздела лед - вода Q_{fg} также в качестве некоторой средней и постоянной величины.

2. Взаимосвязь температур на границах слоев снега и льда с температурой атмосферного воздуха

Преобразуем формулу (1) таким образом, чтобы привести ее к обычному виду, где используется только разность температур на границах многослойной среды, то есть:

$$q_{wa} = \frac{T_w - T_{ah}}{R_{sum}} \quad (7)$$

В этой формуле использована «приведенная» температура атмосферного воздуха T_{ah} , которая связана с реальной температурой T_a следующим соотношением:

$$T_{ah} = (1 + R_{sum} * \mu * F_{h0}) * T_a \quad (8)$$

В этом случае в соответствии с известным решением [5] температура поверхности снега на границе с атмосферой (см. рис. 1) определяется следующей формулой:

$$T_{a/s} = T_{ah} + \frac{q_{wa}}{\alpha_{sa}} \quad (9)$$

Подставляя в эту формулу выражение для теплового потока (1), получим:

$$T_{a/s} = (\varepsilon_{sn} + \varepsilon_{ice}) * [R_{sum}^{-1} + \mu * F_{h0}] * T_a + \varepsilon_a * R_{sum}^{-1} * T_w \quad (10)$$

Для пресноводного водоема температура замерзания воды $T_w = 0^\circ\text{C}$, и это выражение можно значительно упростить:

$$T_{a/s} = (\varepsilon_{sn} + \varepsilon_{ice}) * [R_{sum}^{-1} + \mu * F_{h0}] * T_a \quad (10)$$

По известной температуре поверхности снега можно найти температуру $T_{s/i}$ на границе раздела со льдом, используя условие постоянства потока тепла через эти среды, то есть

$$q_{wa} = \lambda_{ice} * \frac{T_w - T_{s/i}}{h_{ice}} = \lambda_{sn} * \frac{T_{s/i} - T_{a/s}}{h_{sn}} = Const \quad (11)$$

Решая это выражение относительно $T_{s/i}$ - температуры поверхности раздела: снег – лед, и подставляя решение для температуры поверхности снега (10), с учетом того, что $T_w = 0^\circ\text{C}$ получаем:

$$T_{s/i} = \frac{\varepsilon_{ice}}{R_{sum}} * (1 + R_{sum} * \mu * F_{h0}) * T_a \quad (12)$$

Снег на поверхности льда является своего рода теплоизоляцией. Его роль можно оценить, если определить некоторую "эффективную" температуру атмосферного воздуха, при которой температура поверхности льда без слоя снега будет такой же, как при наличии снега. Очевидно, "эффективная" температура воздуха должна быть выше (учитывая знак), чем при наличии слоя снега. Обозначим эту температуру воздуха T_{ae} и определим ее по формуле (3), исключая коэффициент теплопотока снега ε_{sn} , то есть

$$T_{s/i} = \varepsilon_{ice} \left(\frac{1}{\varepsilon_a + \varepsilon_{ice}} + \mu F_{h0} \right) T_{ae} \quad (13)$$

Приравнявая полученное выражение формуле (3), находим соотношение между "реальной" T_a и "эффективной" температурой воздуха T_{ae} , которое иллюстрирует теплоизолирующий эффект снежного покрова льда

$$\delta T_{ae} = \frac{T_{ae}}{T_a} = \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_{ice}}{\varepsilon_a + \varepsilon_{sn} + \varepsilon_{ice}} \cdot \frac{1 + \mu F_{h0} (\varepsilon_a + \varepsilon_{sn} + \varepsilon_{ice})}{1 + \mu F_{h0} (\varepsilon_a + \varepsilon_{ice})} \quad (14)$$

3. Сопоставление с данными полевых измерений температуры воздуха, снега и льда

Для проверки адекватности полученных результатов теоретического анализа выполнено сопоставление расчетов по полученным формулам с материалами полевых измерений вертикального распределения температуры от воды до атмосферы на реке Хэйлунцзян (Амур) в январе 2015 года. Описание измерительных средств и методологии измерений приведено в [10]. Основой измерительной системы являлась вмороженная в лед вертикальная штанга с распределенными по ней датчиками температуры и электрофизических свойств воды, льда, снега и воздуха. Специальная система связи обеспечивала дистанционную регистрацию измеряемых параметров. Точность измерения температуры $\pm 0.01^\circ\text{C}$. Точность регистрации толщины снега и льда определяется шагом размещения датчиков 0.01 м.

На протяжении 5 дней с интервалом 8 часов проводилась регистрация вертикального распределения температуры от водной среды до атмосферы (15 профилей температуры). Границы слоев: вода – лед, лед – снег и снег – атмосфера определены по резкому изменению градиента температуры, как это показано для двух профилей температуры на Рис. 2. (Этот метод разделения слоев подобен способу, ранее применявшемуся в работе [13]). Температура на границах раздела была отнесена к температуре воздуха, и в результате получены значения относительной температуры поверхности снега и льда на границе раздела со снегом.

В свою очередь формулы для температуры поверхности снега (12) и льда (13) были преобразованы так, чтобы произвести расчет их относительных величин, следующим образом

$$\frac{T_{a/s}}{T_a} = (\varepsilon_{sn} + \varepsilon_{ice}) \left(\frac{1}{\varepsilon_a + \varepsilon_{sn} + \varepsilon_{ice}} + \mu F_{h0} \right) \quad (15)$$

$$\frac{T_{s/i}}{T_a} = \varepsilon_{ice} \left(\frac{1}{\varepsilon_a + \varepsilon_{sn} + \varepsilon_{ice}} + \mu F_{h0} \right) \quad (16)$$

Представляет также интерес следующее из этих формул соотношение температуры поверхности снега и поверхности льда, которое не зависит от температуры воздуха, а определяется соотношением толщин льда и снежного покрова и их теплопроводности

$$\frac{T_{sn}}{T_{ice}} = 1 + \frac{\lambda_{ice} h_{sn}}{\lambda_{sn} h_{ice}} \quad (17)$$

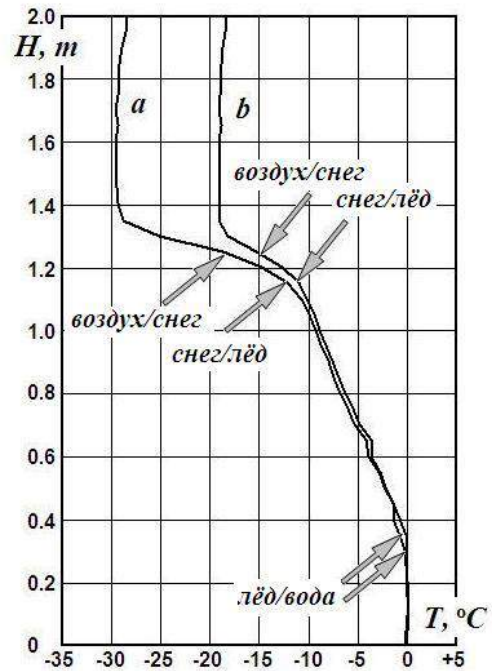


Рис.2. Зависимость относительной температуры поверхности снега от толщины льда при различных относительных толщинах слоя снега.

Для расчетов по этим формулам приняты следующие величины, входящих в них параметров [7]:

- теплопроводность льда $\lambda_{ice} = 2.1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$,
- теплопроводность сухого метелевого снега $\lambda_{sn} = 0.244 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$,
- коэффициент теплоотдачи воздух – поверхность снежного покрова $\alpha_{sa} = 6 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$,
- плотность льда $\gamma_{ice} = 900 \text{ кг}/\text{м}^3$,
- теплота фазового перехода вода – лед $L_{ice} = 335 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Значение эффективной теплопроводности водной среды $\lambda_w = 60 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ принято по данным [9] как среднее значение для равнинных рек, к какому можно отнести реку Амур.

Толщина льда в период измерений увеличилась с 0.835 м до 0.860 м, толщина слоя снега составляла 0.02 - 0.09 м.

На рис. 3 сопоставлены отношения измеренных температур на поверхности снега и льда к температуре воздуха (точки) и результаты расчета по формулам (16) и (17). В верхней части рисунка представлена вариация температуры

воздуха. Анализируя эти результаты, можно сделать вывод, что вариация отношения температур снег/воздух и лед/снег существенно меньше, чем вариация температуры воздуха в рассматриваемый период. Это можно связывать с "инерционностью" процессов переноса тепла в среде снега и льда. Среднее значение соотношения температуры снег/воздух по данным измерений $T_{sn}/T_a = 0.818$, по результатам расчета по формуле (15) $T_a/s/T_a = 0.810$. Среднее значение соотношения температуры лед/снег по данным измерений $T_{ice}/T_a = 0.525$, по результатам расчета по формуле (16) $T_{sn}/T_a = 0.534$. Измеренные величины и расчетные в достаточной степени оказались близкими.

Следует отметить, что по данным [1] соотношение температуры воздух снег составляет $T_{sn}/T_a = 0.88$ при максимальных толщинах льда на реках Обь и Иртыш, и это значение существенно выше, чем величины, полученные в измерениях на реке Амур. Это различие можно связывать с различием в толщинах слоя снега и льда на этих реках. В рассматриваемом эксперименте оно составляло $h_{sn}/h_{ice} = 0.06$.

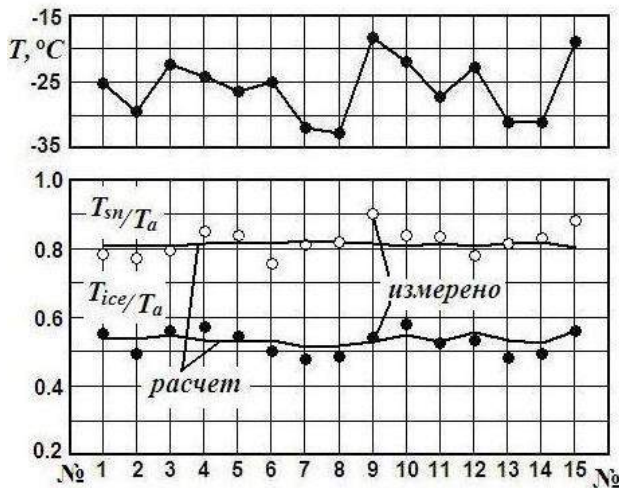


Рис. 3. Зависимость относительной температуры поверхности снега от относительных толщин слоя снега при различных толщинах льда.

4. Анализ взаимосвязи температуры поверхности льда с температурой воздуха

Для практических задач льдотехники требуются сведения о температуре поверхности льда под снежным покровом, чтобы оценить реальную прочность льда. Полученные решения (12), (13) и (14) предоставили возможность параметризовать зависимость температуры на границе раздела снег - лед от температуры атмосферного воздуха и от соотношения толщины льда и снежного покрова и выполнить анализ эффектов, связанных с вариацией толщины снега и льда.

На рис. 4 показана зависимость отношения температуры снег/воздух T_{sn}/T_a от относительной толщины снежного покрова $\delta h_{is} = h_{sn}/h_{ice}$ и толщины льда. Эти материалы показывают, что с ростом толщины льда и толщины слоя снега температура поверхности снега приближается по величине к температуре воздуха. Поэтому полученное при

моделировании данных полевых измерений соотношение температуры снег/воздух $T_{sn}/T_a = 0.818$ для $h_{sn}/h_{ice} = 0.06$ можно считать не противоречащим данным [1] $T_{sn}/T_a = 0.818$, если толщина льда более 1м, а относительная толщина снежного покрова более 10%.

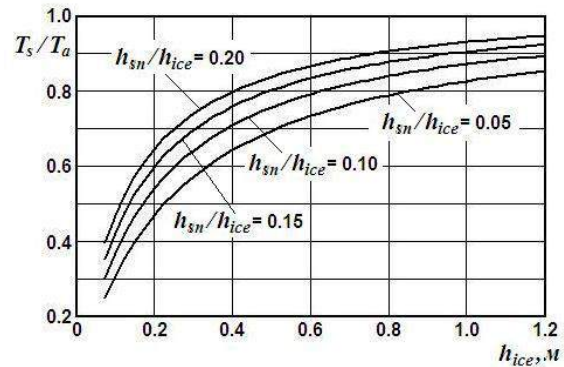


Рис. 4. Зависимость относительной температуры поверхности льда от толщины льда при различных относительных толщинах слоя снега.

На рис. 5 показаны результаты моделирования зависимости соотношения температуры лед/воздух T_{ice}/T_a в зависимости от относительной толщины слоя снега δh_{is} при различных толщинах льда. Эти материалы показывают, что с ростом толщины слоя снега его теплоизолирующие свойства увеличиваются, возрастает коэффициент термического сопротивления R_{sum} , и в результате отношение температуры поверхности льда и температуры воздуха уменьшается, то есть увеличивается разность температур воздуха и снега. Это в свою очередь ведет к замедлению процесса намерзания льда, что соответствует данным полевых наблюдений [1, 4, 14].

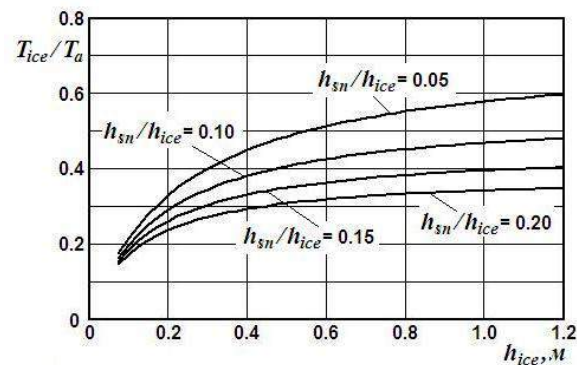


Рис. 5. Зависимость относительной температуры поверхности льда от относительной толщины слоя снега при различных толщинах льда.

Этот же эффект теплоизоляции снежного покрова иллюстрирует рис. 6, где представлена полученная моделированием зависимость соотношения температуры на границе лед/снег T_{ice}/T_{sn} (21) от относительной толщины слоя снега δh_{is} . Эти материалы указывают на представляющее практический интерес обстоятельство: с ростом толщины снежного покрова относительная температура поверхности льда уменьшается. Это

означает, что с ростом толщины слоя снега прочность ледового покрова также снижается.

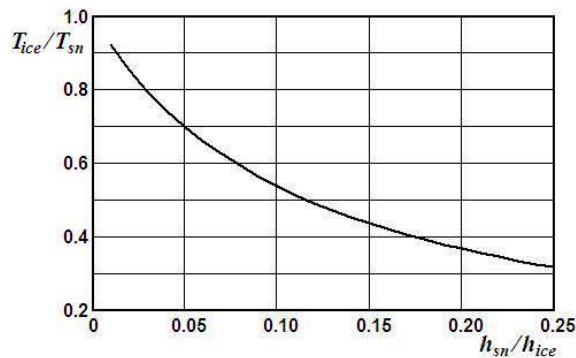


Рис. 6. Соотношение температуры поверхности льда и температуры поверхности снега для различных относительных толщин слоя снега на льду.

На рис. 7 представлены результаты расчета по формуле (14) соотношения "приведенной" и "реальной" температуры воздуха в зависимости от толщины льда и слоя снега (уплотненного ветром [13]). Эти материалы показывают, что теплоизолирующие свойства снега (снижение отношения "приведенной" и "реальной" температуры воздуха) увеличивается с ростом толщины снега, как это и должно быть, и с уменьшением толщины ледового покрова. Последний эффект можно связать с тем, что с увеличением толщины ледового покрова уменьшается перепад температуры на его границах.

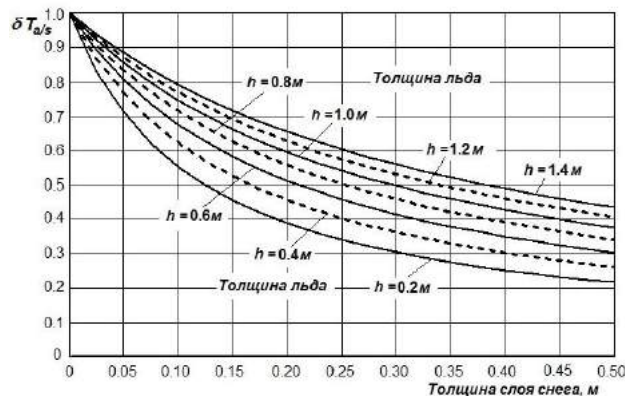


Рис. 7. Сопоставление измеренных соотношений температуры снег/атмосфера (светлые точки) и лёд/атмосфера (темные точки) с рассчитанными величинами (сплошные кривые).

Изложенные выводы получены для конкретных значений теплопроводности снега и эффективной теплопроводности водной среды, и проблема влияния вариации этих параметров на результаты анализа представляет самостоятельный интерес.

Теплопроводность снега зависит от многих факторов, среди которых наиболее критичным параметром является плотность снега. В работе [3] приведены результаты систематических исследований теплопроводности снега на поверхности льда, по которым можно заключить,

что вариация этого параметра лежит в диапазоне от $\lambda_{sn} = 0.07 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ для плотности $\gamma_{sn} = 200 \text{ кг/м}^3$ до $\lambda_{sn} = 0.430 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ для $\gamma_{sn} = 450 \text{ кг/м}^3$. В свою очередь эффективная теплопроводность водной среды может также варьировать в широких пределах в зависимости от динамики водной массы. Например, для покрытых льдом озер в [6] используется следующий диапазон: от 0.6 до 6 $\text{Вт/(м}\cdot\text{°C)}$. Для речных условий принято целесообразно оценить ее эффект в диапазоне: от 2 до 120 $\text{Вт/(м}\cdot\text{°C)}$.

Результаты оценки зависимости относительной температуры поверхности льда T_{ice}/T_a от теплопроводности снега при различных величинах эффективной теплопроводности водной среды для толщины льда $h_{ice} = 0.5 \text{ м}$ и толщины слоя снега $h_{sn} = 0.05 \text{ м}$ представлены на рис. 8. Эти материалы показывают, что роль теплопроводности снега в формировании поля температуры в ледовом покрове является превалирующей, в то время как тепло кристаллизации льда оказывает влияние на температуру льда при низких значениях эффективной теплопроводности, что может быть характерно для озер, водохранилищ или равнинных рек с низкими скоростями течения.

Поэтому учет снежного покрова при исследовании тепловых процессов в ледовом покрове является необходимым. При моделировании вариации температуры внутри ледового покрова вследствие изменения температуры атмосферного воздуха, чтобы упростить решение и исключить из анализа процессы, происходящие внутри слоя снега на поверхности льда, рекомендуется использовать соотношение (14). Это позволит существенно повысить адекватность решения в сравнении, например, с [6], где эффекты снежного покрова учитываются косвенно, то есть не рассматриваются в конкретном отношении.

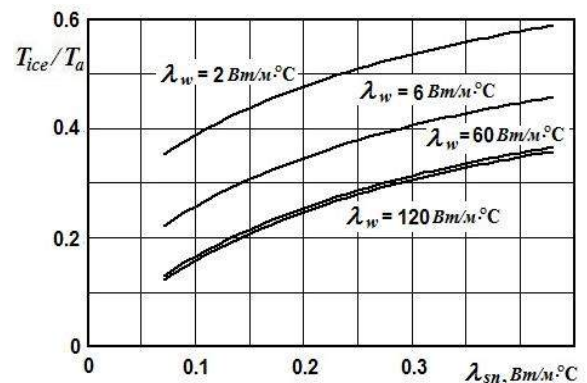


Рис. 8. Зависимость относительной температуры поверхности льда от теплопроводности снега при различных величинах эффективной теплопроводности водной среды.

Заключение

Результатом выполненного исследования являются относительно простые зависимости, позволяющие оценить температуру ледового покрова по температуре атмосферного воздуха и по данным о толщине слоя снега и ледового

покрова. Эти зависимости хорошо согласуются с материалами полевых измерений, выполненных на реке Хэйлуцзян (Амур) соучастниками исследований из Тайюаньского университета технологии (КНР). Знание температуры поверхности льда дает возможность оценить прочность ледового покрова, что представляет практический интерес в задачах льдотехники.

Выполненное моделирование на основе полученных решений дало возможность оценить теплоизолирующий эффект снежного покрова в зависимости от его толщины и толщины льда. Эти результаты способствуют более глубокому пониманию теплофизических процессов в снежном и ледовом покрове, и могут использоваться при решении практических задач.

Методология выполненного исследования может быть применена для морского ледового покрова, что позволит установить связь между температурой воздуха и реальной температурой льда. Выполненный ранее анализ позволил оценить (на основе формулы Н.Н. Зубова) зависимость теплоты, выделяющейся при образовании морского льда, от его толщины и температуры воздуха [15]. Для завершения решения требуется проведение полевых исследований структуры и температурного режима снежного и ледового покрова в реальной морской акватории, ледовом покрове и могут использоваться при моделировании этих процессов.

Благодарности.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Российским фондом фундаментальных исследований в рамках научного проекта № 15-58-53013-ГФЕН_а и Государственным фондом естественных наук Китая по контрактам № 51279122 и № 51511130042.

Presented outcomes of investigations were supported by the Russian Foundation for Basic Researches under project No 15-58-53013 ГФЕН_а and the National Natural Science Foundation of China under contracts No 51279122 and No 51511130042.

Литература

1. Hammonds K., Lieb-Lappen R., Baker I., Wang X. Investigating the thermophysical properties of the ice-snow interface under a controlled temperature and gradient. Part I: Experiments and observations. Cold Regions Science and Technology. 2015. Vol. 120. pp 157-167.
2. Lepparanta M. 2015. Freezing of Lakes and the Evolution of Their Ice Cover. Springer-Verlag, 301.
3. Qin Jianmin, Wang Lijuan, Li Xuechun, Aleshin I.V., Goncharov V.K. Realization of the Auto-Measurement of ice in riverway based on the difference of the air, ice and water. Proceedings of the 20th Symposium on Ice. 14 – 17 June 2010, Lahti, Finland, CD-ROM. Paper 068. 10 pp.
4. Vadim K. Goncharov, Ekaterina S. Zueva, Parameterization of ice cover freezing rate and crystallization heat flow on base Zubov's formula. // International Conference on Subsea Technologies, SubseaTECH2014, June 2-5, 2014, Saint-Petersburg, Russia. USB memory stick, 15 pp.
5. Vadim K. Goncharov, Natalia Yu. Edush, Ekaterina S. Zueva, Natalia Yu. Klementeva, Jianmin Qin, Liqin Cui, Li Zhang, Xiao Deng and Peng Cheng, Investigation of correlation between the temperature on air-snow and snow-ice interfaces and the atmospheric air temperature. Journal of Earth Science and Engineering, Volume 6, Number 5, May 2016, pp. 245 - 253.
6. Великанов М.А., Динамика русловых потоков. Т. 1. Структура потока. М.: Гостехиздат. 1954. 323 с. Velikanov M.A., Dynamics of channel flow. M.: Gostechizdat. 1954. 323 p.
7. Гончаров В.К., Едуш Н.Ю., Зуева Е.С., Клементьева Н.Ю., Jianmin Qin, Liqin Cui, Xiao Deng, Peng Cheng, Прогнозирование роста толщины пресноводного ледового покрова, International Conference on Naval Architecture and Ocean Engineering, NAOE2016, June 6-8, 2016, Saint-Petersburg, Russia, Collection of Papers, pp. 219 -222.
8. Донченко Р.В. Ледовый режим рек СССР. Л.: Гидрометеиздат. 1987. 242 с.
9. Доронин Ю.П., Хейсин Д.Е. Морской лёд. Л.: Гидрометеиздат. 1975. 320 с.
10. Красс М.С., Мерзликин В.Г. Радиационная теплофизика снега и льда. Л.: Гидрометеиздат. 1990. 262 с.
11. Крейт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи. М.: Мир. 1983. 512 с.
12. Кутателадзе С.С. Основы теории теп-лообмена. М.: Атомиздат. 1979. 416 с.
13. Лепихин А.П. К расчету толщины ледяного покрова на пресноводных водных объектах // Географический вестник. 2008. №1. с. 147-158.
14. Паундер Э. Физика льда. М.: Мир. 1967. 190 с.
15. Сазонов К.Е. Морская льдотехника. Учебное пособие. Изд. СПбГМТУ. 2017. 63 с.

References

1. Hammonds K., Lieb-Lappen R., Baker I., Wang X. Investigating the thermophysical properties of the ice-snow interface under a controlled temperature and gradient. Part I: Experiments and observations. Cold Regions Science and Technology. 2015. Vol. 120. pp 157-167
2. Lepparanta M. 2015. Freezing of Lakes and the Evolution of Their Ice Cover. Springer-Verlag, 301.
3. Qin Jianmin, Wang Lijuan, Li Xuechun, Aleshin I.V., Goncharov V.K. Realization of the Auto-Measurement of ice in riverway based on the difference of the air, ice and water. Proceedings of the 20th Symposium on Ice. 14 - 17 June 2010, Lahti, Finland, CD-ROM. Paper 068.10 pp.

4. Vadim K. Goncharov, Ekaterina S. Zueva, Parameterization of ice cover freezing rate and crystallization heat flow on base Zubov's formula. // International Conference on Subsea Technologies, Sub-seaTECH2014, June 2-5, 2014, Saint-Petersburg, Russia. USB memory stick, 15 pp
5. Vadim K. Goncharov, Natalia Yu. Edush, Ekaterina S. Zueva, Natalia Yu. Klementeva, Jianmin Qin, Liqin Cui, Li Zhang, Xiao Deng and Peng Cheng, Investigation of correlation between the temperature on air-snow and snow-ice interfaces and the atmospheric air temperature. Journal of Earth Science and Engineering, Volume 6, Number 5, May 2016, pp. 245 - 253.
6. Velikanov MA, Dynamics of channel flows. T. 1. The structure of the stream. M.: Gostekhizdat. 1954. 323 p. Velikanov M.A., Dynamics of channel flow. M.: Gostekhizdat. 1954. 323 p.
7. Goncharov V.K., Yedush N.Yu., Zueva E.S., Klementyeva N.Yu., Jianmin Qin, Liqin Cui, Xiao Deng, Peng Cheng, Forecasting the growth of thickness of freshwater ice cover, International Conference on Naval Architecture and Ocean Engineering, NAOE2016, June 6-8, 2016, Saint-Petersburg, Russia, Collection of Papers, pp. 219 -222.
8. Donchenko R.V. Ice regime of the rivers of the USSR. L.: Hydrometeoizdat. 1987.224 s.
9. Doronin Yu.P., Heisin D.E. Sea Ice. L.: Hydrometeoizdat, 1987. 242 p.
10. Crass M.S., Merzlikin V.G. Radiation thermophysics of snow and ice. L.: Hydrometeoizdat. 1990.262 s.
11. Kreit F., Black W. Fundamentals of heat transfer. M.: World. 1983. 512 s.
12. Kutateladze S.S. Fundamentals of heat transfer theory. M.: Atomizdat. 1979. 416 p.
13. Lepikhin A.P. To the calculation of the thickness of the ice cover in freshwater bodies // Geographical Bulletin. 2008. No. 1. from. 147-158.
14. Pounder E. Physics of ice. M.: World. 1967.190 s.
15. Sazonov K.E. Marine ice technology. Tutorial. Ed. SPbGMTU. 2017.63 s.

ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ И СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

УДК 539.3

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ДОКОВОЙ СТОЙКИ ПЛОСКОЙ ПОПЕРЕЧНОЙ ПЕРЕБОРКИ ПРИ ПОСТАНОВКЕ КОРАБЛЯ В ДОК

Вадим Анатольевич Манухин

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры строительной механики корабля
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: nikal6@mail.ru

Владимир Владимирович Попов

студент кафедры строительной механики корабля
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: v.popof@mail.ru

Аннотация

При постановке корабля в док на его поперечные переборки со стороны килевой дорожки передаются значительные реактивные усилия. Для восприятия значительной части этих реакций в конструкцию переборок вводится центральная (доковая) стойка, размеры поперечного сечения которой выбираются из условия ее прочности и устойчивости. В традиционных методах необходимая площадь поперечного сечения доковой стойки определяется без учета обшивки переборки и ближайших к диаметральной плоскости вертикальных стоек, что приводит к значительным размерам доковой стойки. Кроме того, сжимающее усилие в стойке в методах полагается линейно убывающим от максимального значения у днища до нулевого у палубы.

В данной работе численно моделируется работа доковой стойки плоской поперечной переборки корабля при его доковании с целью выяснения степени участия обшивки переборки и соседних с доковой вертикальных стоек в восприятии реакции килевой дорожки и уточнения характера распределения этой реакции по высоте доковой стойки. Показано, что сжимающие напряжения в переборке локализуются в нижней центральной ее части и распределяются между доковой стойкой, ближайшими к ней вертикальными стойками и обшивкой переборки. Отмечается, что при обеспечении устойчивости соседних с доковой вертикальных стоек эффективная площадь обшивки переборки и вертикальных стоек, воспринимающая реакцию килевой дорожки вместе с доковой стойкой, может составить более 50% от площади профиля доковой стойки. Установлено, что по высоте доковой и ближайших к ней вертикальных стоек реактивное усилие уменьшается от днища к палубе нелинейно, и это приводит к увеличению критической нагрузки стоек при прочих равных условиях.

Ключевые слова: доковая стойка, численное моделирование, эффективная площадь.

NUMERICAL SIMULATION OF THE DOCK RACK OPERATION OF A FLAT TRANSVERSE BULKHEAD WHILE DOCKING THE SHIP

Vadim A. Manukhin

PhD in Engineering Science, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Structural Ship Mechanics

St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: nikal6@mail.ru

Vladimir V. Popov

Student of the Department of Structural Mechanics of the Ship
St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: v.popof@mail.ru

Abstract

When a ship is docked, significant reactive forces are transmitted to its transverse bulkheads from the keel track. To perceive a significant part of these reactions, a central (dock) rack is introduced into the bulkhead structure, the cross-sectional dimensions of which are selected from the conditions of its strength and stability. In traditional methods, the required cross-sectional area of the dock rack is determined without taking into account the lining of the bulkhead and the vertical racks closest to the diametrical plane, which leads to significant dimensions of the dock rack. In addition, the compressive force in the rack in the methods is assumed to be linearly decreasing from the maximum value at the bottom to zero at the deck.

This paper numerically simulates the work of the dock rack of the ship's flat transverse bulkhead when docking it in order to determine the degree of participation of the lining of the bulkhead and the

vertical racks adjacent to the dock one in the perception of the reaction of the keel track and to clarify the nature of distribution of this reaction along the height of the dock rack. It was shown that compressive stresses in the bulkhead are localized in its lower central part and are distributed between the dock rack, the closest vertical racks and the bulkhead lining. It is noted that while ensuring the stability of the vertical racks adjacent to the dock, the effective area of the lining of the bulkhead and the vertical racks, perceiving the reaction of the keel track together with the dock rack, can be more than 50% of the profile area of the dock rack. It is established that the height of the dock rack and the closest vertical racks reactive force decreases from the bottom to the deck nonlinearly, and this leads to an increase in the critical load of the racks, when all other conditions being equal.

Key words: dock rack, numerical modeling, and effective area.

Введение

При проектировании плоской поперечной переборки корабля возникает необходимость выбора размеров поперечного сечения доковой стойки, воспринимающей на себя значительные осевые усилия от реакции килевой дорожки при доковании. В [2,3] показано, как может быть определено сжимающее стойку усилие. Здесь же отмечается, что с достаточной степенью точности это усилие можно считать линейно убывающим от днища до палубы. Подбор размеров стойки осуществляется по площади её поперечного сечения и моменту инерции, определяемым соответственно из условий прочности и устойчивости стойки при сжатии. Причем в [1-3] отмечается, что площадь нижнего поперечного сечения стойки в условии прочности не должна учитывать поясok обшивки переборки. В [4] показано, при каких условиях и каким образом в необходимой площади сечения доковой стойки следует учитывать площадь обшивки переборки и ближайших к доковой вертикальных стоек. Там же уточнена и обобщена формула для критического напряжения сжатой стойки при линейном убывании сжимающего усилия от днища к палубе для стойки, заделанной на днище и опертой на палубе.

В данной статье на основе численного моделирования условий работы доковой стойки в составе переборки при доковании корабля определена степень участия вертикальных стоек и обшивки переборки в восприятии реакции килевой дорожки доковой стойкой и выявлен характер распределения осевых усилий по высоте доковой и вертикальных стоек.

1. Расчетная модель переборки

Для моделирования выбрана поперечная переборка, рассмотренная в качестве примера в [4].

Характеристики корабля, геометрия и размеры переборки указаны в таблице 1 и на рис.1.

Таблица 1

Основные данные к расчетам	
Длина корпуса корабля, м	105,0
Ширина корпуса, м	13,0
Высота борта, м	8,0
Расчетное водоизмещение, т	36890
Доковый вес корабля, т	31360
Длина отсека средняя, м	13,6
Длина килевой дорожки, м	94,5

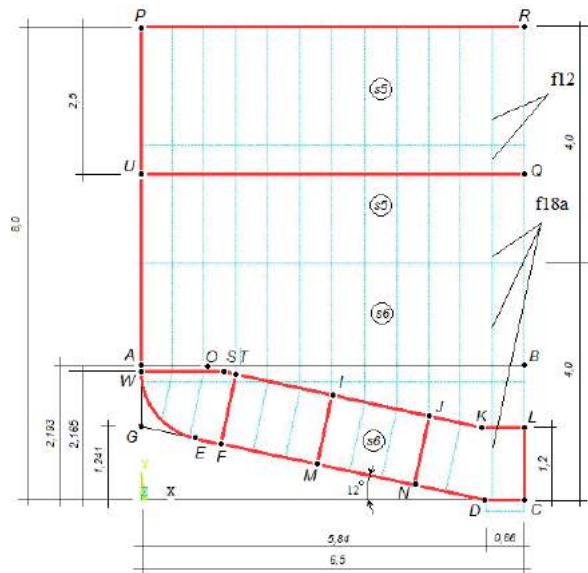


Рис. 1. Геометрия и размеры переборки, м

На рис.1 красными линиями обозначены основные продольные связи корпуса, вес и жесткость которых учтены при деформации переборки в собственной плоскости. Некоторые из этих связей моделируют дополнительный вес надстроек, устройств, систем, механизмов (далее оборудования) в пределах смежных с переборкой отсеков. Материал корпуса и переборки – сталь, профиль доковой стойки – тавр № 56б.

Для выяснения характера распределения напряжений и усилий в элементах переборки при постановке корабля в док использован МКЭ.

В конечно-элементной модели переборки учтены листы обшивки, доковая и вертикальные стойки переборки, а также пояски основных продольных связей корпуса - палуб, бортов, стрингеров, вертикального киля, горизонтального киля, днища и внутреннего дна. Для этого предварительно вычислялись веса и жесткости на растяжение-сжатие в плоскости переборки этих поясков с учетом поперечных связей (бимсы, шанпоуты и флоры). Нагружение модели осуществляется собственным весом элементов переборки и указанных поясков продольных связей корпуса, а также весом оборудования, распределенным на палубы и днище корабля. Расчетная модель включает симметричную относительно диаметральной плоскости (ДП) половину переборки.

Суммарный вес расчетной модели Q должен равняться половине реакции килевой дорожки R , передающейся на поперечную переборку. С учетом данных табл.1 получаем следующее значение

$$Q = 0,5R \cong 0,5D_K \frac{L_{\text{п}}}{L_K} = 2256\text{т}, \quad (1)$$

где D_K – доковый вес корабля; L_K – длина килевой дорожки; $L_{\text{п}}$ – средняя длина отсеков, разделяемых рассматриваемой переборкой.

Результаты вычислений весов элементов расчетной модели сведены в таблицу 2.

Таблица 2

Вес элементов расчетной модели

Вес переборки, т	33
Вес днища, т	267
Вес верхней палубы, т	146
Вес нижней палубы, т	62
Вес борта, т	79
Суммарный вес конструкций, т	588
Вес оборудования, т	1668
Общий вес, т	2256

Вес оборудования распределен на днище, верхнюю и нижнюю палубы в соотношении 6:3:1.

Конечно-элементная модель показана на рис.2. Она состоит из 17000 конечных элементов. Обшивка переборки моделируется оболочечными элементами, а стойки и пояски продольных связей – балочными.

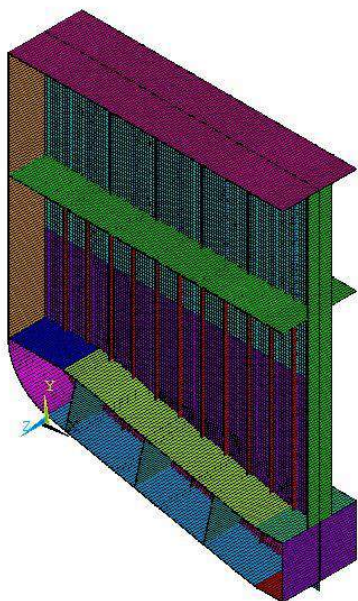


Рис. 2. Конечно-элементная модель переборки

Моделирование условий опирания переборки на килевую дорожку в данной плоской модели можно выполнить только приближенно, т.к. изгибная деформация днища здесь учтена быть не может. Поэтому будем считать стенку вертикального киля неподвижной, а горизонтальный киль в поперечном направлении опертым на упругую подушку в пределах ширины кильблоков (ширина кильблока принята равной ширине горизонтального киля). Жесткость упругой подушки выбрана условно таким образом, чтобы избежать значительной концентрации напряжений в переборке у краев кильблока. Поскольку рассматривается плоская задача, то для модели

устраняются все перемещения, выводящие переборку из собственной плоскости. В ДП задаются условия симметрии деформации.

2. Результаты расчета

Результаты вычисления нормальных напряжений σ_Y показаны на рис.3.

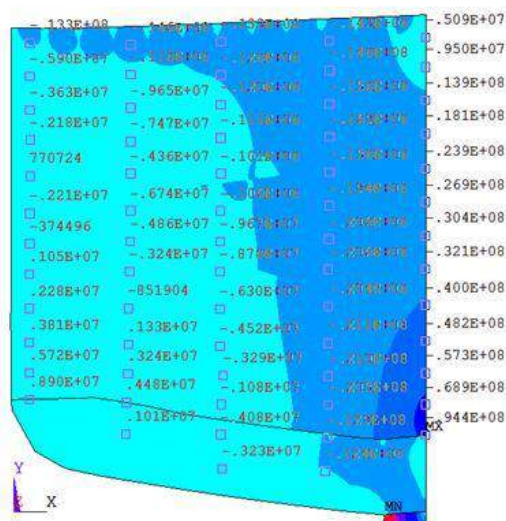


Рис. 3. Значения напряжений σ_Y , Па

Из рис.3 видно, что напряжения σ_Y концентрируются в нижней части доковой стойки в пределах ширины горизонтального киля и убывают по мере удаления от этой зоны. В эту область попадают ближайšie к ДП вертикальные стойки.

Чтобы выявить степень участия обшивки переборки в работе доковой стойки, построим по вычисленным напряжениям их эпюры в нескольких горизонтальных сечениях, а затем вычислим в каждом из них эффективную ширину пояска обшивки, который воспринимает такие же напряжения, как доковая стойка в этом же сечении. Эту эффективную ширину можно найти из условия

$$\int_0^{l_i} \sigma_Y(x, y_i) dx = a(y_i) \cdot \sigma_Y(x_{\text{ДП}}, y_i), \quad (2)$$

где i – номер сечения; l_i – длина участка; $\sigma_Y(x, y_i)$ – эпюра напряжения в обшивке; $\sigma_Y(x_{\text{ДП}}, y_i)$ – эпюра напряжения в доковой стойке; $a(y_i)$ – эффективная полуширина обшивки.

Из формулы (2) можно получить

$$a(y_i) = \frac{\int_0^{l_i} \sigma_Y(x, y_i) dx}{\sigma_Y(x_{\text{ДП}}, y_i)}. \quad (3)$$

Эпюры напряжений $\sigma_Y(x, y_i)$ в МПа и эффективной полуширины $a(y_i)$ показаны на рис.4.

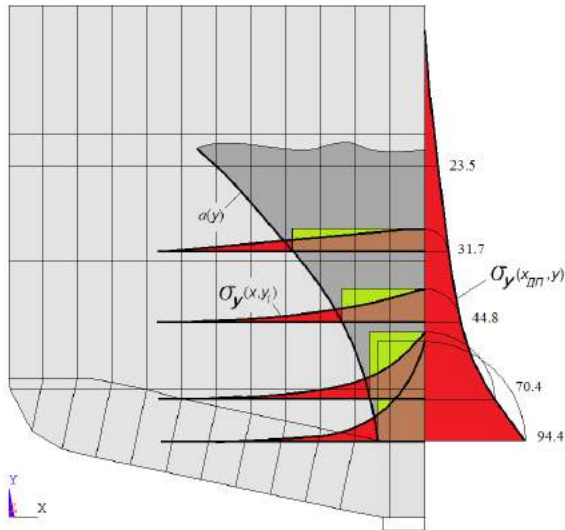


Рис. 4. Эпюры $\sigma_y(x, y_i)$ и $a(y_i)$

Из рис.4 видно, что наибольшие напряжения локализуются по высоте и ширине переборки в районе нижней части доковой стойки. По мере удаления от этого района напряжения заметно уменьшаются. Эффективная ширина обшивки, напряженной так же, как доковая стойка в данном горизонтальном сечении переборки, увеличивается по мере удаления от нижнего сечения доковой стойки. Наименьшее значение эффективной ширины немного превышает ширину горизонтального килля (ширину кильблока) равную 1,32 м и составляет 1,74 м.

На рис.5 показана эпюра осевого усилия в доковой стойке.

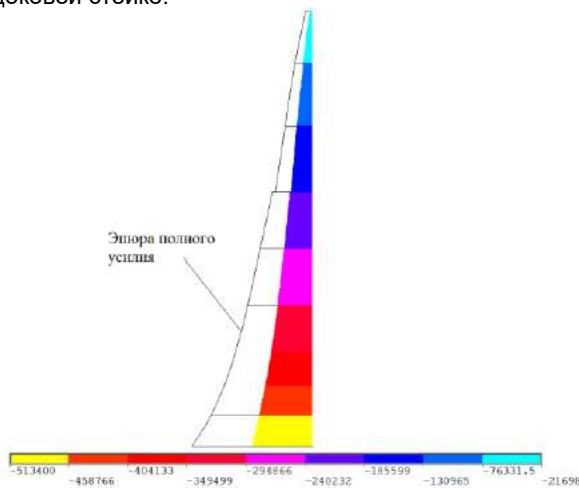


Рис. 5. Распределение $\sigma_y(x, y_i)$ и $a(y_i)$

Расчет показывает, что максимальное усилие в нижнем сечении доковой стойки составляет около 1030 кН, а в нижних сечениях 1-й и 2-й от ДП вертикальных стоек – примерно 105 кН и 70 кН соответственно, причем изменение усилия по высоте всех стоек является нелинейным. Таким образом, при обеспечении устойчивости сжатых вертикальных стоек их площадь поперечного сечения может быть включена в требуемую по

условию прочности площадь сечения доковой стойки с редуцированным коэффициентом равным

$$\phi = \frac{\sigma_{yO}}{\sigma_{yDC}} = \frac{T_O}{T_{DC}} \cdot \frac{f_{DC}}{f_O}, \quad (4)$$

где σ_{yO} , T_O - напряжение и усилие в нижнем сечении вертикальной стойки; σ_{yDC} , T_{DC} - напряжение и усилие в нижнем сечении доковой стойки; f_O - площадь профиля вертикальной стойки; f_{DC} - площадь профиля доковой стойки.

Для рассматриваемой модели переборки редуцированные коэффициенты для площадей 1-й и 2-й от ДП вертикальных стоек составляют

$$\phi_1 = \frac{105}{1030} \cdot \frac{0,015}{0,0022} = 0,70, \quad (5)$$

$$\phi_2 = \frac{70}{1030} \cdot \frac{0,015}{0,0022} = 0,45. \quad (6)$$

3. Уточнение классической методики

Как было отмечено выше, в классических методиках [1-3] в площадь поперечного сечения нижнего участка пролета доковой стойки в условии ее прочности не должны включаться площади пояса обшивки переборки и ближайших к ДП вертикальных стоек. Однако выполненный расчет показывает, что существует эффективная ширина пояса обшивки переборки, сжатого так же, как доковая стойка, и она является величиной переменной. В нижней части пролета стойки она может быть с ошибкой в безопасную сторону принята равной ширине горизонтального килля $b_{ГК}$. С учетом возможной потери устойчивости нижних листов переборки эффективная площадь присоединенного пояса обшивки для доковой стойки может быть определена по формуле

$$f_{np} = \frac{b_{ГК}}{2} (1 + \psi) t, \quad (7)$$

где t - толщина нижнего пояса переборки; ψ - редуцированный коэффициент, равный

$$\psi = \min\left(\frac{\sigma_{кр}}{\sigma_T}, 1\right), \quad (8)$$

где $\sigma_{кр}$ - критическое напряжение нижнего пояса обшивки переборки, сжатого вдоль вертикальных стоек, имеющего ширину b , равную расстоянию между стойками; σ_T - предел текучести материала обшивки.

Таким образом, необходимая площадь профиля нижней части пролета доковой стойки f_{DC} может быть вычислена по следующей формуле

$$f_{DC} = F - f_{np} - f_{BC}, \quad (9)$$

где f_{BC} - эффективная площадь сечения вертикальных стоек переборки, с ошибкой в безопасную сторону равная

$$f_{BC} = 2(\phi_1 + \phi_2) f_O \cong 2f_O; \quad (10)$$

F - площадь сечения доковой стойки, определяемая из условия ее прочности при сжатии [3]

$$F \cong \gamma \cdot \eta \frac{D_k L_\eta}{\sigma_T L_k} - \omega_o. \quad (11)$$

Кроме указанных выше обозначений в формулах (9)-(11), η - коэффициент запаса, равный 1,5–2,0; γ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения реакции кильблоков, равный 1,25–1,30; ω_o - площадь поперечного сечения стенки вертикального кила.

Если устойчивость ближайших к ДП вертикальных стоек не обеспечена, обшивку переборки и вертикальные стойки учитывать в формуле (9) не следует, приняв $f_{bc} = f_{rp} = 0$.

Условие продольной устойчивости доковой стойки имеет вид [3]

$$\sigma_e = k \frac{\pi^2 EI}{L^2 F} \geq 2,8\sigma_T, \quad (12)$$

где k - коэффициент, зависящий от закрепления концов стойки и распределения сжимающего усилия по ее длине; L - длина пролета стойки; E - модуль упругости материала; I - момент инерции площади поперечного сечения стойки с учетом пояса обшивки шириной $L/6$. Присоединенный пояс должен иметь среднюю толщину обшивки переборки и включать в себя попадающие на него вертикальные стойки, если $b \leq L/12$.

Из условия (12) можно найти I

$$I \geq \frac{2,8\sigma_T L^2 F}{k \pi^2 E}. \quad (13)$$

В работе [4] получено значение коэффициента $k = k(\alpha)$ в формулах (12) и (13) для призматической стойки с заделанным нижним и шарнирно опертым верхним концами, нагруженной усилием, линейно убывающим снизу вверх от максимального значения T до αT , где $0 \leq \alpha \leq 1$. Выполненное численное моделирование показало, что продольное усилие в доковой стойке убывает нелинейно. В связи с этим был вычислен коэффициент k при $\alpha = 0$ для случаев линейного и квадратичного закона изменения сжимающего усилия в стойке. Эти значения оказались соответственно равными 5,33 и 8,01. Следовательно, допущение в классических

методиках о линейном характере сжимающего усилия в доковой стойке приводит к ошибке в безопасную сторону. Отметим, что в классических методиках для стойки с указанными условиями закрепления при линейном убывании сжимающего усилия от максимального у дна до нулевого у палубы для коэффициента k , вместо 5,33, приводится неверное значение 10,3.

Для проверки устойчивости ближайших к ДП вертикальных стоек можно использовать формулу (12), в которой под I следует понимать момент инерции площади поперечного сечения вертикальной стойки с учетом пояса обшивки шириной $L/6$ или b в зависимости от того, что меньше, а под F - площадь профиля стойки с пояском обшивки площадью, определяемой формулой (7), в которой вместо b_{rk} следует принять b .

Заключение

Выполненное в работе численное моделирование плоского напряженного состояния поперечной переборки при постановке корабля в док позволяет сделать следующие выводы:

1. Эффективная ширина пояса обшивки переборки в нижней части пролета доковой стойки практически равна ширине горизонтального килевого кильблока;

2. Продольные усилия в доковой и вертикальных стойках переборки по высоте изменяются нелинейно, что при прочих равных условиях повышает устойчивость стоек;

3. При выполнении условия устойчивости ближайших к ДП вертикальных стоек необходимая из условия прочности площадь доковой стойки должна включать удвоенную площадь профиля вертикальных стоек и, как минимум, площадь пояса обшивки переборки шириной и толщиной соответственно равными $0,5 b_{rk}$ и t .

4. Для рассмотренной переборки эффективная площадь обшивки и вертикальных стоек, воспринимающая реакцию килевого дорожки вместе с доковой стойкой, составляет 56% от площади ее профиля даже при $\psi = 0$.

5. При выборе профиля доковой стойки условие ее прочности в сравнении с условием устойчивости является определяющим.

Литература

1. Шиманский Ю.А. Расчет прочности корпуса корабля при постановке в док и при спуске на воду. -М.: Оборонгиз, 1946, 92 с.
2. Курдюмов А.А. Прочность корабля. -Л.: Судпромгиз, 1956, 384 с.
3. Короткин Я.И. Прочность корабля. -Л.: Судостроение, 1974, 432 с.
4. Манухин В.А. О проектировании доковой стойки плоской поперечной переборки корабля. Морские интеллектуальные технологии. Т.1, № 2(40), -СПб: Моринтех, 2018, с. 53-56

References

1. Shimansky Y.A. Raschet prochnosti korpusa korablya pri postanovke v dok i pri spuske na vodu. Moskwa, Oborongiz, 1946, 92 p.
2. Kurdyumov A.A. Prochnost korablya. Leningrad, Sudpromgiz, 1956, 384 p.
3. Korotkin Y.I. Prochnost korablya. Leningrad, Sudostroenie, 1974, 432 p.
4. Manuhin V.A. O proektirovanii dokovoj stojki ploskoj poperechnoj pereborki korablya. Morskie intellektualjnye tehnologii. T.1, № 2(40), -SPb: Morinteh, 2018, p. 53-56

УДК 378:147+004.9

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГЕОМЕТРИИ ИЗМЕНЕНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПОЛОЖЕНИЯ ДВУХЗВЁННОГО ГУСЕНИЧНОГО СОСТАВА НА ПЛАВУ И ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Борис Петрович Ионов

доктор технических наук, заместитель главного инженера ПАО ЦКБ "Айсберг"
Санкт-Петербург, Васильевский Остров, Большой пр. д.36
E-mail: main@iceberg.sp.ru.

Петр Владиславович Гуров

кандидат технических наук, доцент кафедры инженерной графики
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,
Нижний Новгород, ул. Минина, 24
E-mail: ksf6@nntu.ru

Игорь Дмитриевич Краснокутский

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры аэрогидродинамики, прочности машин и сопротивления материалов

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,
Нижний Новгород, ул. Минина, 24
E-mail: Igor Krasnokutskiy <ngtu_pool@mail.ru>

Михаил Юрьевич Сандаков

кандидат технических наук, доцент кафедры инженерной графики
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
Нижний Новгород, ул. Минина, 24
E-mail: m_sandakov@mail.ru

Олег Борисович Солдаткин

кандидат технических наук, доцент кафедры атомных и тепловых станций
Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
Нижний Новгород, ул. Минина, 24
E-mail: gdanovec@yandex.ru

Аннотация

В работе изложен ход исследований физического моделирования геометрии изменения пространственного положения на плаву, при входе в воду и выхода из воды, вездеходной гусеничной двухзвенной машины. Описаны параметры модели и испытательного стенда. Проведены исследования поведения многозвенного транспортного средства со сцепным устройством, обладающем несколькими степенями свободы во время переходных режимов движения. Обоснован выбор масштаба моделирования с учётом длины чаши опытового бассейна и выполнения критерия подобия по числу Фруда. Результатом работы являются: графики кинематических параметров движения двухзвенного гусеничного состава при входе в воду и выходе из воды по наклонной плоскости берега водоёма; определению значения угла дифферента и действующей осадки в передней, средней и задней частях машины в процессе входа и выхода из воды; определены линии границ ватерлиний для оценки опасности заливания водой кабины и вентиляционных отверстий амфибии в переходных режимах движения.

Ключевые слова: вездеходная гусеничная машина, многозвенный состав, геометрия пространственного положения, физический модельный эксперимент, осадка модели, дифферент модели, кинематические параметры переходного режима движения.

MODELING OF CHANGING GEOMETRY OF SPATIAL POSITION OF TRACKED ARTICULATED AMPHIBIOUS VEHICLE IN TRANSITION MODES

Boris P. Ionov

Dr.Sci.Tech, Deputy Chief Engineer of PJSC Central Design Bureau "Iceberg"
St. Petersburg, Vasilyevsky Island, Bolshoy pr. 36
e-mail: main@iceberg.sp.ru .

Petr V. Gurov

PhD in Engineering Science, Associate Professor at the Engineering Graphics Department
Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseev
Nizhny Novgorod, st. Minina, 24
E-mail: ksf6@nntu.ru

Igor D. Krasnokutsky

PhD in Engineering Science, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Aerohydrodynamics,
Machine Strength and Material Resistance
Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseev
Nizhny Novgorod, st. Minina, 24
e-mail: Igor Krasnokutskiy <ngtu_pool@mail.ru>

Mikhail Yu. Sandakov

PhD in Engineering Science, Associate Professor at the Engineering Graphics Department
 Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseeva
 Nizhny Novgorod, st. Minina, 24
 e-mail: m_sandakov@mail.ru

Oleg B. Soldatkin

PhD in Engineering Science, Associate Professor of the Department of Nuclear and Thermal Power Plants
 Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseeva
 Nizhny Novgorod, st. Minina, 24
 E-mail: gdanovec@yandex.ru

Abstract

The work outlines the study of physical modeling of the changing geometry in spatial position afloat, when entering and emerging from water of an all-terrain tracked articulated vehicle. The parameters of the model and a test bench are described. Studies of the behavior of an articulated vehicle with a coupling device having several degrees of freedom during transitional motion modes have been carried out. The choice of the modeling scale is justified considering the length of the trial pool basin and fulfillment of the similarity criterion for the Froude number. The result of the work are: graphs of the kinematic parameters of motion of a tracked articulated vehicle when entering and emerging from water along an inclined plane of a reservoir shore; determining the value of a trim angle and the current draft in front, middle and rear parts of the vehicle during entry and emergence from the water; waterline boundary lines were determined to assess the risk of flooding the cabin and ventilation holes of amphibia in transient motion modes.

Keywords: all-terrain tracked vehicle, articulated vehicle, spatial position geometry, physical model experiment, model draft, model trim, kinematic parameters of the transitional motion mode.

Введение

В настоящее время в условиях бездорожья широко применяются многозвенные гусеничные вездеходные машины (Рис.1, Рис.2).



Рис.1. Гусеничный двухзвенный состав на плаву



Рис.2. Выход вездехода на берег

Прогнозирование параметров изменения геометрического положения звеньев вездеходного гусеничного состава на плаву и в переходных режимах при выходе на берег и входе в воду является неотъемлемой частью в начальных стадиях проектирования амфибийного транспортного средства. Данную задачу можно

решать на основе математической модели геометрического изменения пространственного положения вездеходного гусеничного состава [4] или на основе физического эксперимента. Математическое моделирование выигрывает по стоимости, основано на фундаментальных законах механики и способно охватить все эксплуатационные и аварийные режимы работы, но всегда содержит ряд упрощающих допущений, обуславливающих ошибку в определении кинематических и динамических параметров движения объекта исследования. Количественная оценка погрешности математического моделирования может быть выполнена только путём сопоставления результатов вычислений с данными физического эксперимента.

1. Задачи исследования

При проведении физического моделирования изменения геометрии пространственного положения вездеходной двухзвенной гусеничной машины с серией сцепных устройств, обладающих различными степенями свободы, при входе в воду и выходе из воды решались следующие задачи:

- определение кинематических параметров движения двухзвенного гусеничного состава при входе в воду и выходе из воды по наклонной плоскости берега водоёма;
- определение посадки звеньев в процессе входа и выхода (значения угла дифферента и значение осадки по действующие ватерлинии в передней, средней и задней частях машины);
- определение параметров посадки звеньев в зависимости от линейного перемещения при статическом входе и выходе;
- определение параметров посадки звеньев состава, в зависимости от времени при динамическом спуске с береговой черты в воду.

2. Объект исследований

Объектом для экспериментального исследования был выбран несамohодный состав, состоящий из моделей двух звеньев с двумя типами сцепных устройств:

- с 1-ой степенью свободы (СУ1);
- с 3-мя степенями свободы (СУ3).

Модель гусеничного состава выполнена в масштабе 1:4.

На выбор масштаба моделирования повлияли условия размещения экспериментального стенда с моделями в чаше опытового бассейна, определив максимально допустимые размеры модели. При этом также учитывалось, что основной смысл моделирования состоит в возможности делать заключение о характере процессов натуральных объектов по данным модельного эксперимента. В соответствии с классической теорией моделирования необходимо провести анализ критериям подобия. Вывод критериев моделирования базируется на теории подобия и размерности, из которой следует, что явления могут считаться подобными, если величины, характеризующие одно явление, могут быть получены путём умножения соответствующих величин другого явления на постоянный множитель (масштабный коэффициент). Условия динамического подобия натурального объекта и физической модели определяются рядом действующих сил. В рассматриваемом процессе определяющими являются силы тяжести и плавучести. Исследования проводились при минимальной возможной скорости движения натуре ($V_n = 0,5$ м/с). Влияние сил вязкого трения и инерционных гидродинамических сил, обусловленных не стационарностью процесса вследствие малых скоростей движения пренебрежимо мало, что является квазистационарным процессом. В этом случае определяющим является критерий гидродинамического подобия Фруда [1]:

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}} \quad (1).$$

Модели звеньев машины были изготовлены геометрически подобными натурным объектам с упрощением поверхностей. Конструкция модели каждого звена обеспечивает общую прочность и непотопляемость. Была проведена тарировка моделей, загрузка балластом до обеспечения заданной массы и координат центра тяжести. Для квазистационарного процесса, в режиме которого проводился модельный эксперимент, значение моментов инерции массы модели не учитывалось. Масса конструктивных элементов моделей определялась с помощью электронных весов. Положение центра тяжести модели (X_g, Y_g, Z_g) контролировалось статическими методами, как в режиме плавания модели, так и опираясь на ножевые опоры в воздухе.

3. Схема экспериментальной установки

Экспериментальные исследования проводились в опытовом бассейне Института транспортных систем НГТУ [2]. В чаше опытового бассейна было смонтировано спусковое устройство (см. рис.3 и рис.4), состоящее из

неподвижных спусковых рельсов и салазок, верхняя поверхность которых моделирует поверхность берега. Устройство позволяет изменять угол наклона « α » спусковых рельсов от 20° до 25° к горизонту.

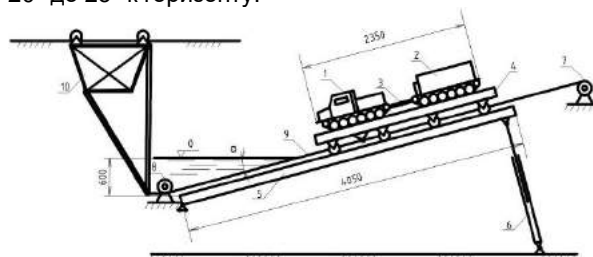


Рис.3. Схема экспериментального стенда:
 1 - первое звено гусеничного состава;
 2 – второе звено; 3 – сцепное устройство;
 4 – транспортирующая тележка (салазки); 5 – направляющие рельсы; 6 – механизм изменения угла наклона « α »; 7 – зубчатая лебедка с ручным приводом;
 8 – направляющий шкив; 9 – буксирный трос; 10 – буксировочная тележка с электромеханическим приводом



Рис.4. Модель гусеничного состава на спусковом устройстве

4. Проведение эксперимента и полученные результаты

В ходе экспериментальных исследований велось измерение кинематических параметров движения модели различными методами:

- время определялось по таймеру АЦП и видеокамеры, синхронизация таймеров велась по моменту начала движения модели состава;
- линейное перемещение модели определялось путём преобразования линейных перемещений в угловые, с последующей записью на компьютер;
- линейная скорость объекта определялась дифференцированием линейных перемещений по времени;
- дифферент, осадка и заливание определялись по положению ватерлинии с помощью фото и видеосъёмки.

Полученные в ходе эксперимента данные позволяют определить зависимость исследуемых параметров (линейные и угловые перемещения моделей) от времени. Эти зависимости позволяют в дальнейшем определить путём дифференцирования соответствующие скорости и ускорения модели, а используя методики пересчёта определить кинематические параметры геометрии изменения пространственного положения двухзвенной плавающей машины при

переходных режимах выхода на берег из воды и входе в воду.

На рис.4 и рис.5 приведены зависимости параметров движения звена 1 и звена 2 от времени для случая динамического спуска гусеничного состава в воду с СУ1.



Рис.4. Параметры движения звена 1 при динамическом спуске гусеничного состава в воду

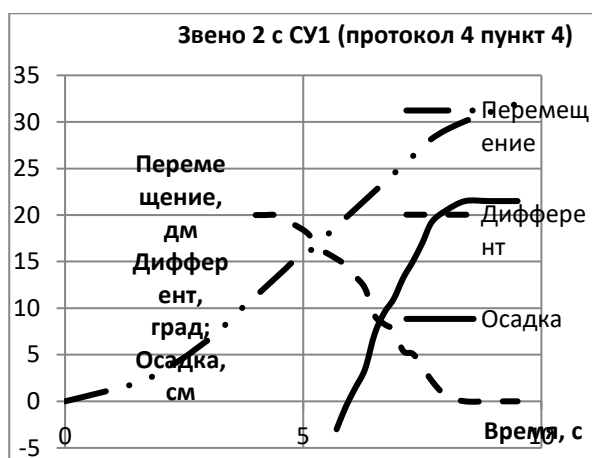


Рис.5. Параметры движения звена 2 при динамическом спуске гусеничного состава в воду

Анализируя данные эксперимента, можно сделать следующие выводы:

1. При плавании гусеничного состава на тихой воде параметры посадки звеньев гусеничного состава мало зависят от типа сцепного устройства. При переходных режимах движения экстремальные значения осадки и дифферента значительно зависят от типа сцепного устройства.

2. Наибольшая осадка зарегистрирована при спуске у звена 1 с СУ1 и при выходе у звена 2 с СУ1.

3. Увеличение скорости в исследованном диапазоне (до 0,5 м/с для модели или до 1,0 м/с для натуре) слабо влияет на параметры посадки. Тем не менее, при динамическом спуске зарегистрированы незначительные по амплитуде свободные вертикальные и килевые колебания моделей. При спуске с СУ1 свободные колебания моделей звеньев не зарегистрированы (параметры посадки в процессе динамического спуска и статического спуска полностью совпадают). В ходе эксперимента, было замечено, что при выходе на берег с уклоном 25° гусеничного состава с СУ1 имеет место заливание кормовых вентиляционных отверстий звена 2. Вентиляционные отверстия звена 1 во всех рассмотренных случаях не заливаются.

Заключение

Выполненное в опытовом бассейне НГТУ моделирование геометрии изменения пространственного положения гусеничного состава при входе в воду и выхода из воды позволило получить зависимости параметров посадки звеньев машины от перемещения и от времени. Количественные характеристики посадки определили границы смоченной поверхности (линия заливания), которые могут служить для оценки эксплуатационных возможностей гусеничного состава и для оценки адекватности (проверки) результатов математического моделирования процессов входа и выхода из воды амфибии.

Литература

1. Войткунский Я.И., Русецкий А.А., Луговский В.В., Юдин Е.Б. Справочник по теории корабля: В трех томах. Том 1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители [Текст] / Я.И.Войткунский [и др.]; отв. ред. Я.И. Войткунский. - Л.: Судостроение, 1985. -763 [5] с.; ил.; 21 см. -Библиогр.: с. 756-759. - 11000экз. - ISBN.
2. Краснокутский И.Д. Гидродинамическая лаборатория «Опытовый бассейн» НГТУ // Электронный журнал «Транспортные системы» ИТС НГТУ, №2(8), с.41-50; https://transport-systems.ru/assets/2018_02_006.pdf.
3. Степанов А.П. Конструирование и расчёт плавающих машин. - М.: Машиностроение, 1983. - 200 с., ил.
4. Ионов Б.П. [и др.]. Исследование мореходных качеств плавающей гусеничной машины средствами компьютерной графики / Б.П.Ионов, М.Л.Мухина, М.Ю.Сандаков, И.Ю.Скобелева / Морские интеллектуальные технологии. №3 (45), Т.2, 2019. - СПб., 2019

References

1. Voitkunsky Y.I., Rusetskiy A.A., Lugovsky V.V., Yudin E.B. Handbook on ship theory: In three volumes. Volume 1. Hydromechanics. Resistance to ship movement. Ship 's propulsors [Text]/J.I.Voitkun [etc.]; отв. Ed. Y.I. Voitkun. - L.: Shipbuilding, 1985. -763 [5] p.; silt.; 21 cm - Bibliogr.: p. 756-759. - 11000ec. - ISBN.
2. Krasnokut I.D. Hydrodynamic Laboratory "Experimental Basin" NGTU//Electronic journal "Transport Systems" ITS NGTU, № 2 (8), p.41-50; https://transport-systems.ru/assets/2018_02_006.pdf.
3. Stepanov A.P. Design and Calculation of Floating Machines. - Moscow: Mechanical Engineering, 1983. -200 p., il.
4. B.P. Ions [at all]. Research of sea-moving qualities of floating caterpillar machine by means of computer graphics/B.P.Ionov, M.L.Mukhina, M.Y.Sandakov, I.Y.Skobeleva / Marine intelligent technologies. № 3 (T.2), 45, 2019. - Spb., 2019

УДК 532.582.5

ПОЛУЭМПИРИЧЕСКИЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОФИЛЕЙ

Алексей Юрьевич Яковлев

доктор технических наук, доцент,
заведующий кафедрой Гидроаэромеханики и морской акустики,
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: kgm@smtu.ru

Тхант Зин

аспирант кафедры Гидроаэромеханики и морской акустики,
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: kgm@smtu.ru

Аннотация

В практике проектирования широко применяются методы оценки характеристик гидродинамических профилей. В частности, они используются при разработке судовых движителей. Для получения таких оценок в отечественной практике популярны поправки на вязкость и форму профиля, основанные на обтекании плоской пластины. В работе представлен альтернативный метод, включающий расчет обтекания профиля в идеальной жидкости с помощью метода граничных интегральных уравнений и вычисление характеристик пограничного слоя на основе интегральных соотношений. В рамках расчета определяется распределение давления на поверхности профиля, изменение толщины потери импульса вдоль профиля с учетом ламинарно-турбулентного перехода. Расчет сопротивления основан на применении формулы Сквайра-Юнга. Расчеты, проведенные для большого числа профилей, имеющих различную форму, толщину и кривизну, в широком диапазоне чисел Рейнольдса, показали хорошую точность данного метода. Продемонстрировано существенное повышение точности расчетных оценок по сравнению с использованием поправок на вязкость.

Ключевые слова: гидродинамический профиль, сопротивление, подъемная сила, угол атаки, численный метод, пограничный слой, ламинарно-турбулентный переход, число Рейнольдса.

NUMERICAL-EMPIRICAL EVALUATION METHOD OF HYDROFOIL SECTIONS CHARACTERISTICS

Aleksey Yakovlev

assistant professor, Dr. Tech. Sc.,
Head of Hydrodynamic and marine acoustic department
State marine technical university of St.Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: kgm@smtu.ru

Thant Zin

Postgraduate student of Hydrodynamic and marine acoustic department
State marine technical university of St.Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: kgm@ksrc.ru

Abstract

The evaluation methods of hydrofoil sections characteristics are widely used in the design practice. In particular, such estimates are used in the development of marine propulsion. Viscosity and shape correction coefficients of a flow around flat plate are used to obtain such estimates in domestic practice. The paper presents a method for determining the lift and drag coefficients of the foil sections. The method based on the calculation of the inviscid flow by boundary integral equations method. Calculation of the boundary layer characteristics based on integral relations. The calculation determines the pressure distribution on the section surface, the change in the thickness of the pulse loss along the section, taking into account the laminar-turbulent transition. The resistance calculation is based on the Squire-young formula. Calculations carried out for a large number of foil sections having different shapes, thickness and curvature in a wide range of Reynolds numbers. The calculation results showed good accuracy of this method. A significant increase in the accuracy compared with the viscose correction methodology was demonstrated.

Key words: hydrodynamic profile, resistance, lifting force, angle of attack, numerical method, boundary layer, laminar-turbulent transition, Reynolds number.

Введение

Определение характеристик профиля гидродинамических характеристик задачи гидромеханики. Ее решение находит применение при проектировании лопастных систем движителей и турбин, оценке характеристик судовых рулей, систем подводных крыльев и крыльев экранопланов. Одним из вариантов использования является учет масштабного эффекта на основе простых математических моделей, отражающих ключевые особенности физических явлений [1].

Задача обтекания плоского профиля практически всегда представляет собой упрощение исходной трехмерной задачи. Подобные задачи широко решаются с использованием CFD-пакетов [2]. Однако, такие расчеты требуют определенных временных затрат, в то время как в упрощенной постановке допустимо применение быстродействующих полуэмпирических расчетных методов. Одним из наиболее известных подобных методов является метод Эпплера [3]. В отечественном судостроении, в качестве альтернативы этому методу, были разработаны специальные поправки для учета вязкости при расчетах ГВ [4]. Они нашли широкое применение в расчетной практике [5]. Эти поправки так же используются при расчете сопротивления насадок [6] и РК [7]. К сожалению данный подход не лишен недостатков.

В настоящее время возможно использовать, без существенных временных затрат, более совершенную расчетную схему. Таким образом, целью данной работы является: создание нового полуэмпирического метода оценки гидродинамических характеристик профилей с учетом вязкости на докритических углах атаки.

1. Состояние проблемы и постановка задачи

В принятом на практике методе [5] поправки вводятся при вычислении подъемной силы и сопротивления. Подъемная сила в этом случае определяется как

$$C_L = 2\pi(\alpha + 2\kappa\delta_C) \quad (1)$$

где α – угол атаки профиля, δ_C – максимальная кривизна (стрелка прогиба) профиля, отнесенная к длине его хорды.

Как видно, в рамках данного метода расчет профиля не производится, а поправки вводятся для пересчета характеристик пластины под углом атаки. Здесь вязкость жидкости учитывается при определении наклона кривой подъемной силы

(НКПС) $\frac{dC_L}{d\alpha}$ и угла нулевой подъемной силы

(НПС) α_0 , путем введения поправочных коэффициентов μ и κ .

Эти коэффициенты определяются с помощью аппроксимационных зависимостей [4], полученных для профилей с распределением нагрузки типа NACA a=0.8 и толщины типа NACA-66:

$$\mu = (1 + 0.87 \cdot \delta) \cdot \left[1 - e^{-0.0691 + 12.46 \cdot \delta - 0.1855 \cdot \ln Re_S} \right]$$

$$\kappa = 1.015 \left[1 + \frac{\delta(\delta - 0.05)}{(0.04664 \ln Re - 0.4378)^2} \right] \quad (2)$$

где $Re = \frac{V_0 \cdot C}{\nu}$, ν – коэффициент вязкости воды, C

– длина хорды профиля, δ – максимальная толщина профиля, отнесенная к длине его хорды, V_0 – скорость потока, натекающего на профиль.

Кроме того в [4] представлено выражение для коэффициента обратного качества того же профиля, которое позволяет получить выражение для коэффициента сопротивления:

$$C_D = \frac{0,05808(1 + 2,3\delta)}{Re^{0,1458}} \quad (3)$$

На практике обычно допускается, что расчет коэффициентов сил, действующих на профиле, можно осуществлять с использованием формул (1), (2) и (3) вне зависимости от формы профиля и режима его обтекания. Однако в действительности область применения этих поправок имеет ограниченный диапазон применимости [4]:

$$0 \leq \delta \leq 0.10, \quad 0 \leq \delta_C \leq 0.03, \quad -0.1 \leq C_L \leq 0.3, \quad Re \geq 10^5 \quad (4)$$

Далее будет показано, что выход за эти ограничения и изменение формы профиля могут приводить к существенным ошибкам.

Предлагаемый новый полуэмпирический метод основан на другом подходе. Его принципиальными особенностями являются:

- Использование результатов расчета профиля в идеальной жидкости с помощью метода [8] или ему подобного
- Определение характеристик пограничного слоя на профиле на основе интегральных соотношений [9]
- Установление полуэмпирических выражений и констант на основе известных экспериментальных данных

2. Метод расчета характеристик профиля

Одним из наиболее быстрых и одновременно точных расчетных методов гидромеханики являются методы ВЕМ. В данном случае для расчета обтекания профилей используется вихревой вариант метода [8].

Расчет с помощью метода ВЕМ позволяет получить распределение скорости V и коэффициента давления на поверхности гидродинамического профиля. Для расчета характеристик профиля в зависимости от угла атаки в идеальной жидкости достаточно иметь решения задачи его обтекания для двух углов атаки. Характеристики профиля при других углах атаки в этом случае определяются путем линейной комбинации полученных решений.

Для оценки характеристик пограничного слоя в данной работе используются соотношения выведенные в [9]. В дальнейших расчетах полагаем, что входящий в них параметр $m=6$ [10]. Тогда из соотношений [9] следуют выражения

толщины потери импульса δ_0^{**} на участках ламинарного:

$$\delta_L^{**} = \frac{0,67}{\sqrt{Re}} \frac{|\bar{V}_t|^{0,507}}{|\bar{V}|^{3,180}} \cdot \sqrt{\int_0^{S_t} |\bar{V}|^{4,35} dS} \quad (5)$$

и турбулентного ПС:

$$\delta_T^{**} = \frac{0,01529}{\sqrt{Re}} \frac{1}{|\bar{V}|^{3,04}} \cdot \left(\int_{S_t}^{S_0} |\bar{V}|^{3,545} dS \right)^{\frac{6}{7}} \quad (6)$$

где S – координата, отсчитываемая вдоль поверхности профиля от передней критической точки, а индексами обозначены значения: t - в точке ламинарно-турбулентного перехода, 0 – на выходящей кромке.

Зная δ_0^{**} , с помощью формулы Сквайра-Юнга [9], можно определить коэффициент сопротивления профиля [11]:

$$C_D = 1,34 \sqrt{\frac{|\bar{V}_t|}{Re} \int_0^{S_t} |\bar{V}|^{4,35} dS} + \frac{0,0306}{\sqrt{Re}} \left(\int_{S_t}^{S_1} |\bar{V}|^{3,545} dS \right)^{\frac{6}{7}} \quad (7)$$

Для определения S_t , в качестве условия ламинарно-турбулентного перехода, согласно [9], принимаем критерий Эпплера (с учетом модификации введенной в [11])

$$\ln(Re_t^{**}) = 18,4 \cdot H_{32} - 21,74 - 0,36 \cdot \rho - \varepsilon^* \quad (8)$$

где $Re_t^{**} = \frac{V_t \cdot C \cdot \delta_t^{**}}{\nu}$, ρ – шероховатость поверхности профиля, ε^* - параметр, учитывающий характеристики турбулентности потока, H_{32} – формпараметр, определяемый [11], как:

$$H_{32} = 1,595 - 50 \cdot f_L + 2 \cdot 10^4 \cdot (f_L - 0,0008)^2 \quad (9)$$

где $f_L = 1,34 \cdot \sqrt{\frac{|\bar{V}|}{Re}} \cdot \frac{\bar{s}}{\int_0^{\bar{s}} |\bar{V}|^{4,35} dS}$.

Кроме того, при определении момента ламинарно-турбулентного перехода используется гипотеза [11], согласно которой вводится эмпирический параметр, определяющий в каком случае происходит отрыв ламинарного пограничного слоя с его турбулентизацией и присоединением к поверхности профиля.

Коэффициент подъемной силы одиночного профиля, в докритическом диапазоне углов атаки с высокой степенью точности можно считать линейной функцией от угла атаки. Это позволяет использовать для его оценки результаты расчета в идеальной жидкости. Для учета влияния вязкости и турбулентности потока осуществляется корректировка угла атаки. Тогда подъемная сила определится следующим образом

$$C_L = \left(\frac{dC_Y}{d\alpha} \right)_I \cdot [\alpha - \Delta\alpha - \alpha_{0I}] \quad (10)$$

где $(dC_L/d\alpha)_I$ - наклон кривой подъемной силы в идеальной жидкости, α_{0I} - угол нулевой подъемной силы по данным расчета в идеальной жидкости,

$\Delta\alpha = \Delta\alpha(\alpha, Re)$ - поправка на вязкость, зависящая от угла атаки профиля α и числа Рейнольдса Re .

Будем считать, что влияние вязкости на подъемную силу проявляется за счет смещения задней критической точки на профиле в следствие роста толщины вытеснения пограничного слоя. Эти изменения можно интерпретировать как изменения угла атаки профиля. В первом приближении можно полагать, что новая критическая точка будет лежать на засасывающей поверхности контура, образованного толщиной вытеснения. В этом случае изменение угла атаки можно считать равным

$$\Delta\alpha = \frac{13}{11} \cdot \delta_0^{**} \quad (11)$$

где δ_0^{**} определяется согласно (5), (6) на засасывающей поверхности.

Таким образом, поправка на вязкость $\Delta\alpha$, в отличие от метода [4], определяется на основе расчета пограничного слоя и для каждого профиля и режима его обтекания является уникальной.

3. Примеры расчета характеристик различных профилей

В качестве тестовых примеров были рассмотрены профили различных семейств НАСА. Сопоставление расчета и эксперимента проводилось для докритических углов атаки в широком диапазоне чисел Рейнольдса.

На рис. 1 представлено сопоставление расчетных и экспериментальных [12] распределений давления по поверхности профиля. На их основе можно констатировать хорошую точность расчета, что позволяет в дальнейшем успешно выполнять оценки пограничного слоя.

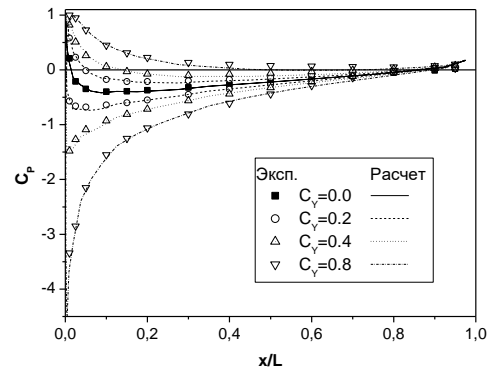


Рис. 1. Сопоставление расчетных и экспериментальных [12] распределений давления на профиле НАСА0012 при разных нагрузках.

На рис. 2 – 9 представлены сопоставления расчетов по представленному методу и по методу [4] с экспериментальными данными [13] для различных профилей НАСА. Для сопоставления выбраны следующие характеристики: НКПС, коэффициент сопротивления при нулевом угле атаки C_{D0} и угол НПС α_0 .

Сопоставление показало, что представленный метод дает существенно лучшую оценку НКПС и угла НПС по сравнению с методом поправок на вязкость [4]. Снижение точность метода [4] объясняется выходом за пределы диапазона его применимости (4). Для тонких и малоискривленных

профилей, удовлетворяющих ограничениям (4) метод [4] обеспечивает хорошую точность.

Для коэффициента сопротивления при нулевом угле атаки оба расчетных метода дают близкие с экспериментом результаты в случае симметричных профилей. При увеличении кривизны профилей точность представленного метода остается хорошей, а точность метода [4] снижается, что объясняется выходом за пределы условий (4).

Зависимость расчетных характеристик профиля от числа Рейнольдса была рассмотрена в [11]. В этой работе была продемонстрирована точность разработанного метода расчета сопротивления профиля при различных числах Рейнольдса и углах атаки профиля.

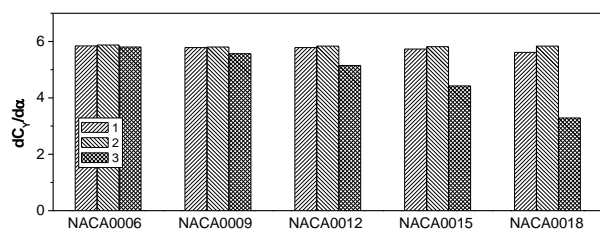


Рис. 2. НКПС для профилей NACA00XX.

1 – эксперимент [13], 2 – расчет по представленному методу, 3 – расчет по методу [4].

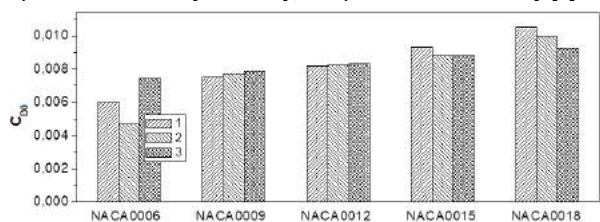


Рис. 3. Коэффициент сопротивления C_{D0} для профилей NACA00XX. Обозначения как на рис. 2.

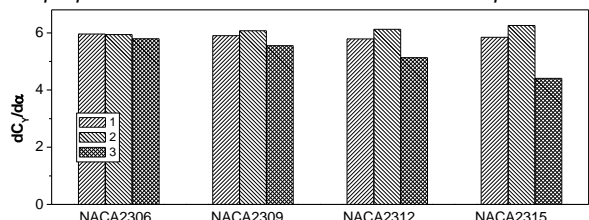


Рис. 4. НКПС для профилей NACA23XX. Обозначения как на рис. 2.

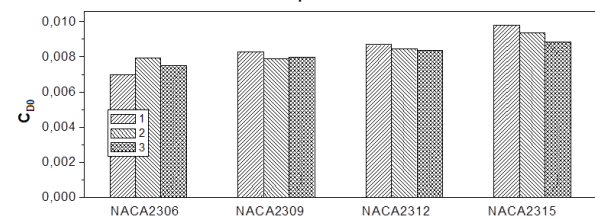


Рис. 5. Коэффициент сопротивления C_{D0} для профилей NACA23XX. Обозначения как на рис. 2.

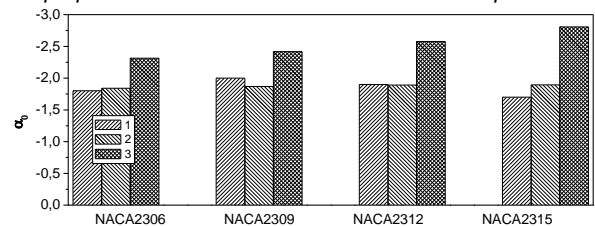


Рис. 6. Угол НПС для профилей NACA23XX. Обозначения как на рис. 2.

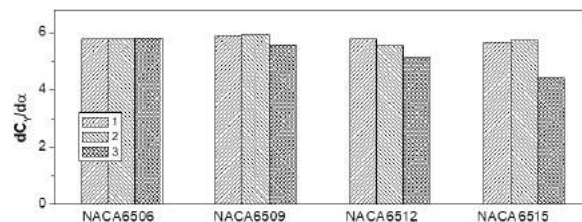


Рис. 7. НКПС для профилей NACA65XX. Обозначения как на рис. 2.

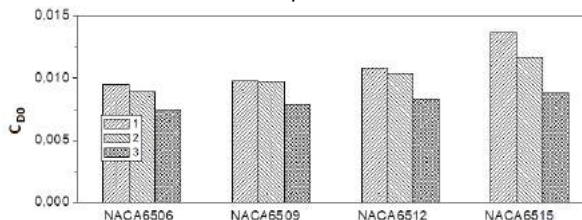


Рис. 8. Коэффициент сопротивления C_{D0} для профилей NACA65XX. Обозначения как на рис. 2.

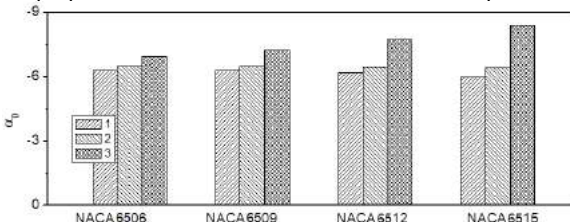


Рис. 9. Угол НПС для профилей NACA65XX. Обозначения как на рис. 2.

Заключение

Подводя итог можно констатировать следующее:

Разработан новый полуэмпирический метод определения характеристик профиля при докритических углах атаки. Метод основан на расчете профилей в невязкой жидкости, определении характеристик пограничного слоя на поверхности профиля, с учетом ряда эмпирических поправок, полученных на основе сопоставления с экспериментальными данными.

По сравнению с используемой в отечественной практике методикой введения поправок на вязкость [4] (так называемых поправок В.Г. Мишкевича) новый метод обладает следующими преимуществами:

- Применим для произвольного типа профиля, имеющего произвольную толщину и кривизну
- Дает достоверную оценку подъемной силы и сопротивления профиля вплоть до критических углов атаки

Разработанный метод может быть использован при расчетах судовых движителей различных типов, а так же для учета масштабного эффекта.

Литература

1. Quereda R., Soriano C., Perez-Sobrino M., Gonzalez-Adalid J., Moran A., Gennaro G. Scale effects in open water test results for performance prediction of conventional and unconventional propellers // Publication of Instituto Nacional de Tecnica Aeroespacial, CEHIPAR, El Pardo, Publ. num. 215, p. 36, Madrid, Abril 2016.
2. Али Рами, Тряскин Н.В. Влияние параметров турбулентности на характеристики переходного режима течения при обтекании профиля NACA0012, Морские интеллектуальные технологии, 3(45), т. 2, 2019, с. 39 – 44.
3. Eppler R., A computer program for the design and analysis of low-speed airfoils, NASA report No. TM-80210, Aug. 1980.
4. Mishkevich V. Scale and Roughness Effects in Ship Performance from the Designer's Viewpoint // Marine Technology, vol.32, No.2, April 1995, pp.126-131.
5. Справочник по теории корабля: в трех томах. Т. 1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители. / под ред. Я.И. Войткунского. Л.: Судостроение, 1985.
6. Marinich N.V., Yakovlev A.Y., Ovchinnikov N.A., Veikonheimo T. Multicomponent design of rotor-stator-nozzle (RSN) propulsor on azipods // VII International Conference on Computational Methods in Marine Engineering MARINE 2017, Nantes, France, May15–17, 2017, pp. 496 - 507.
7. Яковлев А.Ю. Метод расчета гидродинамических характеристик осевых рабочих колес, Морские интеллектуальные технологии, 3(45), т. 2, 2019, с. 25 – 30.
8. Амромин Э.Л., Васильев А.В. К расчетам потенциального обтекания плоского профиля вихревым методом // Вопросы судостроения, Серия Проектирование судов, вып. 23, 1980
9. Елизаров А. М., Ильинский Н. Б., Поташев А. В. Обратные краевые задачи аэрогидродинамики. - М.: Наука. Издательская фирма "Физико-математическая литература", 1994.
10. Яковлев А.Ю., Орлов О.П., Ачкинадзе А.Ш., Бородай И.К., Родионов А.А. Модификация метода учета вязкости среды при оценке сопротивления гидродинамического профиля // Труды Крыловского ГИЦ, №386(4), 2018, с. 56 - 61.
11. Яковлев А.Ю., Тхант Зин Расчетно-эмпирический метод оценки сопротивления гидродинамических профилей в широком диапазоне чисел Рейнольдса, Морские интеллектуальные технологии, 2(44), т. 1, 2019, с. 21 – 25
12. Ушаков Б.А., Красильщиков П.П., Волков А.К., Гржегоржевский А.Н. Атлас аэродинамических характеристик профилей крыльев // Издание БНК НКАП при ЦАГИ, 1944.
13. Jacobs E.N., Ward K.E., Pinkerton R.M. The characteristics of 78 related airfoil sections from tests in the variable-density wind tunnel, National advisory committee for aeronautics, Report No. 460, 1935.

References

1. Quereda R., Soriano C., Perez-Sobrino M., Gonzalez-Adalid J., Moran A., Gennaro G. Scale effects in open water test results for performance prediction of conventional and unconventional propellers // Publication of Instituto Nacional de Tecnica Aeroespacial, CEHIPAR, El Pardo, Publ. num. 215, p. 36, Madrid, Abril 2016.
2. Ali Ramy, Tryaskin N.V. (2019) Vlijaniye parametrov turbulentnosti na kharakteristicy perehodnogo rezima techeniya pri obtakanii profilya NACA0012 [Turbulent parameters influence on the transition mode characteristics for flow around NACA0012 section], Marine intellectual technology, 3(45), vol.2, pp. 39 – 44.
3. Eppler R., A computer program for the design and analysis of low-speed airfoils, NASA report No. TM-80210, Aug. 1980.
4. Mishkevich V. Scale and Roughness Effects in Ship Performance from the Designer's Viewpoint // Marine Technology, vol.32, No.2, April 1995, pp.126-131.
5. Vojtkunsky Ya. I. (1985) Spravochnik po teorijy korablya [Handbook on the marine engineering], vol. 3, Leningrad, Sudostrojenije.
6. Marinich N.V., Yakovlev A.Y., Ovchinnikov N.A., Veikonheimo T. Multicomponent design of rotor-stator-nozzle (RSN) propulsor on azipods // VII International Conference on Computational Methods in Marine Engineering MARINE 2017, Nantes, France, May15–17, 2017, pp. 496 - 507.
7. Yakovlev A. Yu. (2019) Metod rascheta gidrodinamicheskikh kharakteristik osevih rabochoyh koljos [Calculation method of axial impeller hydrodynamic characteristics], Marine intellectual technology, 3(45), vol.2, pp. 25 – 30.
8. Amromin E.L., Vasilyev A.V. (1980) K raschetam potentsialnogo obtakaniya ploskogo profilya vihrevim metodom [Calculations of the potential flow around the flat wing section by the vortex method], Shipbuilding questions, ser. Ship design, v. 23.
9. Elizarov A.M., Ilyinskiy N.B., Potashev A.V. (1994) Obratniye kraeviyе zadachi aerogidrodinamici [Inverse boundary value problems of Aerohydrodynamics], Moscow, "Nauka", "Physic&Mathematic literature".
10. Yakovlev A.Yu., Orlov O.P., Achkinadze A.Sh., Boroday I.K., Rodionov A.A. (2018) Modifikatsiya metoda ucheta вязкости среды при оtсенке soprotivleniya gidrodinamicheskogo profilya [Modification of the viscosity accounting method for the evaluation of hydrodynamic section drag], Transactions of the KSRC, 386(4), pp. 56 - 61.
11. Yakovlev A. Yu., Thant Zin Raschetno-empiricheskiy metod otsenky soprotivleniya gidrodinamicheskikh profiley v shirokom diapazone chisel Reynoldsa [Numerical-empirical evaluation method of hydrofoil sections drag in wide range of reynolds number], Marine intellectual technology, 2(44), vol.1, pp. 21 – 25.
12. Ushakov B.A., Krasilschikov P.P., Volkov A.K., Grzegordzevsky A.N. (1944) Atlas aerodinamicheskikh haracteristic profiley kriljev [Atlas of wing profiles aerodynamic characteristics], BNK NKAP on TSAGI.
13. Jacobs E.N., Ward K.E., Pinkerton R.M. The characteristics of 78 related airfoil sections from tests in the variable-density wind tunnel, National advisory committee for aeronautics, Report No. 460, 1935.

УДК 539.4

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РАЗРУШЕНИЯ ЛЬДА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДОЛОГИИ СЦЕПЛЯЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Владимир Александрович Коршунов

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

Роман Сергеевич Мудрик

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

Дмитрий Александрович Пономарев

кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры строительной механики корабля
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: dmitriy.smtu@gmail.com

Александр Александрович Родионов

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

Аннотация

В настоящей работе рассматривается использование методологии сцепляющих элементов для численного моделирования деформирования и разрушения ледовых образований. Выполнено численное моделирование изгиба консольного прямоугольного ледового образца. С помощью разработанных моделей исследован процесс трещинообразования и деформирования образцов. Выполнена оценка применимости параметров материала при варьировании длины образца с сохранением характерного размера конечного элемента. В работе рассмотрено определение интегральных характеристик для задания адекватной жесткости и массы модели. Реализовано численное моделирование испытания прочности цилиндрического образца бразильским методом. Полученные характеристики материала для консольных образцов и откалиброванные параметры численной модели позволили получить корректную картинку протекающего процесса деформирования. Рассмотрено влияние численного демпфирования, а также эффекта «песочных часов» на напряженно-деформированное состояние. Полученные в работе результаты продемонстрировали возможности предлагаемых численных моделей для исследования процессов разрушения ледовых образований.

Ключевые слова: ледовый образец, сцепляющие элементы, метод конечных элементов, разрушение, бразильский метод, эффект песочных часов.

SIMULATION OF ICE CRUSHING PROCESSES WITH COHESIVE ELEMENTS METHODOLOGY

Vladimir A. Korshunov

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

Roman S. Mudrik

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

Dmitry A. Ponomarev

Ph.D. in Technology, senior lecturer of department of ship mechanics
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: dmitriy.smtu@gmail.com

Alexander A. Rodionov

Dr.Sci.Tech, professor, head of department of ship mechanics
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Abstract

In this paper the use of the methodology of the cohesive elements for the numerical simulation of the deformation and destruction of ice formations is discussed. A numerical simulations of the bending of a cantilevered rectangular ice sample are performed. Using developed models, the process of cracking and deformation of samples are studied. An assessment of the applicability of the material parameters by varying the length of the ice sample while maintaining the characteristic size of the finite element is performed. The definition of integral characteristics for specifying adequate stiffness and mass of the model is considered. The numerical simulation of testing the strength of a cylindrical specimen by tensile splitting test is implemented. The obtained characteristics of the material for cantilever samples and the calibrated parameters of the numerical model made it possible to obtain a correct picture of the ongoing deformation process. The influence of numerical damping, as well as the effect of the hourglass on the stress-strain state, is considered. The results obtained in the work demonstrated the capabilities of the proposed numerical models for studying the processes of destruction of ice formations.

Keywords: ice sample, cohesive elements, finite element method, failure, Brazilian test, hourglass effect.

Введение

Суда и морские сооружения, предназначенные для работы в акваториях замерзающих морей, подвергаются воздействию ледовых нагрузок, величина которых зависит от многих факторов: геометрических параметров ледовых образований, кинематических параметров движения, физико-механических свойств и состояния льда, условий контакта конструкции с ледовыми объектами и т.п. Сложность учета перечисленных особенностей является основной причиной отсутствия в настоящее время решений, позволяющих с необходимой точностью прогнозировать ледовые нагрузки.

В настоящее время определение ледовых нагрузок базируется главным образом на эмпирических формулах [1-3]. Они используются для определения верхних пределов глобальных нагрузок, и не позволяют оценить все многообразие локальных нагрузок.

В свою очередь использование численного моделирования расширяет возможности оценки нагрузок и анализа процессов, протекающих при взаимодействии льда и конструкций. В частности, метод конечных элементов позволяет моделировать и конструкцию, и лед как нелинейно деформируемые и разрушаемые объекты. И, таким образом, обещает повысить точность прогнозирования локальных ледовых нагрузок для проектирования конструкций с заданными параметрами надежности.

Существующие численные модели метода конечных элементов достаточно уверенно описывают поведения деформируемых и разрушаемых конструкций [4], чего нельзя сказать про модели поведения ледового образования, которое при взаимодействии с корпусом всегда разрушается, а зачастую и меняет свое фазовое состояние [5]. До настоящего времени нет устоявшейся модели льда, которая могла бы охватить весь процесс его взаимодействия с конструкцией. Процессы разрушения в численных моделях реализуются часто путем удаления объемных элементов, например, [6]. А удаление элементов из зоны сжатия льда искажает пятно контакта и приводит к некорректной оценке ледовых нагрузок. Численная модель должна сохранять объем ледового образования и учитывать произвольный путь разрушения,

откалывание обломков и перенос их массы по контактной поверхности. Этим требованиям отвечает методология сцепляющих элементов (cohesive methodology), которую некоторые авторы пытаются использовать для моделирования хрупкого разрушения льда [7-10]. Ограниченность такого подхода связана с подбором большого количества параметров модели используемого материала. Необходимо отметить, что с точки зрения физико-механических процессов для льда в пределах актуальных для кораблестроения инженерных приложений характерны особые деформационные механизмы. При малых уровнях действующих напряжений (менее определенного порогового значения) плотность мобильных дислокаций оказывается постоянной, при этом интенсивность порождения дислокаций и их аннигиляции оказывается одинаковой, что сохраняет обратимость деформаций на макроскопическом уровне. Соответствующие величины относительных деформаций в таком случае пропорциональны действующим напряжениям, однако характер изменения деформаций во времени имеет выраженную зависимость от истории деформирования. По указанным признакам такие деформации можно классифицировать как вязкоупругие.

При более высоких уровнях напряжений плотность дислокаций начинает расти, что приводит к накоплению микрповреждений и появлению необратимых нелинейных деформаций на макроскопическом уровне. Тем не менее, поскольку характер накопления повреждения связан с динамикой движения дислокаций, характер деформирования также имеет выраженную зависимость от истории деформирования. Такие деформации можно идентифицировать как вязкопластические [11].

Реологическая модель, явным образом учитывающая плотность дислокаций, ориентацию кристаллов льда по отношению к направлению нагружения, зависимость динамики дислокаций от температуры, демонстрирующая согласованность с экспериментальными данными в широком диапазоне скоростей нагружения и температур, представлена в [12]. Однако, несмотря на высокую эффе́ктивность и относительную универсальность данной реологической модели, стоит отметить технические сложности в ее реализации в рамках существующих конечно-элементных программных

продуктов для численного решения задач взаимодействия ледяных полей с инженерными сооружениями с высоким числом степеней свободы.

Вместе с этим в настоящее время наиболее распространённый подход к моделированию реологии льда заключается в использовании моделей пластичности на основе, например, моделей Мизеса, Друкера-Прагера, Tsai-Wu и другие [13-16]. В подавляющем большинстве случаев все эти модели не учитывают зависимость деформаций от истории нагружения посредством включения в уравнения времени или скорости изменения деформаций или напряжений, что не отражает реальных деформационных механизмов, происходящих во льду. Более того, как показано в [17], не учёт хотя бы вязкоупругих деформаций меняет механику трещинообразования при применении сцепляющих элементов и отражается на расчетном уровне критических напряжений и устойчивости процесса роста трещины. Тем не менее, в силу простоты реализации методологии сцепляющих элементов в рамках существующих конечно-элементных программных комплексов, ее использование может быть оправдано для получения оценочных результатов с последующей верификацией на базе экспериментальных исследований. Значительное большинство данных получено в экспериментах по сжатию [18]. Однако разрушение обычно не инициируется при чистом сжатии. Скорее, трещины образуются в результате растягивающих и сдвиговых напряжений, которые могут возникать из-за глобального напряжения сжатия [19]. Поэтому перед анализом сложного процесса разрушения, численные модели должны быть проверены по формам растяжения и сдвига. Для таких напряженных состояний текущими вариантами экспериментальной проверки являются, в основном, испытания на одноосное растяжение и изгиб [20-22]. Другие эксперименты с двухосными напряженными состояниями, такие как испытания прочность при раскалывании, выполняются редко. Недостатками методологии сцепляющих элементов являются различные известные численные проблемы [23, 24]. В работе рассматриваются такие аспекты, как жесткость сцепляющего элемента, усилие необходимое для раскрытия трещины, и процесс повреждения, с учетом размера элемента и физических ограничений. Для верификации используются экспериментальные данные по изгибу консольной балки, вырезанной в ледяном поле [22]. Определение прочности при одноосном растяжении встречает ряд затруднений, поэтому прочность может определяться косвенными методами. Так для материалов горных пород применяются испытания прочности при раскалывании («бразильский» метод) [25]. Тем не менее этот метод является общим для характеристики хрупких материалов, к которым можно отнести и лед. Таким образом, основное внимание уделяется моделированию поведения льда при хрупком разрушении. Предполагается, что такого рода поведение также будет

реализовываться при взаимодействии корпуса судна со льдом.

1. Характеристики сцепляющих элементов

Методология сцепляющих элементов (МСЭ) была первоначально предложена в 1960-х годах, [26, 27]. Подробное описание МСП дано в [28]

Применение сцепляющих элементов в расчетных моделях МКЭ существенно расширяет возможности метода. Специальные сцепляющие элементы (cohesive elements) малой толщины располагаются между смежными конечными элементами среды. Как для конечных элементов среды, так и для сцепляющих конечных элементов задаются свои модели поведения материала.

Сцепляющие элементы используются для описания процессов в зоне развития трещины. Распространение трещин может происходить исключительно по сцепляющим элементам, т.е. вдоль границ конечных элементов среды. Усилие сцепления является задаваемой функцией смещения между поверхностями раскрытия трещины. При достижении смещения в сцепляющем элементе некоторого критического значения, этот сцепляющий элемент исключается. Максимальное усилие, критическое перемещение и энергия разрушения являются параметрами модели материала.

Можно использовать различные формы задаваемой функции смещения и тем самым моделировать разнообразные типы разрушения от вязкого до хрупкого.

В настоящей работе используется билинейный закон связи усилия и перемещения с учетом повреждений, поскольку предполагается, что лед ведет себя хрупко и вся неупругая деформация является раскрытием граней трещин. В программном комплексе LS-Dyna используется модель сцепляющего материала (MAT_138), которая учитывает первую и вторую формы разрушения (нормальный отрыв и сдвиг), рисунок 1. Иницирование трещины прогнозируется с использованием критерия квадратичного отказа [29]:

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{T}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{xz}}{S}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{yz}}{S}\right)^2} = 1; \quad \sigma_z > 0 \quad (1)$$

$$\sqrt{\left(\frac{\tau_{xz}}{S}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{yz}}{S}\right)^2} = 1; \quad \sigma_z < 0 \quad (2)$$

где σ и τ - нормальные и касательные напряжения соответственно, а T и S - максимальные усилия, которые элемент может выдержать без повреждений. Распространение трещины вычисляется через взаимодействие скоростей выделения энергии:

$$\left(\frac{G_I}{G_{Ic}}\right)^\alpha + \left(\frac{G_{II}}{G_{IIc}}\right)^\alpha = 1 \quad (3)$$

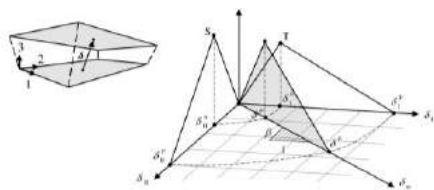


Рис. 1 Закон связи усилия и перемещения для модели материала MAT_138 [30]

Использование сцепляющих элементов добавляет ряд вопросов, связанных с интегральными характеристиками всей модели. Так, в предположении, что толщина сцепляющего элемента равна нулю, приводит к нулевому объему, что не позволяет выполнять численное интегрирование. В связи с этим в LS-Dyna для выполнения интегрирования в точках Гаусса принимается толщина равной единице размерности длины. В данной работе рассматривается система СИ, поэтому толщина составляет один метр. Данный факт приводит к необходимости корректировки плотности сцепляющих элементов, чтобы сохранить соответствие массы расчетной модели и ледового образования.

Общая масса m модели со сцепляющими элементами определяется как сумма массы объемных элементов среды m_s и сцепляющих элементов m_{czm}

$$m = m_s + m_{czm} \quad (4)$$

Исходя из требуемой массы ледового образования, необходимо уменьшить массу твердого элемента и соответствующим образом скорректировать массу сцепляющего элемента. Для произвольного размера гексагональных элементов скорректированные плотность может быть представлена как

$$\rho_s = \rho \cdot (1 - f_m) \quad (5)$$

$$\rho_{czm} = 2f_m \frac{\rho \cdot \prod_{i=1}^3 L_i^s}{\left[\sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 (L_i^s L_j^s) - \sum_{i=1}^3 L_i^s L_i^s \right] \cdot t_{czm}} \quad (6)$$

где ρ - плотность льда, L_i^s - вектор размеров объемного элемента (индексы 1, 2, 3 соответствуют декартовым координатам x, y, z) $f_m = \frac{m_{czm}}{m}$. В работе [29] рекомендуется значение $f_m = 0.5$

Использование сцепляющих элементов нулевой толщины с билинейной задаваемой функцией смещения вводит искусственную податливость в численную модель. Простое решение этой проблемы сводится к использованию высокой начальной жесткости сцепляющих элементов. Этот подход ограничен, поскольку шаг по времени контролируется модулем упругости материала.

Для определения корректных модулей упругости объемных и сцепляющих элементов, может быть рассмотрена эквивалентная система пружин с жесткостями k_s и k_{czm} . Данные жесткости определяются исходя из модулей упругости и размеров элемента. Тогда можно получить следующие зависимости для скорректированных модулей упругости:

$$E_s = E \cdot \left(1 - \frac{1}{f_k} \right)^{-1} \quad (7)$$

$$E_{czm} = \frac{3f_k \cdot E \cdot t_{czm}}{\sum_{i=1}^3 L_i^s} \quad (8)$$

где E - модуль упругости льда, $f_k = \frac{k_{czm}}{k_s}$.

Увеличение жесткости объемного элемента является зависимостью от коэффициента жесткости f_k , которое необходимо для компенсации искусственной податливости. Чтобы ограничить необходимое увеличение жесткости объемных элементов, рекомендуется значение $f_k = 10$ [29].

2. Моделирование разрушения ледового образца при изгибе

Для демонстрации принципиальной работоспособности описанного в разделе 1 подхода с использованием сцепляющих элементов, а также определения параметров материала модели, выполнено численное моделирование изгиба консольного прямоугольного образца. Все необходимые данные для численных моделей взяты из работы [22]. Для скорости выделения энергии принято значение 4 Дж/м². Ввиду отсутствия данных для второй формы разрушения полагалось, что все характеристики сцепляющих элементов первой и второй формы одинаковые. Более высокие значения скорости выделения энергии приводят к моделированию вязкого разрушения. Для объемных элементов льда принималась упругая модель материала.

Рассматривались три образца с различными модулями упругости, размерами поперечных сечений и длиной. Геометрические размеры образцов, а также исходные и скорректированные физико-механические характеристики при размере элемента 90-100 мм приведены в таблице 1 и 2 соответственно.

Таблица 1

Геометрические характеристики образцов

Наименование	Образец 1	Образец 2	Образец 3
Длина, L	3.70 м	2.95 м	3.49 м
Высота, h	0.65 м	0.57 м	0.68 м
Ширина, b	0.65 м	0.58 м	0.65 м

Таблица 2

Физико-механические характеристики льда

Наименование	Образец 1	Образец 2	Образец 3
Модуль упругости льда, E	1.77 ГПа	1.60 ГПа	1.57 ГПа
Модуль упругости E_s	1.90 ГПа	1.74 ГПа	1.74 ГПа
Модуль упругости E_{czm}	177 ГПа	162 ГПа	162 ГПа
Коэф. Пуассона, ν	0.33	0.33	0.33
Плотность льда, ρ	900 кг/м ³	900 кг/м ³	900 кг/м ³
Плотность льда, ρ_s	450 кг/м ³	450 кг/м ³	450 кг/м ³
Плотность льда, ρ_{czm}	14.08 кг/м ³	14.66 кг/м ³	14.60 кг/м ³
Скорость выделения энергии, $G_{IC} = G_{IIC}$	4 Дж/м ²	4 Дж/м ²	4 Дж/м ²
Усилие на нормальный отрыв, T	220 кПа	400 кПа	220 кПа
Усилие на сдвиг, S	220 кПа	400 кПа	220 кПа

Значения предельных усилий на отрыв по первой и второй форме заранее неизвестны и откалиброваны для конкретного образца по экспериментальным данным.

Конечно-элементная модель образца 1 показана на рисунке 2. Так как путь предполагаемой трещины для данных условий закреплений и нагружения предсказуем, используются восьмиузловые объемные (solid) конечные элементы гексаэдральной формы.

Нагружение всех образцов осуществляется с помощью цилиндрического индентора, размещенного на свободном конце. Корневое сечение модели жестко закреплено. Скорость перемещения индентора равна 1 мм/с.

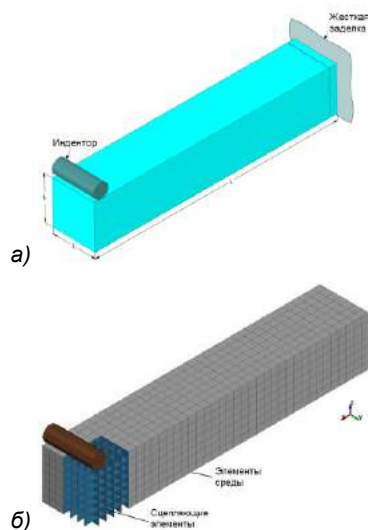


Рис. 2 Геометрическая (а) и конечно-элементная (б) модель образца 1, часть элементов среды не показана

Для моделирования взаимодействия льда и индентора используется контакт типа *CONTACT_ERODING_SINGLE_SURFACE. Данный тип контакта позволяет моделировать контактное взаимодействие в процессе

нагружения, а также после полного и/или частичного разрушения. Во избежание проникновения элементов среды после исключения сцепляющих элементов контактный алгоритм строится на основе сегментов. Набор сегментов состоит из всех сплошных граней образца. Для получения стабильного поведения контакта были выбраны дополнительные опции, учитывающие разницу жесткости контактирующих тел. Постоянный коэффициент трения для контакта лед - лед был принят 0,10, а для контакта лед-индентор, принят 0,03.

Результат моделирования представлен на примере образца 1. В процессе нагружения максимальные напряжения действуют в корневом сечении консоли. При достижении действующих напряжений и деформаций предельных значений, происходит инициализация трещины и рост вертикальной трещины, что выражается исключением из модели сцепляющих элементов. Для образцов 2 и 3 наблюдается похожая картина деформирования и образования трещины. Процесс роста трещины в районе корневого сечения образца показан на рисунке 3.

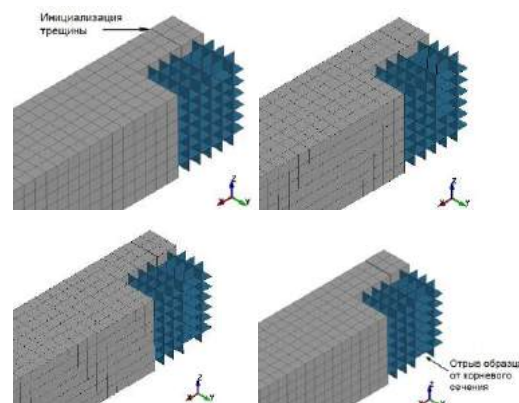


Рис. 3 Процесс роста трещины в районе корневого сечения образца 1, часть элементов среды не показана

На рисунке 4 показано напряженно-деформированное состояние образца перед инициализацией трещины.

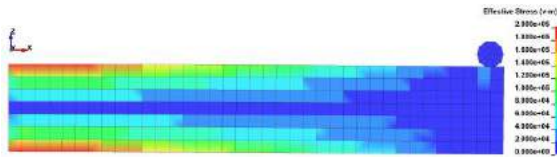


Рис. 4 Напряженно-деформированное состояние образца 1 в полях эквивалентных напряжений

На рисунке 5 представлены графики изменения контактного усилия от перемещения индентора для всех трех образцов. Моделирование соответствует силовой кривой эксперимента для образца 1 [22].

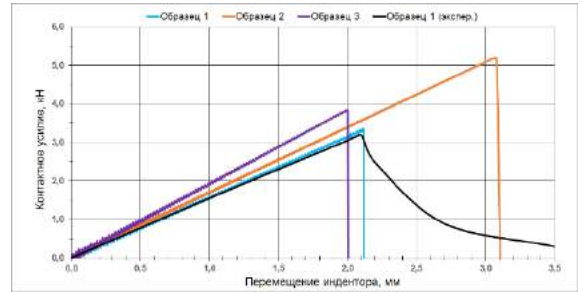


Рис. 5 Зависимость контактного усилия от перемещения индентора: экспериментальная кривая для образца 1 и кривые для трех образцов, полученные в результате численного моделирования

Исходя из технической теории изгиба балок, нормальные напряжения в корневом сечении образца вычисляются по известной формуле

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot P \cdot L}{b \cdot h^2} \quad (9)$$

Значения пределов прочности на изгиб и максимальных усилий представлены в таблице 3.

Таблица 3

Пределы прочности на изгиб и максимальных усилий

Наименование	Максимальное усилие на инденторе, Pmax	Предел прочности на изгиб (МКЭ), σ_f	Предел прочности на изгиб (эксперимент), σ_f^{exp}	Разница между МКЭ и эксп. данными
Образец 1	3.322 кН	261 кПа	252 кПа	4%
Образец 2	5.168 кН	469 кПа	415 кПа	12%
Образец 3	3.827 кН	271 кПа	271 кПа	0%

Рассмотрено влияние плотности конечно-элементной сетки на контактное усилие и, соответственно, на пределы прочности образцов. Так на рисунке 6 представлены графики зависимости контактного усилия от перемещения индентора для разной плотности сетки – для характерного размера элементов 50, 75 и 100мм – на примере образца 1.

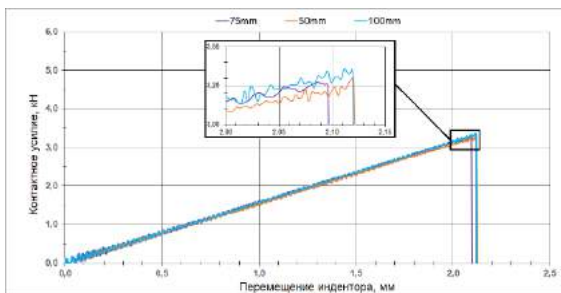


Рис. 6 Зависимость контактного усилия от перемещения индентора для разного характерного размера конечных элементов.

Как видно из полученных результатов, уменьшение характерного размера элемента приводит к снижению контактного усилия примерно на 15%, по сравнению с исходным.

Выполнена оценка применимости параметров материала при варьировании длины образца с сохранением характерного размера элемента. Полученные результаты представлены в таблице 4.

Увеличение длины образцов в два раза приводит к закономерному снижению максимального усилия на инденторе, при этом изменение предела прочности составляет около 2-5%, по сравнению с исходной длиной. Таким образом откалиброванные параметры материала позволяют корректно моделировать напряженно-деформированное состояние в рамках принятых допущений, плотности конечно-элементной сетки и условий нагружения.

Таблица 4

Оценка влияния длины образца на предел прочности

Наименование		Максимальное усилие на инденторе, P _{max}	Предел прочности на изгиб, σ _f	Δσ _f
Образец 1	L=3.70м	3.32 кН	261 кПа	4,9%
	L=7.40м	1.58 кН	248 кПа	
Образец 2	L=2.95м	5.17 кН	469 кПа	3,2%
	L=5.90м	2.46 кН	454 кПа	
Образец 3	L=3.49м	3.82 кН	271 кПа	1,9%
	L=6.90м	1.85 кН	266 кПа	

3. Моделирование бразильского метода разрушения ледового образца

Оценка возможности использования полученных при испытаниях на изгиб параметров сцепляющих элементов для иных видов разрушения выполнялась на примере бразильского метода испытания цилиндрического образца. Этот метод предложен в 1947 г. бразильским инженером Ф. Карнейро [25] и является косвенным методом определения параметров сопротивления хрупкого или сыпучего материала растяжению. Прочность материала на растяжение определяется из испытания цилиндрического образца на сжатие в диаметральной плоскости равномерно распределенной вдоль образующей нагрузкой, передаваемой ребром треугольной призмы. При этом раскалывание образца от растяжения происходит вдоль направления сжимающих сил от поперечных напряжений растяжения. Такие испытания в научных публикациях получили наименование бразильского теста или бразильского метода и рекомендуется в качестве единого стандартного метода для определения прочности пород на одноосное сжатие (рисунок 7-а). Размеры образца приняты равными $L = d = 50$ мм. Расчетная модель показана на рисунке 7-б. Характеристики материала приняты такие же, как и для образца 1, таблица 2.

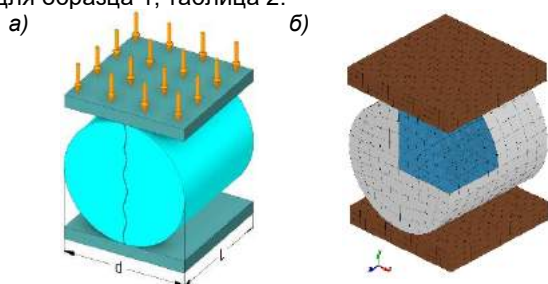


Рис. 7 а) Схема нагружения образца; б) конечно-элементная модель (часть элементов среды не показана) при испытании прочности «бразильским» методом

Для моделирования сжимающих пластин использовались объемные конечные элементы с абсолютно жесткой моделью материала. Нижняя опорная пластина полностью закреплена. Для верхней пластины задавалось вертикальное перемещение с постоянной скоростью 1 мм/с. Все параметры контактного взаимодействия

аналогичны описанным в разделе 2 для моделирования изгиба консольных образцов.

При явном моделировании возникает проблема учета демпфирования для снижения колебательных возмущений после разрушения и удаления конечных элементов из модели. Здесь внутреннее демпфирование учитывалось по методу Релея, для которого матрица сопротивления формируется как:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K], \tag{11}$$

где $[M]$ - матрица масс; $[K]$ - матрица жесткости; α и β - коэффициенты демпфирования.

Массовое демпфирование α в LS-DYNA предназначено для снижения низкочастотных форм и форм твердого тела. Коэффициент демпфирования критической массы составляет $4 \frac{\pi}{T}$, где T - период формы, на которую нацелено демпфирование (обычно это самая низкая частота (основная) форма). Период определялся из анализа собственных значений и оценивался по результатам незатухающего анализа переходных процессов. В расчете приняты значения $\alpha = 1375$ и $\beta = 1$.

В результате расчетного исследования получены параметры напряженно-деформированного состояния модели образца, изменяющиеся во времени. На рисунке 8 представлены формы разрушения образца с учетом и без учета численного демпфирования. Зарождение трещины происходит в локальной зоне контакта жестких пластин и образца. По мере роста перемещений индентора трещина пробегает от верхней (подвижной) пластины к нижней в связи с возрастанием нормальных растягивающих напряжений σ_x .

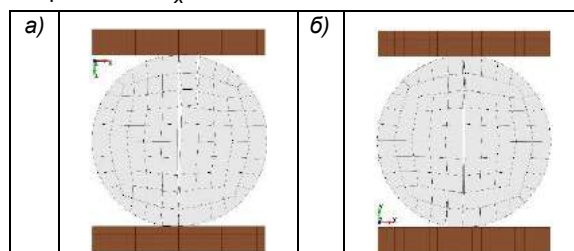


Рис. 8 Форма разрушения образца для материала mat138: а) с учетом демпфирования; б) без учета демпфирования

На рисунке 9 показаны графики изменения контактного усилия в зависимости от перемещения индентора. При перемещении индентора равным 0.021 мм наблюдается резкое падение напряжения без учета демпфирования. Данное явление связано с численной осцилляцией напряжений по всей модели, что приводит к локальным разрушениям в районе контакта и, соответственно, к падению интегральной нагрузки и напряжений. Тем не менее, максимальные напряжения в образце до полного разрушения составили примерно 190 кПа.

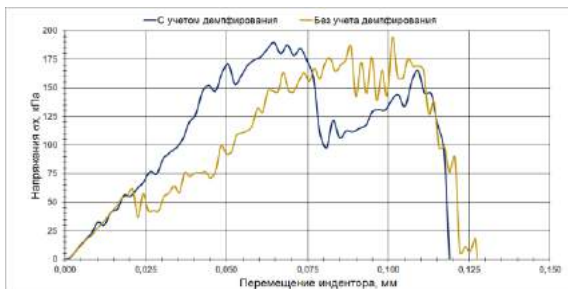


Рис. 9 Зависимость нормальных напряжений σ_x в центре образца от перемещения индентора

Распределение нормальных напряжений σ_x вдоль диаметра, параллельного оси OX показано на рисунке 10. По оси абсцисс откладывается отношение координаты X к диаметру образца. Максимальные напряжения действуют в центре образца и убывают к периферии. Образец в данном сечении находится в состоянии чистого растяжения. На рисунке 11 представлено распределение нормальных напряжений σ_x вдоль диаметра, параллельного оси OY . Здесь также по оси абсцисс откладывается отношение координаты Y к диаметру образца. В сечениях близких к зоне контакта с жесткими пластинами образец находится в состоянии сжатия, по мере удаления от контактной зоны напряжения меняют знак и в широкой области действуют растягивающие напряжения. Полученные растягивающие напряжения и приводят к росту трещины и полному разрушению образца.

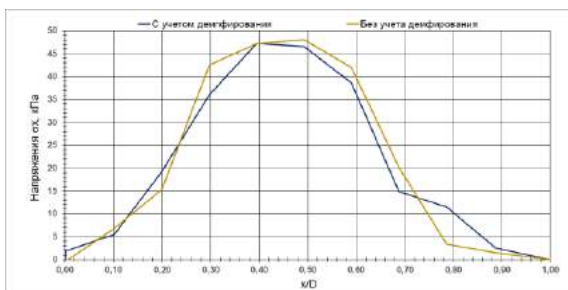


Рис. 10 Распределение нормальных напряжений σ_x вдоль оси OX при перемещении индентора 0.17 мм

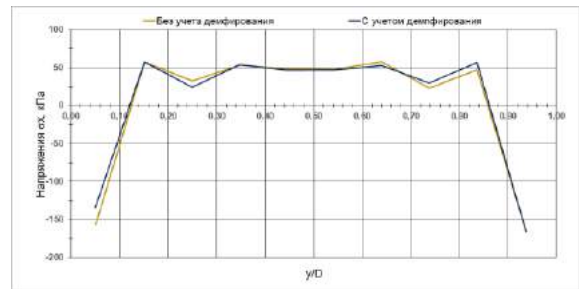


Рис. 11 Распределение нормальных напряжений σ_x вдоль оси OY при перемещении индентора 0.17 мм

Моделирование динамических процессов нагружения и разрушения связано с выбором конечного элемента обеспечивающего необходимую точность при разумных затратах вычислительного времени. Здесь целесообразно использовать конечные элементы с приближенным интегрированием по объему, поскольку они обеспечивают сокращения вычислительных затрат и не подвержены сдвиговой блокировке, которая приводит к неоправданному завышению жесткости расчетной модели. Однако у таких элементов в отличие от полно интегрируемых элементов имеется недостаток, связанный с появлением численного эффекта неустойчивости «песочных часов». Неустойчивость в форме «песочных часов» представляет собой вид деформирования конечного элемента с нулевой энергией который не вызывает напряжений и относительных деформаций, но, накладываясь на действительный отклик, сказывается на точности результатов. Поэтому использование элементов с приближенным интегрированием по одной точке оправдан только в том случае, если применяются меры по обнаружению и устранению эффекта «песочных часов».

Для предотвращения появления форм деформирования с нулевой энергией деформации используется методы контроля, основанные на введении в систему внутренних узловых сил для противодействия эффекту «песочных часов». В свою очередь данные усилия совершают работу и должны быть учтены в полной энергии системы. Одним из критериев контроля точности является величина вклада энергии «песочных часов» не более 10% от внутренней энергии системы.

Исследование влияние эффекта «песочных часов» и учета демпфирования выполнено на примере модели, созданной для бразильского метода испытания образца ледового цилиндра. Ярко выраженные деформации элементов в форме «песочных часов» проиллюстрированы рисунком 12, где представлены поля эквивалентных напряжений по Мизесу. По диагональным диаметрам (при углах 45, 135, 225, 315 градусов) наблюдается концентрация напряжений, что приводит к некорректным формам деформирования и разрушения к завышенным значениям перемещений индентора.

Графики зависимости контактного усилия от перемещения индентора с учетом демпфирования, без учета демпфирования и без учета эффекта

«песочных часов» представлены на рисунке 13. Не учет эффекта «песочных часов» приводит к некорректным результатам: контактное усилие оказывается существенно меньше действительного, не наблюдается разрушения в рассмотренном диапазоне перемещений в следствие некорректного распределения напряжений в образце.

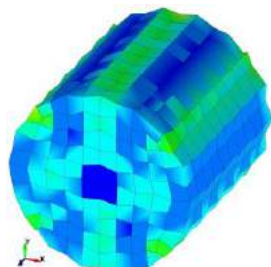


Рис. 12 Напряженно-деформированное состояние образца с проявлением эффекта песочных часов

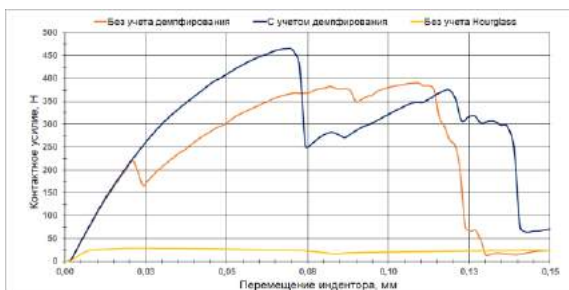


Рис. 13 Зависимость контактного усилия от перемещения индентора

Заключение

Изучение процессов разрушения льда с помощью высокопроизводительной вычислительной техники связано с необходимостью воссоздания всего многообразия физических процессов и явлений в численных моделях. Для этого необходимо выбрать феноменологическую модель поведения льда при различных видах нагружения, определиться с реологией модели материала, сформировать необходимый набор параметров численной модели поведения ледовых образцов, выполнить проверку адекватности исследуемого физического процесса на примере тестовых испытаний. И только на основе проведенных исследований выработать рекомендации для формирования универсальных численных моделей механизмов разрушения льда.

Несмотря на имеющееся к настоящему времени большое количество попыток численного моделирования поведения льда и взаимодействия с конструкцией, остается много вопросов к предлагаемым численным алгоритмам. Зачастую недостаточно и экспериментальных данных по установлению физико-механических параметров образцом ледовых образований.

Одним из перспективных подходов по мнению авторов представляется использование в численных моделях деформирования и разрушения ледовых образований методологии сцепляющих элементов. Полученные результаты на моделях разрушения ледовых образцов при изгибе показали хорошее согласование с экспериментальными данными, погрешность оказалась в пределах 12% в рамках принятой модели материала и параметров численной модели. С помощью разработанных моделей исследован процесс трещинообразования и деформирования образцов. Выполнена оценка применимости параметров материала при варьировании длины образца с сохранением характерного размера конечного элемента. Конкретный набор входных параметров должен быть идентифицирован для каждой расчетной модели в зависимости от параметров конечно-элементной модели, скорости нагружения и других факторов. В работе рассмотрено определение интегральных характеристик для задания адекватной жесткости и массы модели.

Реализовано численное моделирование испытания прочности цилиндрического образца бразильским методом. Полученные характеристики материала для консольных образцов и откалиброванные параметры численной модели позволили получить корректную картинку протекающего процесса деформирования.

Рассмотрено влияние численного демпфирования, а также эффекта «песочных часов» на напряженно-деформированное состояние.

Полученные в работе результаты продемонстрировали возможности предлагаемых численных моделей для исследования процессов разрушения ледовых образований. Однако формулировки рекомендаций по формированию универсальных численных моделей необходимо провести еще дополнительные исследования, подкреплённые данными по натурным экспериментам как отдельных ледовых образцов, так и разнообразных ледовых образований.

Литература

1. Апполонов Е.М. Ледовая прочность судов, предназначенных для круглогодичной арктической навигации – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2016
2. Kellner L., Herrring H., Ring M., REVIEW OF ICE LOAD STANDARDS AND COMPARISON WITH MEASUREMENTS, Proceedings of the ASME 2017 36 th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (2017).
3. Ким С.Д., Финагенов О.М., Т.Э. Уварова Определение ледовых нагрузок на сооружения континентального шельфа по нормам различных стран . Вести газовой науки: Современные подходы и перспективные технологии в проектах освоения нефтегазовых месторождений российского шельфа. – М.: Газпром ВНИИГАЗ, 2013. – № 3 (14). – С. 97–103.

4. Коршунов В.А., Пономарев Д.А. Родионов А.А., Аунг Куи Мьинт. Исследование динамических характеристик при посадке судна на мель. В сб. «Труды Крыловского государственного научного центра». Вып.89.2 (373.2). СПб 2015.с.109-122.
5. Коршунов В.А., Пономарев Д.А. Родионов А.А. Численное моделирование взаимодействия морских сооружений с ледовым полем. «Морской вестник». 2017. Спецвыпуск №1(13). с.41-48
6. Moore P.F., Jordaan I.J., Taylor R.S., Explicit finite element analysis of compressive ice failure using damage mechanics, 2013
7. Gürtner A, Experimental and Numerical Investigations of Ice-Structure Interaction. Doctoral thesis, Trondheim, 2009.
8. Kuutti J., Kolari K., Marjavaara P., Simulation of ice crushing experiments with cohesive surface methodology, Cold Regions Science and Technology 92 (2013) 17–28.
9. Daiyan H., Sand B., Numerical Simulation of the Ice-Structure Interaction in LS-DYNA, 8th European LS-DYNA Users Conference, Strasbourg - May 2011 (2011).
10. Hilding D., Forsberg J., Gürtner A., Simulation of Loads from Drifting Ice Sheets on Offshore Structures, 12. International LS-Dyna User Conference (2012).
11. Cole, D., Durell, G. A dislocation based analysis of strain history effects in ice, 2001
12. Cole, D. "A Model for the Anelastic Straining of Saline Ice Subjected to Cyclic Loading, 1995
13. Liu, Z., Amdahl, J., & Løset, S. "Plasticity based material modelling of ice and its application to ship-iceberg impacts" 2011;
14. Gagnon, R. E. "A numerical model of ice crushing using a foam analogue" 2011;
15. Pernas-Sánchez, J., Pedroche, D. A., Varas, D., López-Puente, J., & Zaera, R. "Numerical modeling of ice behavior under high velocity impacts" 2012;
16. Daiyan, H., Sand, B. "Numerical Simulation of the Ice-Structure Interaction in LS-DYNA" 2011
17. Mulmule, S. V., and Dempsey, J. P. "A Viscoelastic Fictitious Crack Model for the Fracture of Sea Ice " 1997
18. Kellner L. et al., "Establishing a common database of ice experiments and using machine learning to understand and predict ice behavior," Cold Regions Science and Technology, 2019
19. Iliescu D., Schulson E., "The brittle compressive failure of fresh-water columnar ice loaded biaxially," Acta Materialia, vol. 52, no. 20, pp. 5723–5735, 2004.
20. Herrning H., Kellner L., Kubiczek J., Ehlers S., "Simulation of Ice-Structure Interaction with CZM-Elements," in Proceedings of the 18th German LS-Dyna Forum, Bamberg, Germany, 2018.
21. Currier J. , Schulson E., "The tensile strength of ice as a function of grain size," Acta Metallurgica, vol. 30, no. 8, pp. 1511–1514, 1982.
22. Karulina M., Marchenko A Karulin., E., Sodhi D., Sakharov A., Chistyakov P., Full-scale flexural strength of sea ice and freshwater ice in Spitsbergen Fjords and North-West Barents Sea, Applied Ocean Research, Volume 90, 2019
23. Kamio Z., Matsushita H., Strnadel B., "Statistical analysis of ice fracture characteristics," Engineering Fracture Mechanics, vol. 70, no. 15, pp. 2075–2088, 2003.
24. Tabiei A., Zhang W., "Cohesive element approach for dynamic crack propagation: Artificial compliance and mesh dependency," Engineering Fracture Mechanics, vol. 180, pp. 23–42, 2017.
25. Rodriguez, T., Navarro, C., Sanchez-Galvez, V. Splitting tests: an alternative to determine the dynamic tensile strength of ceramic materials. Journal de Physique. 1994, vol. IV, pp. 101–106.
26. D. Dugdale, Yielding of steel sheets containing slits, Journal of the Mechanics and Physics of Solids 8 (1960) 100–104.
27. Barenblatt G., The Mathematical Theory of Equilibrium Cracks in Brittle Fracture, in: H.L. Dryden, T. von Karman (Eds.), Advances in applied mechanics, Academic P, New York, 1962, pp. 55–129.
28. Schwalbe K.-H., Scheider I., Cornec A., Guidelines for applying cohesive models to the damage behaviour of engineering materials and structures, Springer, Heidelberg, New York, 2013.
29. Herrning H., Kellner L., Kubiczek J.M., Ehlers S. Simulation of Ice-Structure Interaction with CZM-Elements, LS-DYNA Forum 2018, Bamberg.
30. LSTC, LS-DYNA Keyword User's Manual: Volume II Materials Models, 2017.

References

1. Appolonov E.M. Ledovaya prochnost' sudov, prednaznachennyh dlya kruglogodichnoj arkticheskoy navi-gacii – SPb.: Izd-vo SPbGMTU, 2016
2. Kellner L., Herrning H., Ring M., REVIEW OF ICE LOAD STANDARDS AND COMPARISON WITH MEASUREMENTS, Proceedings of the ASME 2017 36 th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (2017).
3. Kim S.D., Finagenov O.M., T.E. Uvarova Opredelenie ledovyh nagruzok na sooruzheniya kontinen-tal'nogo shel'fa po normam razlichnyh stran . Vesti gazovoy nauki: Sovremennye podhody i per-spektivnye tekhnologii v proektah osvoeniya neftegazovyh mestorozhdenij rossijskogo shel'fa. – M.: Gazprom VNIIGAZ, 2013. – № 3 (14). – p. 97–103.
4. Korshunov V.A., Ponomarev D.A. Rodionov A.A., Aung Kui M'int. Issledovanie dinamicheskikh harak-teristik pri posadke sudna na mel'. V sb. «Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra». Vyp.89.2 (373.2). SPb 2015.p.109-122.
5. Korshunov V.A., Ponomarev D.A. Rodionov A.A. CHislennoe modelirovanie vzaimodejstviya morskikh sooruzhenij s ledovym polem. «Morskoj vestnik». 2017. Specvypusk №1(13). p.41-48
6. Moore P.F., Jordaan I.J., Taylor R.S., Explicit finite element analysis of compressive ice failure using damage mechanics, 2013

7. Gürtner A, Experimental and Numerical Investigations of Ice-Structure Interaction. Doctoral thesis, Trondheim, 2009.
8. Kuutti J., Kolari K., Marjavaara P., Simulation of ice crushing experiments with cohesive surface methodology, Cold Regions Science and Technology 92 (2013) 17–28.
9. Daiyan H., Sand B., Numerical Simulation of the Ice-Structure Interaction in LS-DYNA, 8th European LS-DYNA Users Conference, Strasbourg - May 2011 (2011).
10. Hilding D., Forsberg J., Gürtner A., Simulation of Loads from Drifting Ice Sheets on Offshore Structures, 12. International LS-Dyna User Conference (2012).
11. Cole, D., Durell, G. A dislocation based analysis of strain history effects in ice, 2001
12. Cole, D. "A Model for the Anelastic Straining of Saline Ice Subjected to Cyclic Loading, 1995
13. Liu, Z., Amdahl, J., & Løset, S. "Plasticity based material modelling of ice and its application to ship-iceberg impacts" 2011;
14. Gagnon, R. E. "A numerical model of ice crushing using a foam analogue" 2011;
15. Pernas-Sánchez, J., Pedroche, D. A., Varas, D., López-Puente, J., & Zaera, R. "Numerical modeling of ice behavior under high velocity impacts" 2012;
16. Daiyan, H., Sand, B. "Numerical Simulation of the Ice-Structure Interaction in LS-DYNA" 2011
17. Mulmule, S. V., and Dempsey, J. P. "A Viscoelastic Fictitious Crack Model for the Fracture of Sea Ice" 1997
18. Kellner L. et al., "Establishing a common database of ice experiments and using machine learning to understand and predict ice behavior," Cold Regions Science and Technology, 2019
19. Iliescu D., Schulson E., "The brittle compressive failure of fresh-water columnar ice loaded biaxially," Acta Materialia, vol. 52, no. 20, pp. 5723–5735, 2004.
20. Herrnring H., Kellner L., Kubiczek J., Ehlers S., "Simulation of Ice-Structure Interaction with CZM-Elements," in Proceedings of the 18th German LS-Dyna Forum, Bamberg, Germany, 2018.
21. Currier J. , Schulson E., "The tensile strength of ice as a function of grain size," Acta Metallurgica, vol. 30, no. 8, pp. 1511–1514, 1982.
22. Karulina M., Marchenko A Karulin., E., Sodhi D., Sakharov A., Chistyakov P., Full-scale flexural strength of sea ice and freshwater ice in Spitsbergen Fjords and North-West Barents Sea, Applied Ocean Research, Volume 90, 2019
23. Kamio Z., Matsushita H., Strnadel B., "Statistical analysis of ice fracture characteristics," Engineering Fracture Mechanics, vol. 70, no. 15, pp. 2075–2088, 2003.
24. Tabiei A., Zhang W., "Cohesive element approach for dynamic crack propagation: Artificial compliance and mesh dependency," Engineering Fracture Mechanics, vol. 180, pp. 23–42, 2017.
25. Rodriguez, T., Navarro, C., Sanchez-Galvez, V. Splitting tests: an alternative to determine the dynamic tensile strength of ceramic materials. Journal de Physique. 1994, vol. IV, pp. 101–106.
26. D. Dugdale, Yielding of steel sheets containing slits, Journal of the Mechanics and Physics of Solids 8 (1960) 100–104.
27. Barenblatt G., The Mathematical Theory of Equilibrium Cracks in Brittle Fracture, in: H.L. Dryden, T. von Karman (Eds.), Advances in applied mechanics, Academic P, New York, 1962, pp. 55–129.
28. Schwalbe K.-H., Scheider I., Cornec A., Guidelines for applying cohesive models to the damage behaviour of engineering materials and structures, Springer, Heidelberg, New York, 2013.
29. Herrnring H., Kellner L., Kubiczek J.M., Ehlers S. Simulation of Ice-Structure Interaction with CZM-Elements, LS-DYNA Forum 2018, Bamberg.
30. LSTC, LS-DYNA Keyword User's Manual: Volume II Materials Models, 2017.

УДК 539.4

ТОПОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИИ ВИНТА ПОДРУЛИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Владимир Александрович Коршунов

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

Дмитрий Александрович Пономарев

кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры строительной механики корабля
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: dmitriy.smtu@gmail.com

Александр Александрович Родионов

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

Аннотация

В работе продемонстрированы возможности топологической оптимизации для поиска облегченных вариантов спроектированного по гидродинамическим критериям винта подруливающего устройства судна. Возможное снижение массы винта при сохранении его геометрической модели позволяет повысить эффективность всего подруливающего устройства. Разработаны конечно-элементные модели для топологической оптимизации полостей лопасти и ступицы винта. Для процедур оптимизации использован SIMP метод для параметризации свойств изотропного материала. Оптимизационные расчеты выполнялись отдельно для лопасти винта и для его ступицы. Ввиду цикличности геометрии и внешней нагрузки оптимизация проводилась только одной лопасти в предположении ее жесткого закрепления на ступице. Структуры подкреплений, выращенные во внутренних полостях в результате топологической оптимизации, напоминают природные и биологические объекты, которые являются следствием природной эволюционной оптимизации. Концепция подкреплений была адаптированная для непосредственного изготовления винта с помощью технологии прямого лазерного выращивания. В результате получено снижение массы винта на 26%. Выполнен проверочный расчет прочности, который показал, что винт с оптимизированной структурой обладает характеристиками надежности, близкими к традиционной версии винта.

Ключевые слова: винт, лопасть, ступица, топологическая оптимизация, концептуальные силовые схемы, аддитивное производство

TOPOLOGY OPTIMIZATION OF SHIP THRUSTER PROPELLER

Vladimir A. Korshunov

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

Dmitry A. Ponomarev

Ph.D. in Technology, senior lecturer of department of ship mechanics
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: dmitriy.smtu@gmail.com

Alexander A. Rodionov

Dr.Sci.Tech, professor, head of department of ship mechanics
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: rodionovsmk@yandex.ru

Abstract

In the paper the possibilities of topology optimization for searching for lightweight structure versions designed for hydrodynamic criteria ship thruster propeller is demonstrated. A possible reduction in the mass of the propeller while maintaining its geometric model allows to increase the efficiency of the entire thruster. Finite-element models for topological optimization of the cavities of the blade and the hub of the propeller are developed. For optimization procedures, the SIMP method to parameterize the properties of an isotropic material is used. Optimization calculations separately for the propeller blade and for its hub are performed. Due to the cyclical nature of the geometry and external load, optimization for only one blade under the assumption that it was rigidly fixed on the hub is carried out. Reinforcement

structures grown in internal cavities as a result of topological optimization resemble natural and biological objects that are the result of natural evolutionary optimization. The reinforcement concept for the direct manufacture of propellers using direct laser growing technology is adapted. The result is a reduction in propeller mass by 26%. A strength test is performed, which showed that a propeller with an optimized structure has reliability characteristics similar to the traditional version.

Keywords: propeller, blade, hub, topology optimization, reinforcement conceptual design, additive manufacturing

Введение

Развитие компьютерных технологий, существенное повышение возможностей современных вычислительных средств, появление новых производственных технологий, в частности, технологий аддитивного производства приводит к изменениям в подходах к проектированию конструкций. На первый план выдвигается проблема проектирования конструкции под заданные критерии качества. Расширяется область использования математических методов оптимизации при создании не только новых, но и традиционных конструкций и изделий [1]. Перспективные подходы к проектированию базируются на математическом моделировании и оптимизации конструкций, что предполагает широкое использование вычислительных средств.

Разработчик с помощью применения компьютерных технологий, получает компьютерную модель изделия, удовлетворяющую всем заданным эксплуатационным и технологическим ограничениям. Проводятся как традиционные инженерные, так и оптимизационные расчеты. Формирование концепции детали выполняется с помощью оптимизационных технологий, в частности, топологической оптимизации [2]. Получаемые при этом решения более свободны в плане ограничений и близки к конфигурациям природных биологических объектов и, как правило, существенно отличаются от традиционных, которые предлагают конструкторы, исходя из своего опыта.

Реализация новых проектных решений становится возможной с использованием преимуществ аддитивного производства. При этом существенно сокращается путь от свободного замысла конструктора к исполненной конструкции или детали. Применительно к гребным винтам топологическая оптимизация вместе с возможностями аддитивного производства открывает возможность значительного облегчения массы винта за счет организации внутренних полостей в лопастях и в ступице.

1. Объект исследования

В работе рассматривался спроектированный по гидродинамическим критериям винт подруливающего устройства, который устанавливается в сквозном канале, проходящем от одного борта судна к другому борту, перпендикулярно его диаметральной плоскости (рис.1). Возможное снижение массы винта при сохранении его геометрической модели позволит повысить эффективность всего подруливающего устройства.

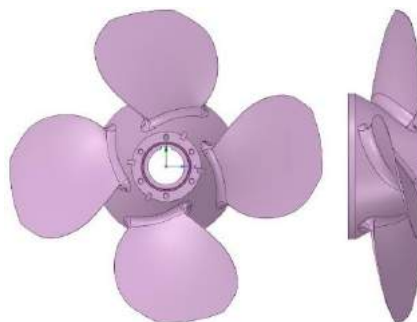


Рис. 1 Твердотельная модель винта подруливающего устройства

Опыт использования гребных винтов показывает, что наиболее уязвимым местом является лопасть. В основном поломки винтов связаны с необратимыми пластическими деформациями кромок лопастей или с их полным отрывом от ступицы. Поэтому надежности винта уделяется большое внимание. С целью предотвращения поломок усилия проектировщиков направляются на совершенствование расчетных моделей с целью получения эффективных и облегченных конструкций.

В процессе работы гребного винта в потоке с неравномерным распределением скоростей внешние силы, действующие на лопасть, не остаются постоянными в течение одного оборота, а напряжения определяются положением рассмотренной точки лопасти. Усилие приобретает пульсирующий характер, при котором амплитудные значения могут значительно превосходить средние.

Используемые в настоящее время методы позволяют оценивать напряженно-деформированное состояние приближённо, основываясь на условных расчетных статических нагрузках. Недостаток применяемых методов компенсируется введением соответствующих запасов прочности [3].

В работе расчеты напряженно-деформированного состояния выполнялись на поле давлений, соответствующее экстремальным условиям эксплуатации, представленное на рисунке 2.

С целью снижения массы традиционно сплошного винта в основных его элементах: лопастях и ступице были определены внутренние полости, в которых традиционно сплошной материал должен будет заместиться минимально необходимыми подкреплениями, определенными в результате топологической оптимизации [2]. Границы внутренних полостей формировались с учетом конструктивных и технологических ограничений для стенок полостей.

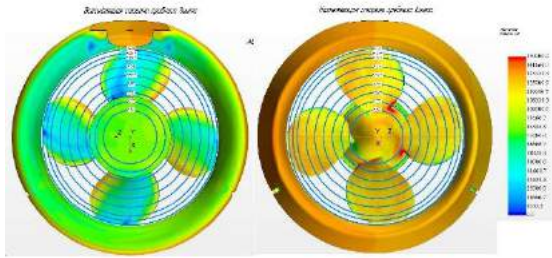


Рис. 2 Поле гидродинамических давлений на винте

2. Формулировка задачи топологической оптимизации

Задача топологической оптимизации, состоит в нахождении оптимального, с точки зрения жесткости, распределения материала в заданной области при заданных нагрузках. При этом в области выделяются подобласти пространства оптимизации и подобласти фиксированные, в которых оптимизация не выполняется.

Воспользуемся терминологией и обозначениями линейной теории упругости. Пусть в области Ω , занятой телом, действует вектор объемных сил f_Ω .

Область Ω ограничена поверхностью S , состоящая из двух частей

$S = S_1 + S_2$. На S_1 задан вектор поверхностных сил f_S , а на S_2 – вектор перемещений u_S .

Реакции тела на внешние воздействия реализуются в виде векторов напряжений σ , деформаций ε и перемещений u .

Деформации в теле считаются достаточно малыми, а объем и поверхность тела в деформированном состоянии отождествляется с его объемом и поверхностью в недеформированном состоянии. Основные уравнения теории упругости для рассматриваемого тела представляются в матричной форме как [1]

- уравнение равновесия в объеме тела Ω

$$B^T \sigma + f_\Omega = 0 \quad (1)$$

-уравнение, связывающее деформации с перемещениями в объеме тела Ω и на поверхности S

$$\varepsilon = Bu \quad (2)$$

- уравнение, связывающее напряжения с деформациями в объеме тела Ω и на поверхности S ,

$$\varepsilon = Du \quad (3)$$

-уравнение силовых граничных условий на части поверхности S_1

$$B_S^T \sigma = f_S \quad (4)$$

-уравнение кинематических граничных условий на части поверхности S_2

$$u = u_S \quad (5)$$

Введем работу внешних сил:

$$A^{ex}(u) = \int_\Omega u^T f_\Omega d\omega + \int_S u^T f_S ds \quad (6)$$

Потенциальную энергию деформации представим как

$$W(\varepsilon(u)) = \frac{1}{2} \int_\Omega \varepsilon^T \sigma d\omega = \frac{1}{2} \int_\Omega \varepsilon^T D \varepsilon d\omega \quad (7)$$

Здесь за D обозначена матрица физических констант (модуля упругости E и коэффициентов Пуассона μ) материала для записи закона Гука.

Условие стационарности полной энергии тела в состоянии равновесия в форме принципа возможных перемещений будет иметь вид

$$\delta A^{ex}(u) = \delta W(\varepsilon(u))$$

или $A^{ex}(\delta u) = \delta W(\varepsilon(u)) \quad (8)$

Из последнего соотношения видно, что минимизация работы внешних сил соответствует максимизации жесткости тела [2]. Отсюда формулируется экстремальная задача минимизации работы внешних сил при ограничениях принципа возможных перемещений в условиях снижения объема тела:

Требуется минимизировать работу внешних сил

$$\min A^{ex}(u) \quad (9)$$

при ограничениях:

- условий равновесия

$$A^{ex}(\delta u) = \delta W(\varepsilon(u)) \quad (10)$$

- условий снижения объема, занимаемого телом

$$\Omega \leq \alpha \Omega_0, \quad 0 < \alpha < 1 \quad (11)$$

Здесь к условию равновесия добавлено условие на результирующий объем тела Ω . Данное ограничение обусловлено одной из целей топологической оптимизации: нахождение максимальной жесткости системы при заданном материальном ресурсе. Ω_0 - объем тела до оптимизации.

Расчет напряженно-деформированного состояния тела при заданных силовых и кинематических условиях выполняется с помощью метода конечных элементов, поэтому задачу топологической оптимизации ниже формулируется в терминах МКЭ [1]. Уравнения равновесия системы представляются в матричной форме

$$Kq = p \quad (12)$$

Здесь обозначено K - матрица жесткости всей системы конечных элементов; q - вектор узловых перемещений всей системы; p - вектор внешних нагрузок всей системы.

Задача оптимизации для расчетной модели МКЭ формулируется следующим образом:

$$\min q^T p \quad (13)$$

при ограничениях:

-условий равновесия

$$Kq = p \quad (14)$$

-условий снижения объема, занимаемого телом

$$\Omega \leq \alpha \Omega_0, \quad 0 < \alpha < 1 \quad (15)$$

В процессе решения задачи топологической оптимизации, для каждой точки тела должно быть определено, есть ли в ней материал или нет. При наличии материала модуль упругости в точке равен $E = E_0$. при отсутствии материала - $E = 0$. Таким образом, переменные проектирования - упругие свойства материала в каждой точке, их бесконечно много, и изменяются они дискретно. Конечно-элементная постановка позволяет свести бесконечное количество переменных проектирования к конечному числу. Далее, для применения методов математического программирования, требуется преобразование дискретного варьирования свойств материала в

каждом конечном элементе к непрерывному варьированию. Наибольшую популярность получил метод Solid Isotropic Material with Penalization (SIMP) [4], предполагающий наличие в каждой точке тела изотропного материала, упругие свойства которого описываются соотношением:

$$E(x) = \rho(x)^p E_0 \quad (16)$$

Здесь ρ - фиктивная плотность ($0 < \rho < 1$); p - штрафной показатель степени. Таким образом, если $\rho = 0$, то упругие свойства также обнуляются, что говорит об отсутствии материала. Если же $\rho = 1$, упругие свойства в точке совпадают с исходными свойствами. Данный метод работает с изотропным материалом, и он принят в качестве основного метода для параметризации свойств материала.

3. Расчетная модель для винта

Для проведения топологической оптимизации винта была разработана его конечно-элементная модель. Так как геометрия рассматриваемой конструкции является достаточно сложной, то в качестве основного типа конечного элемента был выбран высокоточный десяти узловой тетраэдрический элемент [5], предназначенный для решения различных задач механики деформируемого твердого тела при рассмотрении твердотельных систем. Он построен на квадратичной аппроксимации перемещений и имеет по три степени свободы в каждом узле (перемещения в направлении осей X, Y, Z узловой системы координат).

С учетом принятой системы допущений разрабатывались специальные расчетные модели винта, заключающиеся в приведении геометрической модели к виду, соответствующему корректному описанию математических необходимых для целей топологической оптимизации в рамках метода конечных элементов [6] (рис. 3). Конечно-элементные модели показаны на рисунке 4. Оптимизационные расчеты выполнялись отдельно для лопасти винта и для его ступицы. Ввиду цикличности геометрии и внешней нагрузки оптимизация проводилась только одной лопасти в предположении ее жесткого закрепления на ступице.

Оптимизация ступицы винта проводилась на полной модели винта, состоящей из лопастей и ступицы. В данном расчетном варианте лопасти отвечают за передачу гидродинамической нагрузки на ступицу винта, таким образом при дискретизации лопастей высокая плотность конечно-элементной сетки не требуется. Это относится и к областям, не участвующим в оптимизации.

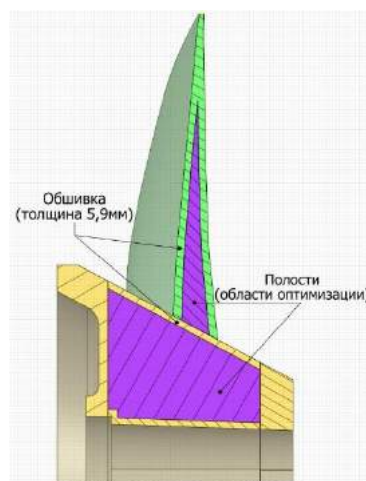


Рис. 3 Модель лопасти и ступицы винта с полостями оптимизации

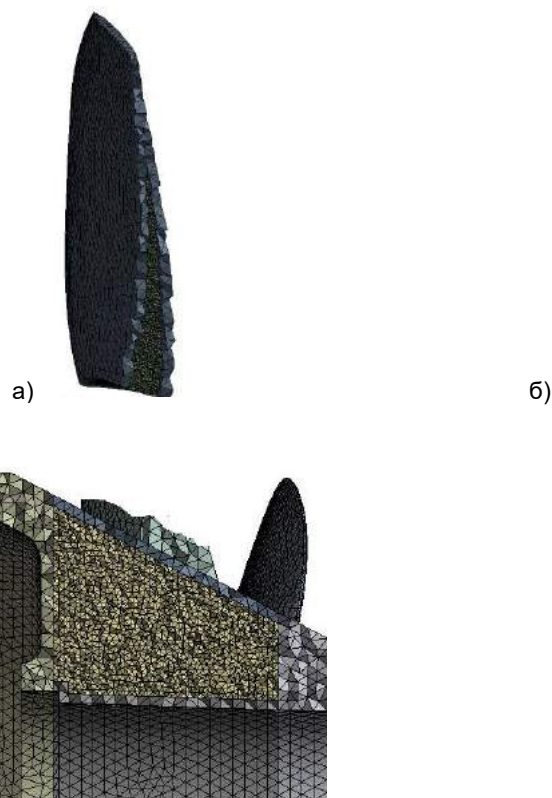


Рис. 4 Конечно-элементные модели для топологической оптимизации полостей: а) лопасти винта; б) ступицы винта

С целью повышения точности результатов оптимизации были приняты ограничения на максимальный размер конечного элемента оптимизируемых областей: ступицы – 4 мм, лопасти – 2 мм. Так общее количество конечных элементов в модели лопасти составило – 332727 шт., а в модели ступицы – 1133166 шт.

4. Топологическая оптимизация винта

При выполнении оптимизационного расчета на моделях метода конечных элементов использовались следующие входные данные:

- функция цели – податливость;
- ограничения:
 - количество материала, оставляемого на подкрепления в полости лопасти (коэффициент α в формуле (5));
 - количество материала, оставляемого на подкрепления в полости ступицы (коэффициент α в формуле (5));
- максимальное количество итераций 500;
- точность, определяющая сходимость по переменным проектирования, составляет 1%.

Результаты решения задачи топологической оптимизации лопасти при варьировании коэффициента α представлены на рисунке 5.

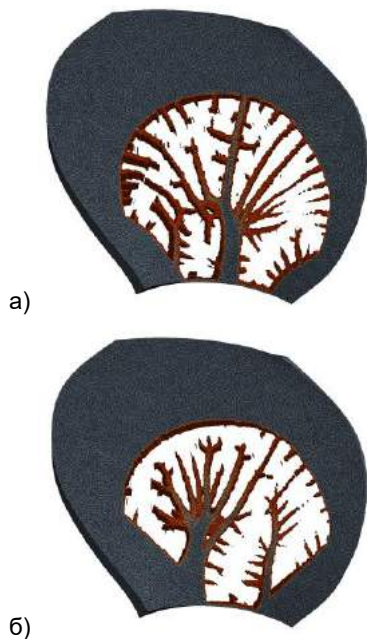


Рис. 5 Результат топологической оптимизации полости лопасти винта для различных ограничений на массу материала подкреплений (показана расчетная модель всей лопасти): а) $\alpha = 0,15$; б) $\alpha = 0,25$

Для ступицы результаты решения топологической оптимизации при заданном значении коэффициента $\alpha = 0,6$ представлены только в области полости (рис. 6).



Рис. 6 Результат топологической оптимизации полости ступицы винта при ограничении на массу подкреплений ($\alpha = 0,6$): а) вид в изометрии; б) вид сверху

Полученные результаты топологической оптимизации очень напоминают природные и биологические объекты (рис. 7), что естественно не случайно, поскольку их появление представляет собой реализацию алгоритма эволюционной структурной оптимизации в природе.

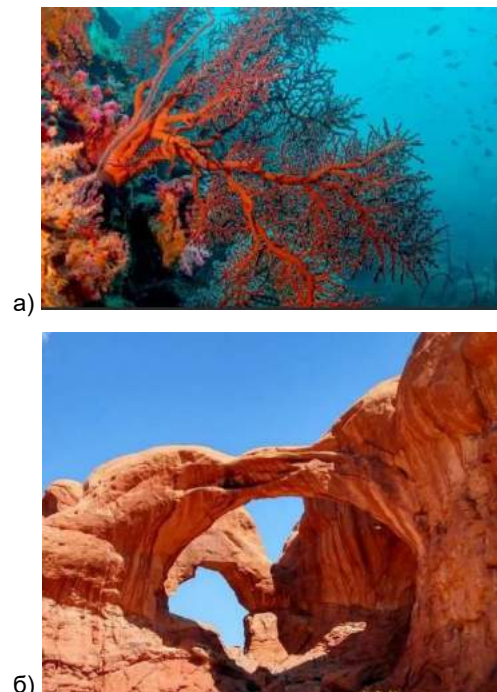


Рис. 7 Объекты, созданные природой в результате многовековой эволюции и эрозии: а) кораллы; б) природная арка, национальный парк арок в США

То, что получено для винта, не может быть использовано непосредственно в производстве, даже с помощью таких современных технологий как аддитивные. Однако результаты топологической оптимизации позволяют сформировать концептуальные решения, обеспечивающие гарантированное снижение массы и существенно отличающиеся от тех, что могут предложить конструкторы на основании своего опыта.

Реализация концепции требует доработки результатов оптимизации с целью доведения модели до прототипа, очень сложная геометрия

которого может быть реализована в изделии с помощью лазерных аддитивных технологий.

В настоящее время в лазерных аддитивных технологиях выделено два направления [7,8]:

- селективное лазерное сплавление (SLM — Selective Laser Melting), где на некой поверхности сначала формируют порошковый слой, а затем в этом слое выборочно с помощью лазера отверждают (фиксируют) материал;

- прямое лазерное осаждение или выращивание (LMD — Laser Metal Deposition), здесь порошок или проволока непосредственно подаются в место построения, где и происходит их взаимодействие с лазерным лучом.

В данном исследовании принята технология прямого лазерного осаждения, поскольку она обеспечивает необходимое качество и не связана с ограничениями на максимальный размер изделия, что важно для гребных винтов.

Под выбранную технологию результаты топологической оптимизации были доработаны. При этом была сохранена концепция организации подкреплений во внутренних полостях (рис.9). В лопасти принята дендритная структура ребер жесткости. Для ступицы предложены основные силовые элементы, являющиеся продолжением примыкающей лопасти, и связанные между собой раскосами. В месте примыкания ступицы к валу винта выделены вертикальные стойки.

Снижение массы лопасти составило 16% относительно ее исходной массы, а для ступицы этот показатель оказался 30%. Что позволило снизить массу всего винта на 26%.

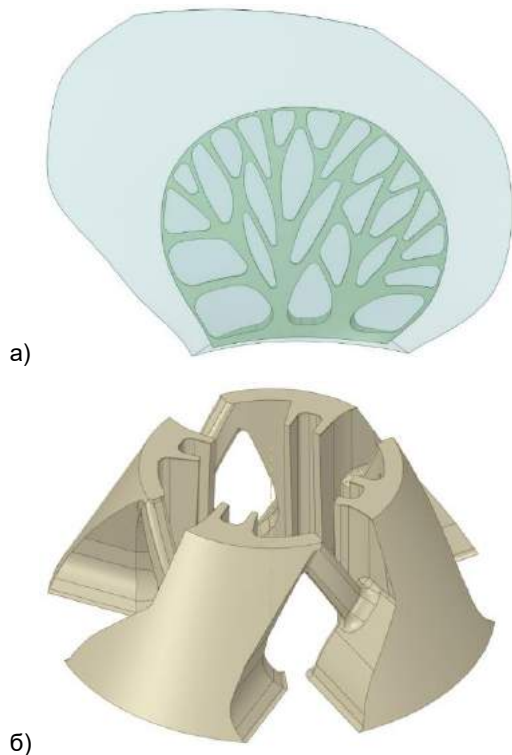


Рис. 8 Адаптированная для изготовления модель винта: а) лопасть винта; б) подкрепления внутренней области ступицы.

5. Результаты проверочного расчета прочности

В силу условности расчетных методов оценки прочностных характеристик винтов, использующих статическое распределение расчетного давления, оценка параметров напряженно-деформированного состояния оптимизированного варианта винта проводилась с помощью сопоставления его напряженного состояния с исходным – традиционным вариантом.

На рисунке 9 представлены поля эквивалентных напряжений по Мизесу в исходном и оптимизированном варианте винта. Видно, что и характер, и общий уровень напряженно-деформированного состояния практически не изменился. В оптимизированном варианте максимальные значения напряжений, локализуемые в очень малой области, увеличились с 29,3 МПа до 40,7 МПа, т.е. возросли на 39%.

Отсюда можно сделать вывод, что предлагаемый оптимизированный вариант обладает близкими к исходному варианту характеристиками надежности.

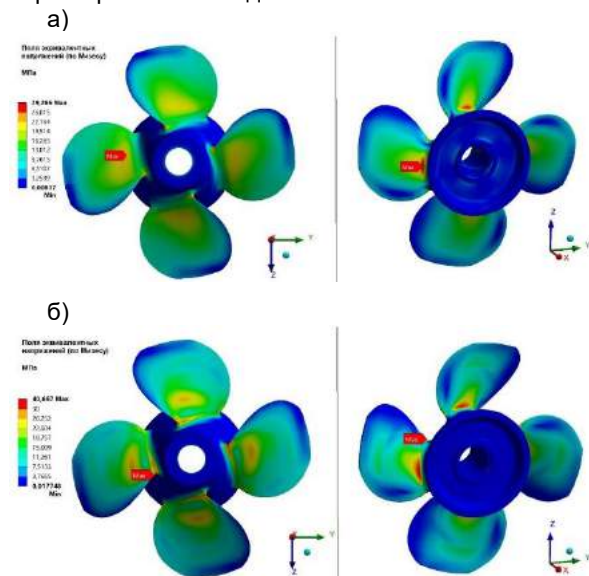


Рис. 9 Поля эквивалентных напряжений по Мизесу винта: а) исходный вариант винта; б) оптимизированный вариант винта с предлагаемой внутренней структурой подкреплений

Заключение

Создание конструкций принципиально нового типа не может опираться на опыт эксплуатации и эволюционное совершенствование изделий. Здесь необходимо использовать современные математические методы оптимизации, с помощью которых можно реализовать выбор концептуального решения, провести оптимизацию формы и размеров связей изделия. Эффективность создаваемого изделия во многом определяется принятым концептуальным решением, которое выбирается на первых этапах создания изделия. Основным инструментом для выбора концепции в настоящее время является топологическая оптимизация.

В работе реализована попытка исследования возможностей топологической оптимизации для проектирования винта подруливающего устройства для его последующего изготовления с помощью перспективных технологий аддитивного производства.

С целью снижения массы винта в его лопастях и ступице выделялись внутренние полости. Концепция подкрепляющих элементов полостей определялась на основе анализа результатов решения задачи топологической оптимизации. Границы внутренних полостей формировались с учетом конструктивных ограничений для стенок полостей, а также возможностей методов аддитивного производства.

Топологическая оптимизация выполнялась с помощью специальных расчетных моделей винта на поле давлений, соответствующее экстремальным условиям эксплуатации.

Структуры подкреплений, выращенные во внутренних полостях в результате топологической оптимизации, напоминают природные и биологические объекты, которые являются следствием природной эволюционной оптимизации.

Концепция подкреплений была адаптирована для непосредственного изготовления винта с помощью технологии прямого лазерного выращивания. В результате получено снижение массы винта на 26%.

Проверочный расчет прочности показал, что винт с оптимизированной структурой обладает характеристиками надежности, близкими к традиционной версии винта.

В работе продемонстрированы возможности топологической оптимизации для поиска облегченных вариантов сложных и громоздких изделий, таких как гребные винты, создаваемых с помощью аддитивных технологий производства.

Литература

1. Родионов А.А. Математические методы проектирования оптимальных конструкций судового корпуса. Л.: Судостроение. 1990г. 248с.
2. Bendsoe, M. P., Sigmund O. Topology Optimization. Theory, Methods and Applications. Springer, 2003. 390p.
3. Carlton John S. Propeller Blade Strength Chapter January 2018 with 74 Reads DOI: 10.1002/9781118476406.emoe062 In book: Encyclopedia of Maritime and Offshore Engineering. First published: 29 September 2017.
4. Bendsoe, M. P. Material interpolation schemes in topology optimization / M. P. Bendsoe, O. Sigmund // Archives of Applied Mechanics, vol. 69(9-10), pp 635-654. 1999.
5. ANSYS Documentation Release 16.2: SAS IP, Inc .
6. Allaire, G., Jouve, F. Minimum stress optimal design with the level set method // Eng AnalBound Elemen / Elsevier, 2008. – P. 909 – 918.
7. Ahsan M.N. et. al. A comparative study of laser direct metal deposition characteristics using gas and plasma-atomized Ti-6Al-4V powders // Materials Science and Engineering. - 2011. - P. 7648-7657.
8. Gibson I., Rosen D., Stucker B. Additive Manufacturing Technologies 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing, Second Edition, Springer 2015, ISBN 978-1-4939-2112-6.

References

1. Rodionov A.A. Matematicheskie metody proektirovaniya optimal'nyh konstrukcij sudovogo korpu-sa. L.: Sudostroenie. 1990g. 248 p.
2. Bendsoe, M. P., Sigmund O. Topology Optimization. Theory, Methods and Applications. Springer, 2003. 390p.
3. Carlton John S. Propeller Blade Strength Chapter January 2018 with 74 Reads DOI: 10.1002/9781118476406.emoe062 In book: Encyclopedia of Maritime and Offshore Engineering. First published: 29 September 2017.
4. Bendsoe, M. P. Material interpolation schemes in topology optimization / M. P. Bendsoe, O. Sigmund // Archives of Applied Mechanics, vol. 69(9-10), pp 635-654. 1999.
5. ANSYS Documentation Release 16.2: SAS IP, Inc .
6. Allaire, G., Jouve, F. Minimum stress optimal design with the level set method // Eng AnalBound Elemen / Elsevier, 2008. – P. 909 – 918.
7. Ahsan M.N. et. al. A comparative study of laser direct metal deposition characteristics using gas and plasma-atomized Ti-6Al-4V powders // Materials Science and Engineering. - 2011. - P. 7648-7657.
8. Gibson I., Rosen D., Stucker B. Additive Manufacturing Technologies 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing, Second Edition, Springer 2015, ISBN 978-1-4939-2112-6.

УДК 629.12.037:539.4

ВОПРОСЫ НОРМИРОВАНИЯ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ ГРЕБНОГО ВИНТА

Леонид Иосифович Вишнеvский

доктор технических наук, старший научный сотрудник,
профессор кафедры Гидроаэромеханики и морской акустики,
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лoцманская, 3
главный научный сотрудник

Федерального государственного унитарного предприятия «Крыловский государственный научный центр»
196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44
e-mail: vishli@yandex.ru

Александр Исаакович Фрумен

Кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры Строительной механики корабля
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лoцманская, 3
e-mail: grossfrum7@mail.ru

Дык Чинь Лук

аспирант кафедры Гидроаэромеханики и морской акустики,
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лoцманская, 3
e-mail: ludutri@gmail.com

Аннотация

В статье рассмотрен вопрос о выборе толщины лопастей гребного винта. Отмечено, что решение этого вопроса связано с удовлетворением двух взаимно противоречивых требований к прочности и максимальной гидродинамической эффективности движителя.

Указывается на тот факт, что в настоящее время требования, относящиеся к запасам прочности движителя, не вполне корректно отражают необходимую величину его запаса. Действительно, они указывают на то, что двум винтам одинакового диаметра, перерабатывающим разную мощность, коэффициенты запаса прочности должны быть равными. Вместе с тем, если винты спроектированы по одним и тем же систематическим экспериментальным данным, полученным в результате испытания серии с одинаковыми относительными геометрическими характеристиками кроме шагового отношения, то совершенно ясно, что гребной винт, перерабатывающий большую мощность будет испытывать и большее по величине напряженное состояние. Это означает, что он имеет меньший запас прочности при условии использования одного и того же материала для его изготовления. Следовательно, он будет иметь меньший запас прочности и более опасен в эксплуатации с точки зрения его поломки.

На основе сказанного в статье предлагается использовать величину коэффициента запаса прочности в зависимости от удельной мощности, перерабатываемой движителем. С этой целью на основе проведенных систематических расчетов прочности лопастей гребных винтов в работе приводятся данные о величине запаса общей прочности движителей эксплуатирующихся судов в зависимости от удельной перерабатываемой ими мощности. Эти результаты предлагается использовать как нормы общей прочности гребных винтов.

Ключевые слова: общая прочность, гребной винт, запас прочности

THE QUESTIONS OF THE NORMATION THE TOTAL STRENGTH OF THE PROPELLER

Leonid I. Vishnevskii

Professor, Dr. Tech. Sc.,

Hydrodynamic and marine acoustic department of State marine technical university of St.Petersburg,
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation

Head scientific worker of Krylov state research centre, Moskovskoye shosse, 44, St. Petersburg
196158, Russian Federation

e-mail: vishli@yandex.ru

Aleksandr I. Fruman

Professor, Dr. Tech. Sc.,

Department of shipbuilding mechanics of State marine technical university of St.Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St.
Petersburg 190121, Russian Federation

e-mail: grossfrum7@mail.ru

Thinch Luc

postgraduate student of Hydrodynamic and marine acoustic department, State marine technical university of
St. Petersburg, Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation

e-mail: kgm@ksrc.ru

Abstract

The article considers the choice of the thickness of the propeller blades. It is noted, that the solution to this issue is associated with the satisfaction of two conflicting requirements for the strength and maximum hydrodynamic efficiency of the propulsion device.

It is pointed out that at present the requirements relating to the margin of safety of the propeller do not quite correctly reflect the necessary value of its margin. Indeed, they indicate that two screws of the same diameter, processing different power, safety factors should be equal. At the same time, if the screws are designed according to the same systematic experimental data obtained as a result of testing series with the same relative geometrical characteristics except the pitch ratio, then it is clear that the propeller that processes more power will also had more the stress state. This means that it has a lower margin of safety if the same material is used for its manufacture. Therefore, it will have a lower margin of safety and is more dangerous in operation from the point of view of its breakdown.

On the based to be said in the article, it is proposed to use the value of the safety factor depending on the specific power processed by the propeller. To this end, on the basis on systematic calculations of the strength of the propeller blades, the article presents data of the magnitude of the margin safety of the propellers of operating ships, depending on the specific power they process. It is proposed to use these results as norms of the total strength of the propellers.

Key words: total strength, propeller, margin of safety.

Введение

Лопasti гребного винта являются наиболее напряженными и уязвимыми элементами в его конструкции. Статистика показывает, что примерно 95% от общего числа повреждений гребного винта связано с его лопастями. В случае винта регулируемого шага эта цифра меньше и близка к 50% [4].

В значительной степени надежная работа гребного винта обеспечивается выбором соответствующей толщины лопастей, исключающей создание аварийной ситуации из-за поломки движителя. Задание же толщины лопастей, превышающей необходимую величину для обеспечения прочности, требует излишнего расхода дефицитных и дорогостоящих материалов и ухудшает кавитационные качества гребных винтов, что приводит к необходимости использовать их с увеличенным дисковым отношением. Однако, как увеличение дискового отношения, так и утолщение лопасти гребного винта отрицательно сказывается на его пропульсивных качествах и ведет к снижению КПД.

Например, увеличение относительной толщины сечения на 0.01 (в предположении о линейном законе распределения вдоль радиуса максимальной толщины) и при одновременном увеличении дискового отношения A_E/A_0 на 0,2 приводит к уменьшению КПД на 4-5%, что может существенно сказаться на экономических показателях судна.

Таким образом, толщина сечений лопасти должна выбираться в результате удовлетворения двум противоречивым требованиям: обеспечение прочности и максимально возможной гидродинамической эффективности движителя.

В соответствии с правилами Регистра РФ (Речного Регистра) – окончательная толщина лопасти назначается, как правило, только после выполнения проверочного расчета прочности.

Анализ запасов статической и циклической прочности

В настоящее время оценка статической и циклической прочности лопастей гребного винта в практике проектных организаций производится

путем сравнения действующих напряжений с допускаемыми значениями. При этом расчетные напряжения, принимаемые за действующие, определяются по балочной схеме, а коэффициенты запасов статической и циклической прочности определяются с помощью дифференциального метода [1,2].

Оценка прочности гребного винта в рамках указанного проверочного расчета в значительной степени сводится к обоснованию выбора коэффициентов запасов прочности [3], которые нуждаются в уточнении. Действительно, согласно дифференциальному методу запас прочности представляется в виде произведения коэффициентов, учитывающих:

- изменение напряженного состояния, вызываемого технологическими факторами при его изготовлении;
- снижение прочности материала движителя по сравнению с испытанными образцами для получения механических характеристик материала движителя (масштабный эффект);
- ослабление прочности материала, работающего в условиях коррозионной среды;
- и многих других факторов, отражающих условия эксплуатации и степень важности объекта.

Дифференциальный метод дает достаточно полное представление о всех составляющих факторах, из которых складывается запас прочности винта, однако его применение весьма затруднительно из-за сложности объективно оценить значение частных коэффициентов. Его использование еще более осложняется, если принять во внимание, что ряд частных коэффициентов зависят от места расположения на лопасти, точки максимального напряжения и его величины, а, следовательно, и от принятой схемы расчета.

Рассмотрим погрешности, вносимые в оценку прочности гребных винтов при определении расчетных напряжений по балочной схеме, используемой в проектной практике [5]. Во-первых, внешние гидродинамические силы находятся на основе квазистатического подхода. Такой подход оправдан только при небольших скосах потока (менее 5-6°) в месте расположения движителя. Во-вторых, расчетные формулы не учитывают особенность геометрии лопастей, которая

характеризуется поворотом каждого последующего сечения относительно предыдущего вокруг оси лопасти. Вследствие неравномерности распределения толщины и нагрузки по хорде, малого относительного размаха лопасти наблюдается ее поперечный изгиб и стесненное кручение, действие которого распространяется на значительную часть длины лопасти. Эти факторы также не учитываются в балочной схеме.

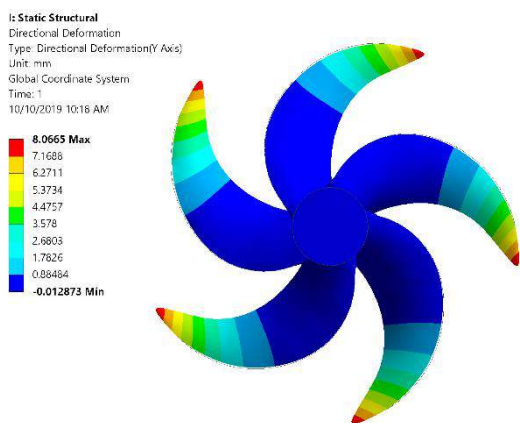


Рис. 1. Деформации саблевидной лопасти при работе гребного винта на реверсе на швартовном режиме

В последние годы для оценки прочности гребных винтов все шире используются численные методы и, в частности, метод конечных элементов (МКЭ) [3,4,7,9,10]. Сопоставление результатов расчета главных напряжений по МКЭ [4] с экспериментальными данными, заимствованными из работы [6] для лопасти, нагруженной сосредоточенными усилием 10 т. приведено на рис.

2а и 2б для относительных радиусов $\bar{r} = 0,5$ и $0,7$ соответственно. Исследование характера распределения напряжений при различных законах распределения внешней нагрузки показало, что максимальные напряжения у корня лопасти, определяемые по балочной схеме, завышаются на 20-25% по сравнению с МКЭ. Сказанное относится не только к винтам с традиционным контуром лопасти, но и с саблевидной формой лопасти, только в последнем случае следует использовать схему расчета на основе криволинейной балки. Это подтверждается в частности анализом деформаций лопасти при работе движителя. Они показывают (см. рис. 1), что линии равных деформаций располагаются почти перпендикулярно средней линии лопасти. Эти результаты получены по программе ANSYS.

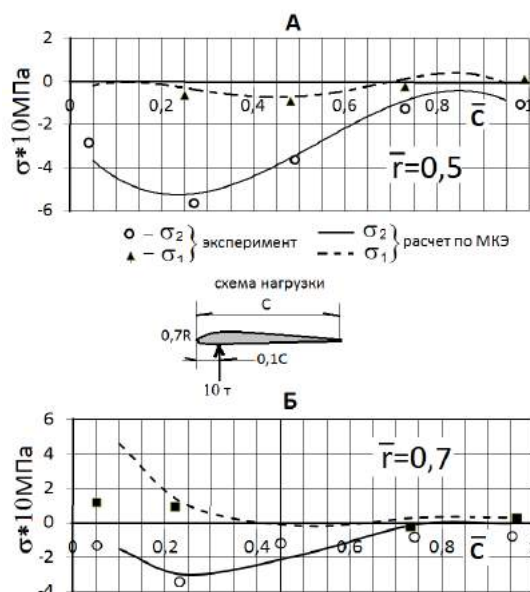


Рис. 2. Сопоставление результатов расчета главных напряжений с экспериментальными данными (засывающая сторона)

Если же точка максимального напряжения находится на другом относительном радиусе, то погрешность может быть и в опасную сторону. Анализ результатов расчета напряженного состояния лопастей показал, что почти линейное распределение максимальной толщины вдоль радиуса, часто принимаемое при проектировании гребных винтов, не является наиболее целесообразным с точки зрения обеспечения равнопрочности сечений лопасти. На это обстоятельство еще в 1935 году указывал Э.Э. Папмель.

Использование МКЭ позволяет определить расчетные напряжения, принимаемые за реально действующие значения, что приводит к уточнению (уменьшению) значений ряда частных коэффициентов запаса прочности.

Соответствие же расчетной схемы, коэффициентов запаса прочности и характеристик материала (с учетом, например, разброса значений предела текучести) может быть подтверждено путем накопления и систематизации данных о величине запасов прочности и поломках лопастей гребных винтов.

В качестве параметра для систематизации и анализа коэффициента запаса статической и циклической прочности предлагается использовать удельную мощность, потребляемую гребным винтом. Параметр удельной мощности:

$$P_{уд.} = \frac{4P_D}{\pi D^2} \frac{\kappa B m}{M^2} - \text{наиболее полно отражает}$$

напряженное состояние лопасти и учитывает действие на нее со стороны жидкости гидродинамического упора и момента. Здесь D – диаметр гребного винта. На рис. 3 в зависимости от этого параметра приведены значения коэффициентов статической и циклической прочности гребных винтов судов различных типов: быстроходные суда, контейнеровозы и рефрижераторы, автомобильные паромы и буксиры, танкеры. Часть информации заимствовано из результатов японских исследований, которые были проведены в конце 70-х годов в связи с участвовавшими поломками лопастей гребных винтов на контейнеровозах.

Данные, относящиеся к гребным винтам, при эксплуатации которых наблюдались поломки лопастей, помечены знаком «!». Всего на графиках учтено четырнадцать известных авторам случаев поломки лопастей гребных винтов в процессе эксплуатации судов (некоторые «выпадающие вниз» значения относятся к случаям нескольких поломок лопастей однотипных гребных винтов). Коэффициенты статической и циклической прочности вычислялись по пределу текучести и условному пределу выносливости материала (на базе $5 \cdot 10^7$ циклов) соответственно.

Нельзя согласиться с тем, что в настоящее время согласно документу [5] выбор величины запасов прочности регламентируется в зависимости от диаметра гребного винта (до и свыше 4 метров), без учета величины перерабатываемой мощности. Такой подход приводит к некоторому недоразумению. Он, в частности, выражается в том, что гребные винты, перерабатывающие большую мощность содержат одни и те же значения частных коэффициентов запаса прочности при определении его дифференциальным методом, без учета величины перерабатываемой ими мощности. Вместе с тем совершенно понятно, что при определении коэффициента запаса прочности путем перемножения частных коэффициентов (дифференциальный подход) частный коэффициент, учитывающий величину перерабатываемой мощности, следует брать больше, чем тот же коэффициент, но относящийся к гребному винту, перерабатывающий меньшую мощность.

Не учет этого обстоятельства приводит к странному выводу. Действительно, гребным винтам одинакового диаметра, спроектированным по одним диаграммам серийных испытаний и перерабатывающим разную мощность, соответствуют одинаковые минимальные величины коэффициентов запаса прочности. Это значит, что гребной винт, установленный на валу для переработки меньшей мощности, будет испытывать меньшее напряженное состояние и, следовательно, будет обладать излишней прочностью. И наоборот гребной винт, перерабатывающий большую мощность при том же диаметре будет испытывать большее напряженное состояние, а, следовательно, при прочих равных условиях эксплуатации будет менее надежен с точки зрения его поломки.

Принимаемые часто в практике коэффициенты запасов статической и циклической прочности

равны трем или даже выше. Между тем, как показывает анализ, в частности, японских данных [7], известны суда с безаварийно эксплуатирующимися гребными винтами с коэффициентами запасов прочности – два и даже несколько менее.



Рис. 3. Кривые минимально допустимых значений коэффициентов запаса статической «А» и циклической «Б» прочности гребного винта

Анализируя представленные на рис. 3 данные, можно заключить, что с увеличением удельной мощности коэффициенты общей статической и циклической прочности безаварийно эксплуатирующихся лопастей гребных винтов имеют тенденцию к росту. Если по наименьшим значениям коэффициентов запаса прочности лопастей гребных винтов, не имеющих повреждений, провести кривые минимально допустимых значений, то можно сделать следующее предположение. Те значения, которые находятся значительно выше кривой, относятся к гребным винтам, имеющим излишний запас прочности. А те значения, которые относятся к гребным винтам, при эксплуатации которых

наблюдались поломки, лежат ниже, в опасной (заштрихованной) области. Эти кривые можно представить в виде аналитических зависимостей:

$$n_T \geq -0,1115 * x^2 + 0,8812 * x + 1,7442$$

$$n_{\sim} \geq -0,0811 * x^2 + 0,6664 * x + 1,3203,$$

где $x = P_{уд} * 10^{-3}$ кВт/м².

Заключение

В заключении отметим, что приведенные кривые позволяют уточнить отдельные частные

коэффициенты запаса прочности, дающие «выбросы вверх и вниз». На основе анализа расчетов общей прочности лопастей гребных винтов предлагается использовать коэффициент запаса прочности в зависимости от удельной мощности, перерабатываемой двигателем. Полученные результаты можно использовать как нормы общей прочности гребных винтов. При накоплении систематических данных и совершенствовании расчетных схем, коэффициент запаса прочности в дальнейшем может уточняться.

Литература

1. Бискуп Б.А. Прочность гребных винтов. Л. Судостроение, 1973 г.
2. Одинг К.А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М. Mashgiz, 1962.
3. Постнов В.А. Численные методы расчета судовых конструкций, Л., Судостроение, 1977, стр. 280.
4. Вишневикий Л.И., Волков Е.А., Постнов В.А., Фрумен А.И. Использование современных расчетных методов для определения величины погрешности, допускаемой в оценке общей прочности гребного винта. Труды ЛКИ, Прочность новых типов транспортных судов, 1983, стр. 17-24.
5. ОСТ 5 4050-72 Винты гребные. Методы оценки статической и циклической прочности лопастей и нормы запасов их прочности. Москва.
6. Roren E.M.Q. и др. Marine Propeller Blades Allowable Stress Cumulative Damage and Significance of Ship Surface Defects, JSR, 1973, 20, №225.
7. Beck G.H.M. Calculation of Propeller Blade Stress and Comparison with Test Results, JSR. 1977, 24, №227.
8. Umeno M., Loki H. and Baba Stress Calculation Method and the Propeller Blades Applying the Unsteady Lifting Surface Theory. Transactions of Nippon Kaijoi Kyokai, 1979, №167.
9. Пустошный А.В., Бушковский В.А., Яковлев А.Ю. и др. Гидродинамические аспекты расчета прочности лопастей гребных винтов комплексных двигателей. Труды Крыловского научного центра, вып. 3 (337) стр 123-130. 2019.
10. Yakovlev A. Calculation of propulsion Pod characteristics in off dealing operation conditions // Proceedings of first international symposium on marine propulsors. SMP'09, Royal Garden Hotel, Trondheim, Norway, 22-24 June 2009.

References

1. Biskup B.A. Prochnost grebnuh vintov. L. Sudostroenie, 1973 g.
2. Oding K.A. Dopuskaemue napryajenia v mashinostroenii i ciklichesky prochnost metallov. M. Mashgiz, 1962.
3. Postnov V.A. Chislennyye metody racheta sudovyh konstrukcii, L. Sudostroenie, 1977, str. 280.
4. Vishnevskii L.I., Volkov E.A., Postnov V.A., Frumen A.I. Ispolzovanie sovremennyh rachetnyh metodov dly opredelenia velichiny pogreshnosti, dopuskaemoi v ocenki obchei prochnosti grebnova vinta. Trudy LKI, Prochnost novyh tipov transportnyh sudov, 1983, str. 17-24.
5. OST 5.4050-72 Vinty grebnye. Metody osenki statichesko i siklicheskoj prochnosti lopastei i normy zapasov ih prochnosti. Moskva.
6. Roren E.M.Q. и др. Marine Propeller Blades Allowable Stress Cumulative Damage and Significance of Ship Surface Defects, JSR, 1973, 20, №225.
7. Beck G.H.M. Calculation of Propeller Blade Stress and Comparison with Test Results, JSR. 1977, 24, №227.
8. Umeno M., Loki H. and Baba Stress Calculation Method and the Propeller Blades Applying the Unsteady Lifting Surface Theory. Transactions of Nippon Kaijoi Kyokai, 1979, №167.
9. Pustoshyi A.V. Bushkovskii A.V. Yakovlev A. Y. and others. Gidrodinamicheskii aspekty racheta prochnosti lopastey grebnuyh vintov kompleksnyh dvigitelei. Trydy Krylovskogo naychnoro centra , вып. 3 (337) стр 123-130. 2019.
10. Yakovlev A. Calculation of propulsion Pod characteristics in off dealing operation conditions // Proceedings of first international symposium on marine propulsors. SMP'09, Royal Garden Hotel, Trondheim, Norway, 22-24 June, 2009.

УДК 533.6.04

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОФИЛЯ НАСА 0012 С ПОМОЩЬЮ ПАКЕТОВ CFD И XFOIL

Каунг Мьят Сое

аспирант кафедры гидроаэромеханики и морской акустики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: kaungsmtu2017@gmail.com

Аннотация

Обтекание аэродинамического профиля является важным аспектом многих технических применений, таких как турбины, компрессоры, самолеты, корабли и т. д. В частности это важно при проектировании быстроходных катамаранов с аэродинамической разгрузкой. Экспериментальное исследование физических характеристик обтекания аэродинамического профиля является технически сложным и экономически дорогим. На данном этапе CFD и XFOIL могут значительно помочь исследователям прогнозировать аэродинамические характеристики профиля при меньших затратах и времени. В работе представлено сравнение некоммерческого пакета XFOIL и коммерческого решателя CFD для изучения двумерных (2D) течений и определения коэффициентов подъемной силы и сопротивления аэродинамического профиля NACA0012 при угле атаки от 0° до 15° . В этом исследовании код XFOIL и модель турбулентности k-kl- ω использовались при низких числах Рейнольдса ($Re = 3.6 \times 10^5$ и 7×10^5). Вычислительные решения сравниваются с экспериментальными данными для профиля NACA0012, полученными из отчета Sandia National Laboratories. Сравнение результатов CFD и XFOIL позволяют выбрать подходящий пакет для разных этапов проектирования.

Ключевые слова: аэродинамический профиль, быстроходные суда, аэродинамическая разгрузка, Xfoil, вычислительная динамика жидкости (CFD), численный эксперимент, модели турбулентности.

COMPARATIVE ANALYSIS OF PROFILE CHARACTERISTICS NACA 0012 WITH PACKAGES CFD AND XFOIL

Kaung Myat Soe

Ph.D student of Department of Hydroaerodynamic and Marine acoustics
State Marine Technical University of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190008, Russian Federation
e-mail: kaungsmtu2017@gmail.com

Abstract

Aerodynamic flow is an important aspect of many technical applications, such as turbines, compressors, airplanes, ships, etc. In particular, this is important when designing high-speed catamarans with aerodynamic unloading. An experimental study of the physical characteristics of the flow around an aerodynamic profile is technically difficult and economically expensive. At this point of uncertainty, CFD and XFOIL can significantly help researchers to predict the aerodynamic characteristics of a profile at lower costs and time. This paper presents a comparison of the non-commercial package XFOIL and the commercial CFD solver for studying two-dimensional (2D) flows and determining lift and drag coefficients of the airfoil NACA0012 at an angle of attack from 0° to 15° . In this study, XFOIL code and the k-kl- ω turbulence model were used at low Reynolds numbers ($Re = 3.6 \times 10^5$ и 7×10^5). Computational solutions are compared with experimental data for the NACA0012 profile, obtained from the Sandia National Laboratories report. Comparing the results of CFD and XFOIL allows to select the appropriate package for different design stages.

Keywords: aerodynamic profile, high-speed vessels, aerodynamic unloading, Xfoil, computational fluid dynamics (CFD), numerical experiment, turbulence models.

Введение

При проектировании быстроходных катамаранов с аэродинамической разгрузкой большую роль играет выбор формы профиля моста, который выполняет роль крыла, создающего вертикальную (подъемную) силу. Форма профиля при этом может меняться в широких пределах. Для изучения влияния геометрических параметров профиля: толщины, кривизны, формы средней линии на ранних стадиях проектирования используется математическое моделирование.

Оно позволяет перебрать большое количество вариантов за относительно короткое время. С другой стороны, для решения подобных задач могут использоваться как коммерческие пакеты CFD, типа ANSYS FLUENT, Star-CD, OPEN FOAM, так и более доступные, типа XFOIL. Если первые рассматривают задачу в рамках вязкой жидкости, то второй позволяет изучить обтекание профиля в рамках идеальной жидкости, но с помощью вихревых методов. Как показали многочисленные исследования, вязкость на величину подъемной силы профиля влияет мало. С другой стороны,

вихревые методы, отталкивающиеся от модели вихревого слоя, позволяют косвенно учесть влияние вязкости на несущие способности крыла. При этом время для решения одной и той же задачи с помощью пакетов, использующих модель вязкой жидкости во много раз больше, чем для моделей, базирующихся на жидкости невязкой.

Представляет интерес сравнение определения аэродинамических характеристик профиля с помощью численных методов, опирающихся на разные предположения.

Сравнение различных методов (таких как CFD и XFOIL) были проведены и другими авторами. [1], [2] и [3]. При этом были получены разные результаты.

В данной работе аэродинамические характеристики профиля NACA 0012 определяются с использованием пакетов XFOIL и ANSYS FLUENT при двух различных числах Рейнольдса ($Re = 3.6 \times 10^5$ и 7×10^5) для различных углов атаки. Результаты сравниваются между собой и с экспериментальными данными и делается вывод о возможности использования того или иного подхода для оптимизации аэродинамических характеристик профиля.

1. Анализ XFOIL

Система проектирования аэродинамического профиля XFOIL зарекомендовала себя как мощный и очень полезный инструмент для проектирования при докритическом режиме обтекания и особенно применима для режимов с низким числом Рейнольдса.

Код XFOIL [4] объединяет панельный метод для потенциальных потоков и составную интегральную граничную структуру для анализа обтекания аэродинамических профилей. Код был разработан для быстрого прогнозирования характеристик аэродинамического профиля, и его сходимость достигается путем итерации решений для внешнего и внутреннего потока на линии толщины вытеснения пограничного слоя. Точка перехода N в вычислениях XFOIL может быть рассчитана по уравнению (1), как предложено Ван Ингенем.[5]

$$N = -8.43 - 2.4 \ln(T_u) \quad (1)$$

Где T_u представляет абсолютную интенсивность турбулентности. В настоящей работе для N было установлено значение по умолчанию 9, что соответствует гладкой поверхности крыла в свободном потоке с низкой степенью турбулентности.

1.1 Процедура моделирования XFOIL

Для расчета характеристик в координатах XFOIL был задан профиль NACA0012. В XFOIL количество точек на профиле важно для получения хороших результатов. Разное количество панелей даст разные результаты, поэтому было использовано 250 разбиений, чтобы получить хорошие результаты. После загрузки координат профиля, было задано 250 точек, а число итерации было ограничено 200. Затем были заданы числа Рейнольдса 3.6×10^5 и 7×10^5 . В результате были получены зависимости подъемной силы, коэффициента сопротивления от угла атаки, а

также распределения давления вокруг аэродинамического профиля. Все результаты представлены в графическом виде.

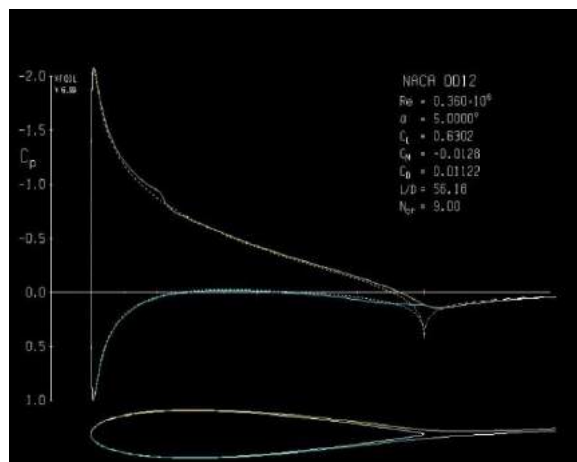


Рис. 1. XFOIL анализ результатов для профиля Naca 0012 под углом атаки 5

2. Анализ CFD

Вычислительная динамика жидкости (CFD) - это раздел механики жидкости, который использует численный анализ и структуры данных для анализа и решения проблем, связанных с потоками жидкости. Компьютеры используются для выполнения расчетов, необходимых при моделировании потока жидкости в безграничном пространстве и взаимодействия жидкости (жидкостей и газов) с поверхностями, определяемыми граничными условиями. [6]

В данной работе анализ аэродинамических характеристик профиля проводился с использованием коммерческого программного обеспечения ANSY-FLUENT. FLUENT решает осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса, используя метод конечного объема.

При применении CFD-анализа к профилю при малых числах Рейнольдса трудно совместить элементы пограничного слоя с параметрами внешнего турбулентного потока. Из-за этого получается большая ошибка в определении силы сопротивления. Чтобы получить более правильный прогноз силы сопротивления, необходимо выбрать подходящие модели турбулентного перехода. Так, в качестве уравнения переноса была использована модель перехода k-kl-w. Она разработана для переходных потоков и хорошо предсказывает характеристики пограничного слоя. [7]

2.1 Детали домена

Используется 2D-модель аэродинамического профиля NACA 0012. Геометрия пространства, как показано на рис. 2, (C-тип сетки) создается вокруг аэродинамического профиля с единичной длиной хорды $C=1$ м. Входное сечение находится на расстоянии $15C$ от аэродинамического профиля, а выходное сечение удалено на $25C$. Границы объема отстоят на $15C$ выше и ниже аэродинамического профиля, чтобы избежать влияния границ.

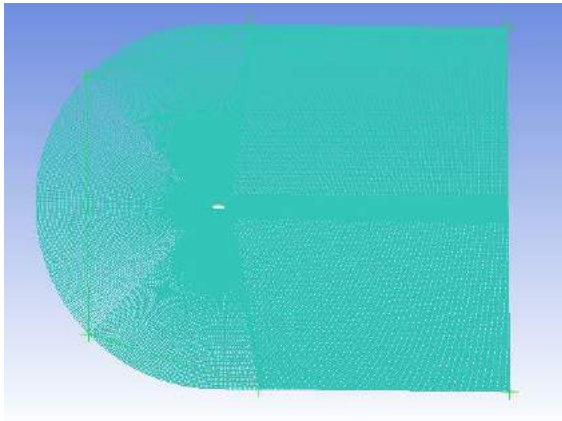


Рис. 2. Геометрия модели (C-Тип сетки)

2.2 Создание сетки

Модель импортируется в модуль ICEM, доступный в пакете Ansys для создания сетки.

Для деления объема на зоны используется блочный подход. Зона, расположенная ближе к аэродинамическому профилю, имеет высокую плотность сетки, полученную путем включения слоя сетки с очень маленьким размером ячеек. Чтобы смоделировать пограничный слой, следует определить значение параметра Y^+ для ячеек у стенки аэродинамического профиля. Параметр Y^+ определяется как безразмерное расстояние при анализе турбулентного пограничного слоя. Чтобы рассмотреть вязкий подслой в турбулентном пограничном слое, значение Y^+ должно быть меньше 10. [8] Расчетная область и детали сетки на поверхности аэродинамического профиля показаны на рис. 3.

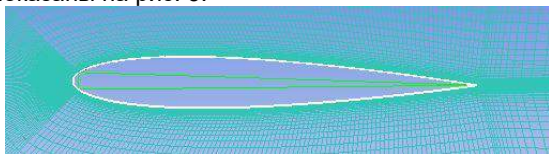


Рис.3. Деталь сетки вокруг поверхности профиля

2.3 Граничные условия

На левой стороне объема была задана скорость. Входная скорость устанавливается для числа Рейнольдса ($Re = 3.6 \times 10^5$ и 7×10^5). На боковых границах задано отсутствие нормальной скорости и скачка давления. На поверхности профиля выполняется условие прилипания. Параметры среды внутри домена соответствовали параметрам воздуха на уровне моря ($20^\circ C$). Другие граничные условия приведены в таблице 1.

Таблице 1

Граничные условия для Naca 0012

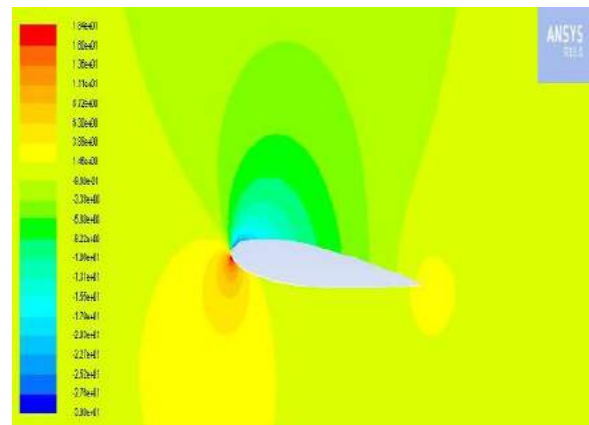
№	Граничное условие	Величина
1	Температура (Т)	$20^\circ C$
2	Число Рейнольдса (Re)	3.6×10^5 и 7×10^5
3	Плотность воздуха (ρ)	1.225 кг/м^3

4	Кинематическая вязкость (ν)	$1,47 \times 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$
5	Хорда крыла (C)	1 м
6	Модель турбулентности	k-kl-omega
7	Угол атаки (α)	От 0° до 15°

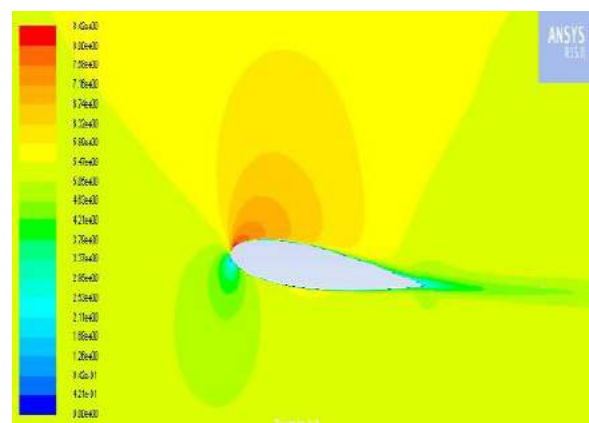
2.4 Процедура моделирования CFD

Вычислительная гидродинамическая симуляция была выполнена с использованием стационарного решателя. Для дискретизации использовалась схема разностей против потока первого порядка.

Расчет потребовал 500 итераций. Сходимость проверяется с использованием относительной разности между двумя последовательными итерациями для каждого из коэффициентов силы. На рис. 4 и 5 показаны полученные в процессе расчета поля скоростей и давления вокруг изучаемого профиля.

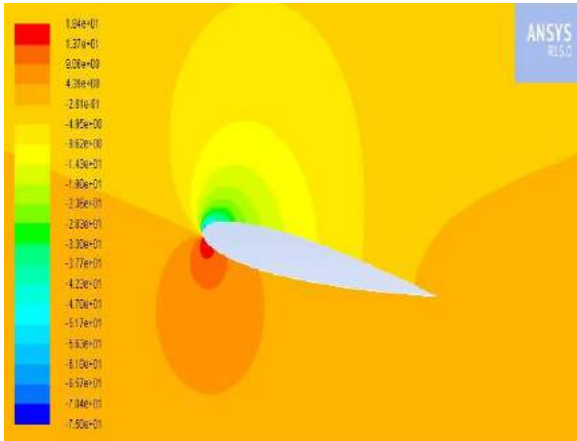


(А)

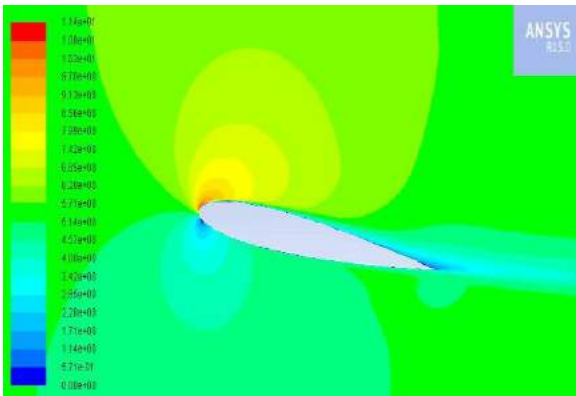


(Б)

Рис.4.(А) Распределение статического давления и (Б) распределение величины скорости вокруг NACA0012 при угле атаки 5 градусов и Числе Рейнольдса 3.6×10^5



(В)



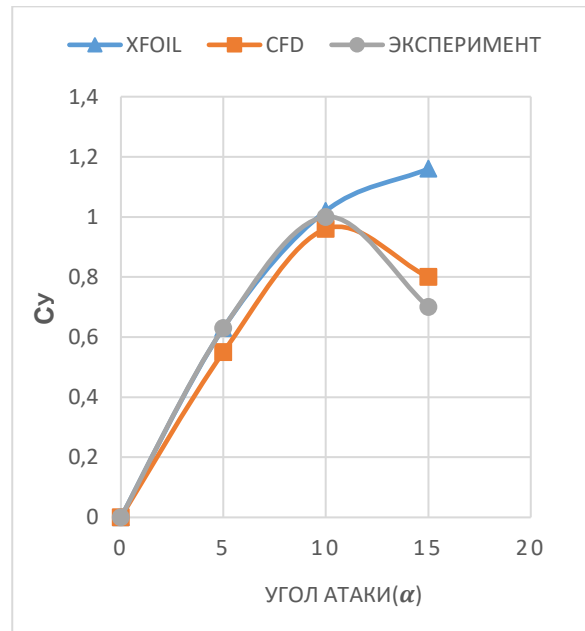
(Г)

Рис.5.(В) Распределение статического давления и (Г) распределение величины скорости вокруг NACA0012 при угле атаки 10 градусов и Числе Рейнольдса 7×10^5

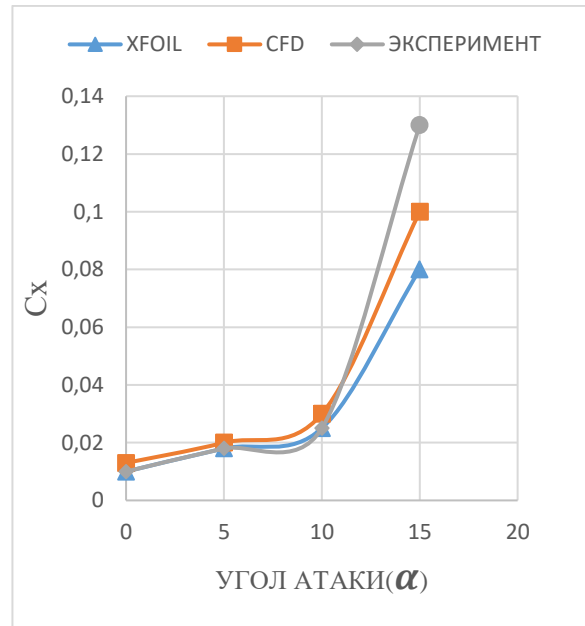
3. Результаты анализа

В этом разделе анализ результатов CFD и XFOIL обсуждается для углов атаки 0° и 15° . Экспериментальные данные были взяты из результатов испытаний профиля NACA 0012 в аэродинамической трубе. Они приведены в отчете Национальной лаборатории Сандиа. [9]

Результаты сравнения CFD, XFOIL и экспериментальных данных для аэродинамических характеристик (таких как коэффициент подъемной силы (C_y) и сопротивления (C_x)) NACA 0012 при различных числах Рейнольдса и различном угле атаки показаны на рис. 6 и 7.

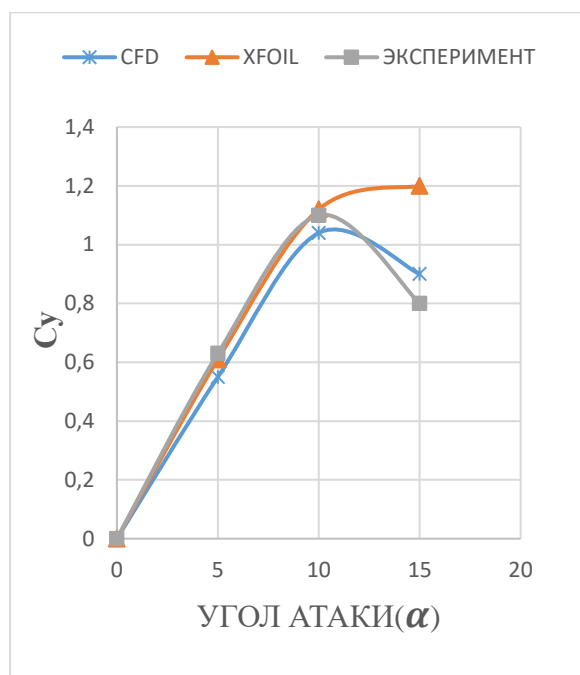


(а)

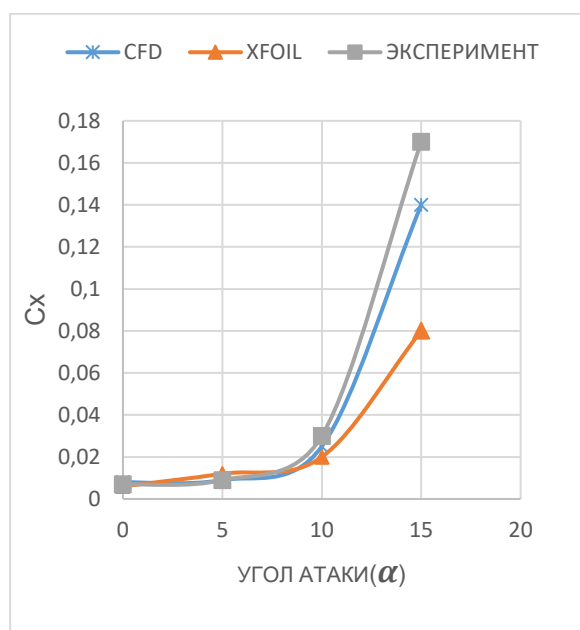


(б)

рис.6. Сравнение коэффициента подъемной силы (а) и коэффициента сопротивления (б) для CFD, XFOIL и эксперимента при числе Рейнольдса $3,6 \times 10^5$



(в)



(г)

рис.7. Сравнение коэффициента подъемной силы (в) и коэффициента сопротивления (г) для CFD, XFOIL и эксперимента при числе Рейнольдса 7×10^5

Выводы

Аэродинамические характеристики профиля NASA0012 были численно исследованы при малых числах Рейнольдса 3.6×10^5 и 7×10^5 . Коммерческий код FLUENT и общедоступный пакет XFOIL были использованы для численного анализа и сопоставлены с результатами эксперимента. Согласно сравнению, результаты XFOIL практически согласуются с экспериментальными данными при малых углах атаки от 0° до 10° . После угла атаки 10° наблюдается рассогласование между расчетом и экспериментом. Это связано с приближенным учетом влияния вязкости в пакете XFOIL. При этом FLUENT с моделью k- ϵ - ω перехода показал хорошее совпадение аэродинамических коэффициентов, таких как значения подъемной силы (C_y) и сопротивления (C_x) при всех углах атаки. Но для коэффициента подъемной силы (C_y) на малых углах атаки, результаты, полученные с помощью XFOIL ближе к экспериментальным, чем данные FLUENT. На основании проведенного сравнения можно сделать вывод, что использование пакета XFOIL вполне допустимо при анализе влияния формы профиля на ранних стадиях проектирования быстроходных катамаранов с аэродинамической разгрузкой. Поскольку углы атаки у этих объектов малы, а числа Рейнольдса лежат в исследованном диапазоне. Этот пакет позволяет за короткое время рассмотреть большое число вариантов и выбрать 2-3 из них для дальнейшего детального изучения с помощью пакетов CFD, учитывающих вязкость.

Эти результаты согласуются с данными, полученными в работе J.Morgado, R. Vizinho, M.A.R. Silverstre, J.C. Pascoa [1]. Там показано, что для малых значений числа Рейнольдса XFOIL дает правдоподобные результаты и может быть использован, как инструмент для проектирования и анализа аэродинамического профиля. С другой стороны, в работе William.T.Kirk, V.R. Capece, G. Pechlivanoglou, C.N. Nayeri, C.O. Paschereit [2] предполагается, что CFD предсказывает коэффициент сопротивления более точно, чем XFOIL и в работе Md Aktharuzzaman, Md Shafiul, Md Asif Iqbal, Md Abdus [3] предполагается, что CFD при малых числах Рейнольдса предпочтительнее.

Мои результаты совпадают с выводами, сделанными в работе J.Morgado, R. Vizinho, M.A.R. Silverstre, J.C. Pascoa.

В заключение хочу выразить благодарность за помощь в подготовке данной статьи моему научному руководителю Бесядовскому А.Р., профессору кафедры ГАММА СПбГМТУ.

Литература

1. J.Morgado, R. Vizinho, M.A.R. Silverstre, J.C. Pascoa "XFOIL and CFD performance for high lift low Reynolds number airfoils" University of Beira interior, no.1,2015, 6201-001 Covilha, Portugal.
2. William.T.Kirk, V.R. Capece, G. Pechlivanoglou, C.N. Nayeri, C.O. Paschereit "Comparative Study of CFD Solver Models For Modeling of Flow Over Wind Turbine Airfoils" Turbine Technical Conference and Exposition, June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany.
3. <https://www.academia.edu/35894760>
4. M. Drela, "An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils," MIT Dept. of Aeronautics and Astronautics, Lecture Notes in Engineering, Vol. 54, 1989, pp. 1-12.

5. J. Van Ingen. The eN method for transition prediction. Historical review of work at TU delft, in: 38th Fluid Dynamic Conference and Exhibit. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, Virginia, 2008.
6. <https://en.wikipedia.org/wiki/CFD>
7. Walters D. K. and Cokljat D., "A three-equation eddy-viscosity model for Reynolds-averaged Navier- Stokes simulations of transitional flow", Journal of Fluids Engineering, vol. 130, no. 12, 2008.
8. Hua X, Gu R, Jin J, Liu Y, Ma Y, Cong Q, Zheng Y. "Numerical Simulation and Aerodynamic Performance Comparison Between Sellgull Airfoil and NACA 4412 Airfoil under low Reynolds " Adv. Nat. Sci. Vol. 3. No. 2. 2010 .pp. 246
9. Robert E. Sheldahl., Paul C. Klimas. Aerodynamic characteristics of seven symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for use in aerodynamic analysis of vertical axis wind turbines. Sandia National Laboratories, Albuquerque. March 1981.pp. 78-95.

References

1. J.Morgado, R. Vizinho ,M.A.R. Silverstre , J.C. Pascoa "XFOIL and CFD performance for high lift low reynolds number airfoils" University of Beira interior , no.1,2015, 6201-001 Coviha, Portugal.
2. William.T.Kirk, V.R. Capece, G. Pechlivanoglou, C.N. Nayeri, C.O. Paschereit "Comparative Study of CFD Solver Models For Modeling of Flow Over Wind Turbine Airfoils" Turbine Technical Conference and Exposition, June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany.
3. <https://www.academia.edu/35894760>
4. M. Drela, "An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils," MIT Dept. of Aeronautics and Astronautics, Lecture Notes in Engineering, Vol. 54, 1989, pp. 1-12.
5. J. Van Ingen. The eN method for transition prediction. Historical review of work at TU delft, in: 38th Fluid Dynamic Conference and Exhibit. American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, Virginia, 2008.
6. <https://en.wikipedia.org/wiki/CFD>
7. Walters D. K. and Cokljat D., "A three-equation eddy-viscosity model for Reynolds-averaged Navier- Stokes simulations of transitional flow", Journal of Fluids Engineering, vol. 130, no. 12, 2008.
8. Hua X, Gu R, Jin J, Liu Y, Ma Y, Cong Q, Zheng Y. "Numerical Simulation and Aerodynamic Performance Comparison Between Sellgull Airfoil and NACA 4412 Airfoil under low Reynolds " Adv. Nat. Sci. Vol. 3. No. 2. 2010 .pp. 246
9. Robert E. Sheldahl., Paul C. Klimas. Aerodynamic characteristics of seven symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for use in aerodynamic analysis of vertical axis wind turbines. Sandia National Laboratories, Albuquerque. March 1981.pp. 78-95.

УДК 629.12.073.243.4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ СИЛ ВТОРОГО ПОРЯДКА, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ ВЕРТИКАЛЬНОЙ КАЧКЕ СУДНА НА ОСНОВАНИИ ТРЕХМЕРНОЙ ТЕОРИИ

Виктория Юрьевна Семенова

Д.т.н., профессор, заведующая кафедрой теории корабля
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 10
e-mail: sem_viktoria@mail.ru

Данил Айдарович Альбаев

Студент (Магистр), ассистент кафедры теории корабля
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 10
e-mail: albaevdanil@gmail.com

Аннотация

В статье рассматривается определение нелинейных сил, возникающих при вертикальной качке судна на основании трехмерной потенциальной теории. Для их определения необходимо вычисление потенциала второго порядка малости. Представленное решение в отечественной практике является новым. Решение задачи осуществляется на основании методов малого параметра и интегральных уравнений с учетом нелинейных граничных условий на смоченной поверхности судна и свободной поверхностью жидкости. Нелинейные вертикальные силы определяются в работе с использованием различных функций Грина: для бесконечно-глубокой жидкости и жидкости ограниченной глубины когда $H \rightarrow \infty$. Полученные результаты полностью согласуются между собой. Приводятся результаты расчетов составляющих нелинейных вертикальных сил для четырех разных судов. Расчеты представлены в сравнении с расчетами по двумерной теории, выполненными также для случая бесконечно глубокой жидкости и жидкости ограниченной глубины при больших значениях отношения глубины к осадке H/T . Показано хорошее согласование результатов между собой.

Ключевые слова: метод интегральных уравнений, трехмерная потенциальная теория, потенциал второго порядка, функция Грина, вертикальная качка, нелинейные силы

THE DETERMINATION OF NONLINEAR FORCES OF THE SECOND ORDER DURING THE SHIP'S VERTICAL MOTIONS, BASED ON THE THREE-DIMENSIONAL THEORY

Viktoriya Yu. Semenova

Dr.Sci.Tech., the professor, the head of department of theory of the ship
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg 190008, Russian Federation
e-mail: sem_viktoria@mail.ru

Danil A. Al'baev

Student (Master), assistant of department of theory of the ship
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg 190008, Russian Federation
e-mail: albaevdanil@gmail.com

Abstract

The article deals with the definition of nonlinear forces arising in the vertical motions of the ship on the basis of three-dimensional potential theory. To determine them, it is necessary to calculate the potential of the second order of smallness. The presented solution in national practice is new. The solution of the problem is carried out on the basis of small parameter methods and integral equations taking into account nonlinear boundary conditions on the wetted surface of the ship and the free surface of the liquid. Nonlinear vertical forces are determined in the work using various Green functions: for an infinitely deep fluid and a fluid of limited depth when $H \rightarrow \infty$. The results obtained are completely consistent with each other. The results of calculations of the components of nonlinear vertical forces for four different ships are presented. The calculations are presented in comparison with the calculations according to the two-dimensional theory, also performed for the case of an infinitely deep liquid and liquid of limited depth for large values of the ratio of depth to sediment H/T . Good agreement between the results is shown.

Key words: method of the integral equations, three-dimensional potential theory, the potential of the second order, green function, vertical motion, nonlinear forces

Введение

Взаимодействие судна с внешней средой в общем случае нелинейно – судно совершает полигармонические колебания под действием нелинейных гидродинамических сил. От корректного решения этой сложной задачи зависит точность расчетов характеристик мореходности и оценка безопасности плавания.

Для определения кинематических характеристик качки необходимо в первую очередь уточнение структуры гидродинамических сил, действующих на судно за счет учета компонент высшего порядка малости в нелинейных граничных условиях. Нелинейная двумерная задача о вертикальных колебаниях шпангоутного контура была решена в работах Potash [14], Lee [9], Семеновой [1],[2], Со Чжо Ту [4],[5].

В работах [1] и [9] использовался комбинированный метод, основанный на совместном применении метода гидродинамических особенностей и конформного отображения контуров. В работах [4],[5], [14], [11] использовался метод интегральных уравнений. Полученные во всех приведённых работах результаты показали значительное влияние нелинейных вертикальных сил.

Для дальнейшего уточнения расчетов данных сил, требуется учет трехмерности судна. В общем виде трехмерная нелинейная задача рассматривалась в работах Papanikolaou [10], Zaraphontis [12],[13], Lee [7],[8], Kim [6]. Однако полученные ими результаты ограничены и применимы только для вертикальных цилиндров и плавучих платформ. В данных работах не рассматриваются отдельные категории нелинейных сил.

Авторами настоящей статьи предполагается провести цикл работ, посвященных определению нелинейных сил, возникающих при различных изолированных колебаний судна, нелинейных сил, возникающих при дифракции волнения от корпуса судна и при взаимодействии дифрагированного, набегающего и вынужденного качкой волнения.

В настоящей работе рассматривается определение нелинейных сил на основании трехмерной теории, возникающих при изолированной вертикальной качки судна.

1. Описание метода

Для решения задачи введем малый параметр $\varepsilon_3 = \frac{\zeta_g}{B/2}$, характеризующий малость вертикальных колебаний. Тогда потенциал движения жидкости при вертикальной качке с точностью до второго порядка малости будет иметь вид:

$$\Phi_3 = \varepsilon_3 \Phi_3^{(1)} + \varepsilon_3^2 \Phi_{33_1}^{(2)} + \varepsilon_3^3 \Phi_{33_2}^{(2)}. \quad (1)$$

Потенциал второго порядка $\varepsilon_3^2 \Phi_{33_1}^{(2)}$ и $\varepsilon_3^3 \Phi_{33_2}^{(2)}$ должны удовлетворять уравнению Лапласа, принципу излучения и условию на глубине. Подставляя разложение (1) в общие нелинейные граничные условия на смоченной поверхности судна [7]:

$$\frac{\partial \Phi^{(2)}}{\partial n} = Q_B = -n(\bar{X}^{(1)} \cdot \nabla) \nabla \Phi^{(1)} + (V^{(1)} - \nabla \Phi^{(1)}) N^{(1)} + V^{(2)} n, \quad (2)$$

где

$$\bar{X}^{(1)} = \left\{ \begin{aligned} &\xi_g^{(1)} + (\psi^{(1)} z - \chi^{(1)} y) \\ &\eta_g^{(1)} - (\theta^{(1)} z - \chi^{(1)} x) \\ &\zeta_g^{(1)} - (\theta^{(1)} y - \psi^{(1)} x) \end{aligned} \right\};$$

$$V^{(1)} = \left\{ \begin{aligned} &\dot{\xi}_g^{(1)} + (\dot{\psi}^{(1)} z - \dot{\chi}^{(1)} y) \\ &\dot{\eta}_g^{(1)} - (\dot{\theta}^{(1)} z - \dot{\chi}^{(1)} x) \\ &\dot{\zeta}_g^{(1)} - (\dot{\theta}^{(1)} y - \dot{\psi}^{(1)} x) \end{aligned} \right\}; \quad (3)$$

$$N^{(1)} = \left\{ \begin{aligned} &\psi^{(1)} \cos(n, z) - \chi^{(1)} \cos(n, y) \\ &-\theta^{(1)} \cos(n, z) + \chi^{(1)} \cos(n, x) \\ &\theta^{(1)} \cos(n, y) - \psi^{(1)} \cos(n, x) \end{aligned} \right\};$$

$$V^{(2)} = \left\{ \begin{aligned} &\dot{\xi}_g^{(2)} + (\dot{\psi}^{(2)} z - \dot{\chi}^{(2)} y) \\ &\dot{\eta}_g^{(2)} - (\dot{\theta}^{(2)} z - \dot{\chi}^{(2)} x) \\ &\dot{\zeta}_g^{(2)} - (\dot{\theta}^{(2)} y - \dot{\psi}^{(2)} x) \end{aligned} \right\},$$

и в условие на свободной поверхности жидкости

$$\frac{\partial \Phi^{(2)}}{\partial z} - \frac{4\omega^2}{g} \Phi^{(2)} = Q_F = -\frac{i\omega}{g} (\nabla \Phi^{(1)})^2 + \frac{i\omega}{2g} \Phi^{(1)} \left(\frac{\partial^2 \Phi^{(1)}}{\partial z^2} - \frac{\omega^2}{g} \frac{\partial \Phi^{(1)}}{\partial z} \right), \quad (4)$$

группируя составляющие, пропорциональные ε_3^2 , получим граничные условия для потенциалов $\Phi_{33_1}^{(2)}$ и $\Phi_{33_2}^{(2)}$:

$$\frac{\partial \Phi_{33_1}^{(2)}}{\partial n} = Q_{B33} = -n(\zeta_g^{(1)} \cdot \nabla) \nabla \Phi_3^{(1)} = -\frac{i}{2} \zeta_g^{(1)} \left[\frac{\partial^2 \Phi_3^{(1)}}{\partial z \partial x} \cos(n, x) + \frac{\partial^2 \Phi_3^{(1)}}{\partial z \partial y} \cos(n, y) + \frac{\partial^2 \Phi_3^{(1)}}{\partial z^2} \cos(n, z) \right]. \quad (5)$$

$$\frac{\partial \Phi_{33_1}^{(2)}}{\partial z} - \frac{4\omega^2}{g} \Phi_{33_1}^{(2)} = Q_{F33} = -\frac{i\omega}{g} \left[\left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{i\omega}{2g} \Phi_3^{(1)} \left(\frac{\partial^2 \Phi_3^{(1)}}{\partial z^2} - \frac{\omega^2}{g} \frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial z} \right). \quad (6)$$

$$\frac{\partial \Phi_{33_2}^{(2)}}{\partial n} = \dot{\zeta}_g^{(2)} \cos(n, z). \quad (7)$$

$$\frac{\partial \Phi_{33_2}^{(2)}}{\partial z} - \frac{4\omega^2}{g} \Phi_{33_2}^{(2)} = 0. \quad (8)$$

Задача определения потенциала $\Phi_{33_2}^{(2)}$ решена в работе авторов [3].

В настоящей работе рассматривается определение потенциала $\Phi_{33_1}^{(2)}$.

Для определения данного потенциала используется метод интегральных уравнений, согласно которому [10] :

$$-\frac{1}{2}\Phi_{33_1}^{(2)}(x, y, z) + \frac{1}{4\pi} \iint_{\Omega} \Phi_{33_1}^{(2)}(\xi, \eta, \zeta) \frac{\partial G^{(2)}}{\partial n} d\Omega = \frac{1}{4\pi} \iint_{\Omega} Q_{B33} G^{(2)} d\Omega + \frac{1}{4\pi} \iint_{S_F} Q_{F33} G^{(2)} dS_F. \quad (9)$$

Функция Грина $G^{(2)}$ может быть определена по одной из формул для бесконечно-глубокой жидкости:

$$G^{(2)}(x, y, z, \xi, \eta, \zeta) = \frac{1}{r} + \frac{1}{r_1} + 8v \int_0^{\infty} \frac{e^{k(z+\zeta)}}{k-4v} J_0(kR) dk + i8\pi v e^{4v(z+\zeta)} J_0(4vR). \quad (10)$$

Для жидкости ограниченной глубины:

$$G^{(2)}(x, y, z, \xi, \eta, \zeta) = \frac{1}{r} + \frac{1}{r_1} + \int_0^{\infty} \frac{2(k+4v)e^{-kh} \cosh k(z+h)}{k \sinh kh - 4v \cosh kh} \cdot \cosh k(\zeta+h) J_0(kR) dk + i2\pi \frac{2((4\mu_0)^2 - (4v)^2) \cosh 4\mu_0(z+h)}{((4\mu_0)^2 - (4v)^2)h + 4v} \cdot \cosh 4\mu_0(\zeta+h) J_0(\mu_0 R). \quad (11)$$

Здесь

$$r = \sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2 + (z-\zeta)^2};$$

$$r_1 = \sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2 + (z+\zeta)^2};$$

$$R = \sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2};$$

$$v = \frac{\omega^2}{g} - \text{волновое число};$$

μ_0 – положительный корень трансцендентного уравнения, имеющего вид: $\mu_0 \tanh(\mu_0 H) = v$

J_0 – функция Бесселя.

Основные трудности решения системы уравнений (9) заключаются в корректном определении граничных условий Q_{B33} и Q_{F33} . Из выражения (5) видно, что определение Q_{B33} связано с вычислением вторых производных потенциала первого порядка $\Phi_3^{(1)}$. Определение данных производных связано с большими вычислительными трудностями и может быть корректно осуществлено только при использовании очень мелкой разбивки судна на панели. Для избегания указанных трудностей в работе Lee [7], [8] предлагается заменить вычисление вторых производных следующим выражением полученным на основании применения некоторых векторных операций и теоремы Стокса.

$$\iint_{\Omega} n[(\bar{X}^{(1)} \cdot \nabla) \nabla \Phi^{(1)}] G^{(2)} d\Omega = \iint_{\Omega} [n \cdot \bar{X}^{(1)}] [\nabla \Phi^{(1)} \nabla G^{(2)}] d\Omega - \iint_{\Omega} \frac{d\Phi^{(1)}}{dn} [\bar{X}^{(1)} \cdot \nabla G^{(2)}] d\Omega + \iint_{\Omega} [n((\nabla \Phi^{(1)} \cdot \nabla) \bar{X}^{(1)})] G^{(2)} d\Omega + \iint_{WL} [\nabla \Phi^{(1)} \times \bar{X}^{(1)}] G^{(2)} \vec{s} dl, \quad (12)$$

где $\vec{s} = (s_x, s_y, 0)$, $s_x = n_y / \sqrt{1 - n_z^2}$, $s_y = -n_x / \sqrt{1 - n_z^2}$.

Подставляя (1) в (12) для Q_{B33} получим следующее выражение:

$$\iint_{\Omega} Q_{B33} G^{(2)} d\Omega = \iint_{\Omega} n[(\zeta_g^{(1)} \cdot \nabla) \nabla \Phi_3^{(1)}] G^{(2)} d\Omega = \zeta_g^{(1)} \iint_{\Omega} \left[\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial x} \frac{\partial G^{(2)}}{\partial x} + \frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial y} \frac{\partial G^{(2)}}{\partial y} + \frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial z} \frac{\partial G^{(2)}}{\partial z} \right] \cos(n, z) d\Omega - \zeta_g^{(1)} \iint_{\Omega} \frac{d\Phi_3^{(1)}}{dn} \frac{\partial G^{(2)}}{\partial z} d\Omega + \zeta_g^{(1)} \iint_{WL} \left[\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial y} s_x - \frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial x} s_y \right] G^{(2)} dl. \quad (13)$$

Таким образом от трудоемкого и ведущего к погрешностям при недостаточном количестве панелей вычисления вторых производных можно полностью избавиться и перейти к вычислению производных первого порядка.

Аналогичным образом можно поступить и со второй производной входящей в выражение для граничного условия на свободной поверхности жидкости Q_{F33} .

$$\iint_{S_F} Q_{F33} G^{(2)} dS_F = \iint_{S_F} Q_{F33_1} G^{(2)} dS_F + \iint_{S_F} Q_{F33_2} G^{(2)} dS_F, \quad (14)$$

где

$$Q_{F33_1} = -\frac{i\omega}{g} \left[\left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{i\omega}{2g} \Phi_3^{(1)} \left(-\frac{\omega^2}{g} \frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial z} \right), \quad (15)$$

$$Q_{F33_2} = \frac{i\omega}{2g} \Phi_3^{(1)} \frac{\partial^2 \Phi_3^{(1)}}{\partial z^2}.$$

Согласно [7] на основании применения теоремы Гаусса можно получить:

$$\begin{aligned} & \iint_{S_F} \Phi_3^{(1)} \frac{\partial^2 \Phi_3^{(1)}}{\partial z^2} G^{(2)} dS_F = \\ & = - \iint_{WL+PC} \Phi_3^{(1)} (\nabla \Phi_3^{(1)} \cdot n) G^{(2)} dl + \\ & + \iint_{S_F} (\nabla \Phi_3^{(1)} \nabla \Phi_3^{(1)}) G^{(2)} dS_F + \\ & + \iint_{S_F} \Phi_3^{(1)} (\nabla \Phi_3^{(1)} \nabla G^{(2)}) dS_F. \end{aligned} \quad (16)$$

Здесь интеграл \iint_{WL+PC} берется по контуру ватерлинии судна и по контуру, ограничивающему свободную поверхность жидкости на достаточно большом удалении от судна (Рис. 1).

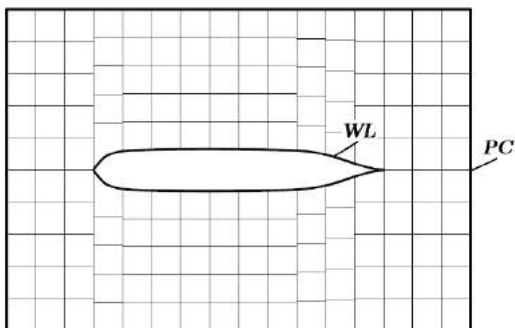


Рис. 1. Разбиение свободной поверхности на панели

Для вычисления интегралов (14) свободная поверхность жидкости разбивается на конечное число плоских элементов (панелей) (Рис. 1). Сходимость интегралов обеспечивается достаточной протяженностью стеки вправо и влево от судна.

Давление второго порядка, возникающее при вертикальной качке, имеет вид:

$$\begin{aligned} p^{(2)} = & -\rho \frac{\partial \Phi_{33_1}^{(2)}}{\partial t} - \rho \zeta_g^{(1)} \frac{\partial^2 \Phi_3^{(1)}}{\partial z \partial t} - \\ & - \frac{1}{2} \rho \left[\left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial z} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (17)$$

Вертикальная нелинейная сила:

$$F_{33}^{(2)} = - \iint_{\Omega} p^{(2)} \vec{n} d\Omega - \iint_{WL} p^{(1)} \vec{n}_{WL} dl, \quad (18)$$

и может быть представлена в виде двух частей $F_{33}^{(2)} = F_{33_I}^{(2)} + F_{33_{II}}^{(2)}$, где

$$F_{33_I}^{(2)} = \rho \iint_{\Omega} \frac{\partial \Phi_{33_1}^{(2)}}{\partial t} \cos(n, z) d\Omega, \quad (19)$$

$$\begin{aligned} F_{33_{II}}^{(2)} = & \rho \iint_{\Omega} \left[\zeta_g^{(1)} \frac{\partial^2 \Phi_3^{(1)}}{\partial z \partial t} - \right. \\ & \left. - \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial z} \right)^2 \right] \right] \cdot \\ & \cdot \cos(n, z) d\Omega - \frac{1}{2} \rho g \iint_{WL} z_W^2 n_{z_{WL}} dl, \\ z_W = & -\frac{1}{g} \frac{\partial \Phi_3^{(1)}}{\partial t} - \zeta_g^{(1)}. \end{aligned} \quad (20)$$

Таким образом, вторая часть нелинейной вертикальной силы полностью определяется уже на основании решения задачи первого порядка.

2. Анализ результатов

На основании изложенного были разработаны две программы, реализующие определение нелинейных сил вертикальных сил с использованием функции Грина для бесконечно-глубокой жидкости (10) и функции Грина для жидкости ограниченной глубины (11) в случае когда $H \rightarrow \infty$.

Расчеты нелинейных вертикальных сил, обусловленных потенциалом второго порядка $F_{33_I}^{(2)}$ проводились для различных типов судов по каждой из двух программ.

В таблице 1 приведены основные характеристики данных судов.

Таблица 1

Тип/ Название судна	L	B	T	δ	α
Танкер	310	47.2	18.9	0.85	0.9
Танкер "Баскунчак"	74	12.0	4.65	0.71	0.8
Балкер "Капитан Панфилов"	134	20.6	9.4	0.78	0.88
Лесовоз "Николай Новиков"	140	21	8.68	0.74	0.83

Полученные результаты расчетов приведены в сопоставлении с результатами, полученными при использовании программ, основанных на двумерной теории для бесконечно глубокой жидкости [1] и жидкости ограниченной глубины и жидкости ограниченной глубины [5].

В данных программах нелинейные вертикальные силы, действующие на судно, определяются на основании гипотезы плоских сечений.

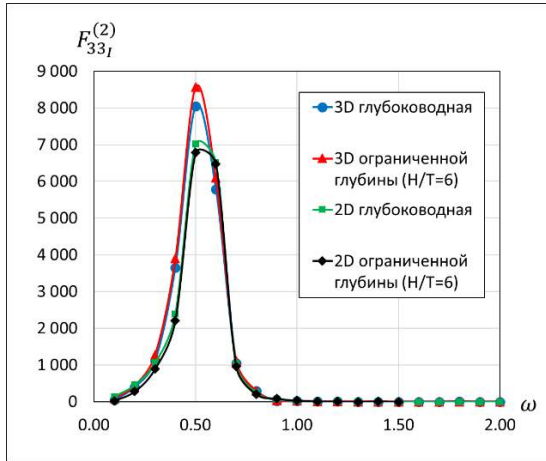


Рис. 2. $F_{33I}^{(2)}$ для танкера

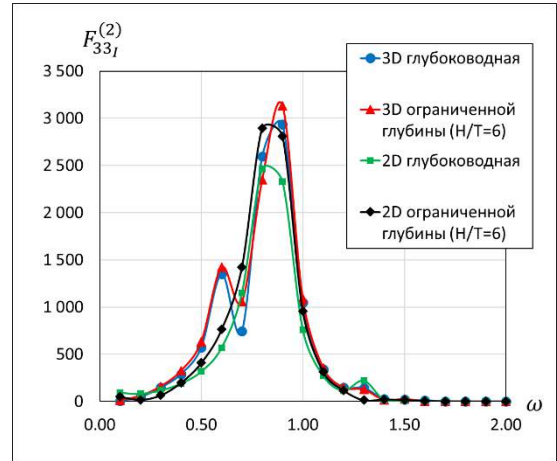


Рис. 5. $F_{33I}^{(2)}$ для лесовоза "Николай Новиков"

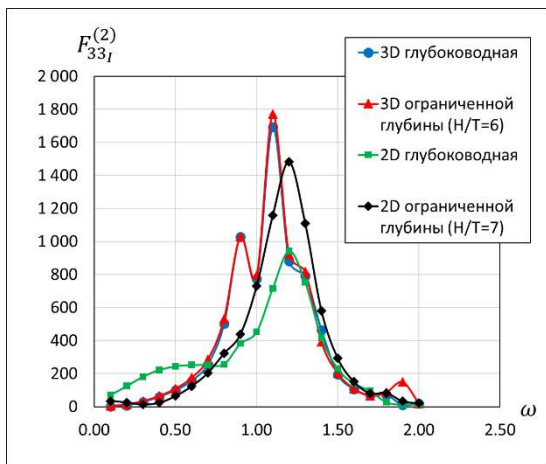


Рис. 3. $F_{33I}^{(2)}$ для танкера "Басунчак"

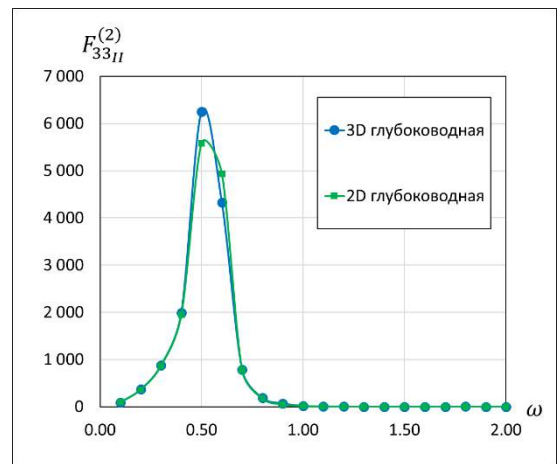


Рис. 6. $F_{33II}^{(2)}$ для танкера "Мир"

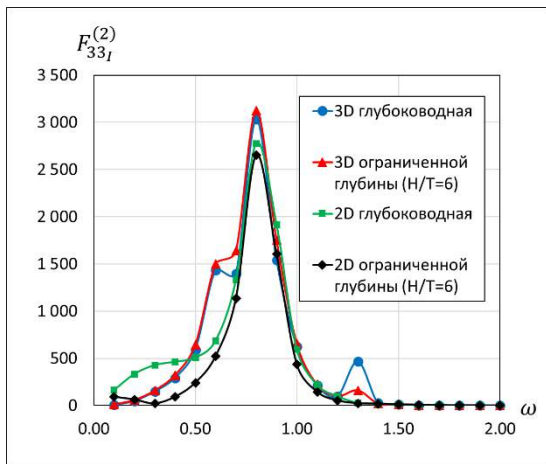


Рис. 4. $F_{33I}^{(2)}$ для балкера "Капитан Панфилов"

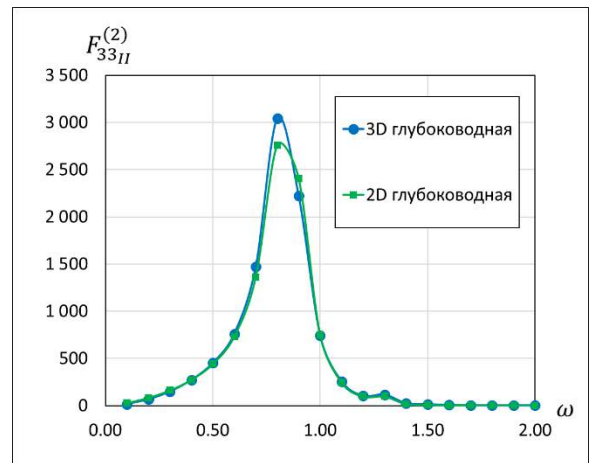


Рис. 7. $F_{33II}^{(2)}$ для лесовоза "Николай Новиков"

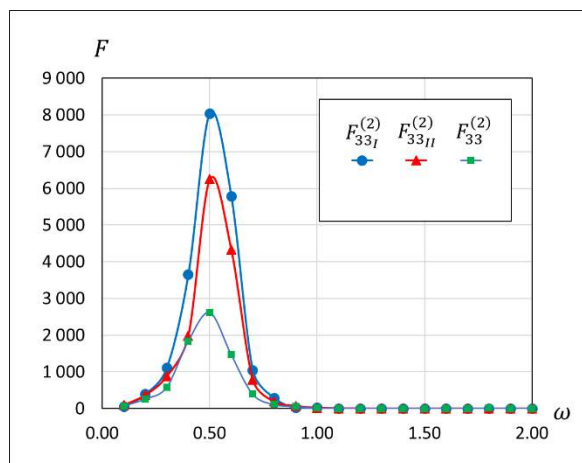


Рис. 8. Силы, определенные по 3D глубоководной программе для танкера "Мир"

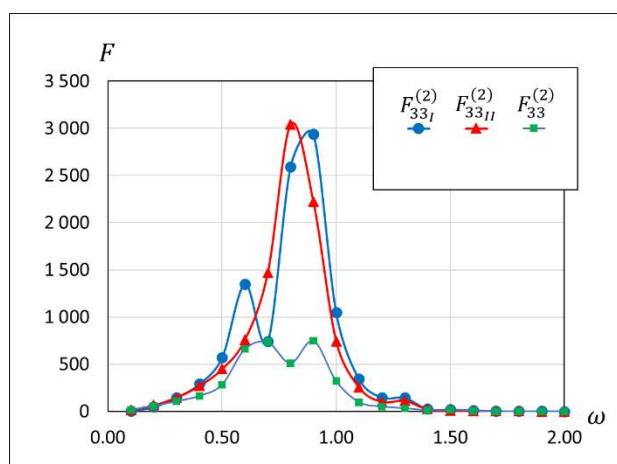


Рис. 9. Силы, определенные по 3D глубоководной программе для лесовоза "Николай Новиков"

На рис.2-5 приведены расчеты нелинейных вертикальных сил, обусловленных потенциалом второго порядка. Из приведенных сравнений видно достаточно хорошее согласование результатов, полученных по трехмерной теории с результатами, полученными по двумерным программам расчета. Наибольшие расхождения результатов

отмечаются для танкера «Баскунчак» и балкера «Капитан Панфилов» в области частот $\omega < 1$ и $\omega < 0.75$ соответственно (рис.3,4). Следует отметить, что наибольшие расхождения результатов между трехмерными и двумерными методами в области низких частот характерны также и для коэффициентов присоединенных масс и демпфирования [3].

Расчеты по трехмерным программам, использующим разные функции Грина (10) и (11) практически полностью совпадают между собой.

На рис.6 и 7 приведены расчеты второй части нелинейной вертикальной силы $F_{33II}^{(2)}$, не зависящей от нелинейных граничных условий и обусловленной квадратичным членом Лагранжа-Коши и другими факторами второго порядка малости (20). Сравнение полученных результатов с расчетами по двумерной теории показывает практически полное совпадение результатов.

Для всех рассмотренных судов нелинейные силы $F_{33I}^{(2)}$ и $F_{33II}^{(2)}$ имеют близкие значения по абсолютной величине, но противоположны по знаку (Рис.8,9). Поэтому значения полной нелинейной вертикальной силы получаются значительно меньше отдельных ее составляющих. Так, для танкера значения $F_{33}^{(2)}$ в 3 раза меньше $F_{33I}^{(2)}$, обусловленной потенциалом второго порядка. Для лесовоза «Николай Новиков» в зоне частот $\omega < 1$ полная нелинейная вертикальная сила меньше $F_{33I}^{(2)}$ в 4 раза (рис.9). Аналогичные результаты получены и для других судов.

Заключение

Рассмотренный метод позволяет определять нелинейные силы второго порядка малости с учетом влияния трехмерности корпуса судна на нелинейные граничные условия на его смоченной поверхности и свободной поверхности жидкости.

В дальнейшем данный метод может быть использован для расчета нелинейных сил, обусловленных другими видами колебаний, дифракцией волнения от корпуса судна и их взаимодействием.

Литература

1. Семенова В. Ю. (1999) Исследование и разработка программ расчета нелинейных гидродинамических сил, возникающих при колебаниях контуров корабельной формы на свободной поверхности жидкости //Дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. Библиотека СПбГМТУ.
2. Семенова В. Ю. (2005) Разработка метода расчета нелинейной качки судов //Дисс. на соиск. уч. степени д. т. н. Библиотека СПбГМТУ.
3. Семенова В.Ю., Альбаев Д.А. (2019). Определение инерционно-демпфирующих сил второго порядка малости, возникающих при качке судна, на основании трехмерной потенциальной теории //Морские интеллектуальные технологии, N 2 с.
4. Семенова В. Ю., Со Чжо Ту (2012) Определение нелинейных сил второго порядка, возникающих при поперечной качке контура на тихой воде в условиях мелководья //Морские интеллектуальные технологии, № 2, С. 22-26.
5. Со Чжо Ту (2014) Разработка метода расчета нелинейных сил второго порядка, возникающих при качке судна на мелководье //Дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. Библиотека СПбГМТУ.
6. Kim M.H. (1991) Second-order sum-frequency wave loads on large-volume structures. //Applied Ocean Research, Vol.13, No.6. pp.287-296
7. Lee C. H. Wamit. (1995) Theory manual //Report N 95-2. Massachusetts institute of technology Department of Ocean Engineering, Cambridge.

8. Lee C. H., Zhu X.(1993) Second-order diffraction and radiation solutions on floating bodies //8th Int'l Workshop on Water Waves and Floating Bodies, St. John's, Newfoundland, Canada. p.165-185.
9. Lee C. M.(1968) The second-order theory of heaving cylinders in a free surface //Journal of Ship Research.Vol. 12. ,№. 04. , p. 313-327.
10. Papanikolaou A. (1985) On integral-equation-methods for the evaluation of motions and loads of arbitrary bodies in waves //Ingenieur-Archiv., Vol. 55. ,№. 1. , p. 17-29.
11. Papanikolaou A. (1980)Second-order theory of oscillating cylinders in a regular steep wave //Proc. 13th Symp. on Nav. Hydrodyn. , p. 303-331.
12. Papanikolaou A., Zaraphonitis G. (1987) On the Second-Order Steady Motions of 3D Bodies in Waves //Proc. Second Int. Workshop on Water Waves and Floating Bodies, Bristol. , p. 89-94.
13. Papanikolaou A., Zaraphonitis G.N (1993), Second-order theory and calculations of motions and loads of arbitrarily shaped 3D bodies in waves..// Marine Structures, N 6, c.165-185
14. Potash R. L. (1971) Second-order theory of oscillating cylinders //Journal of Ship Research, Vol.15, No.4, p.295-324

References

1. Semenova V. Ju.(1999) Issledovanie i razrabotka programm rascheta nelinejnyh gidrodinami-cheskih sil, vznikajushih pri kolebaniyah konturov korabel'noj formy na svobodnoj poverh-nosti zhidkosti //Diss. na soisk. uch. step. kand. tehn. nauk. Biblioteka SPbGMTU.
2. Semenova V. Ju.(2005) Razrabotka metoda rascheta nelinejnoj kachki sudov //Diss. na soisk. uch. stepeni d. t. n. Biblioteka SPbGMTU.
3. Semenova V.Ju., Al'baev D.A. (2019). Opredelenie inercionno-dempfirujushih sil vtorogo po-rjadka malosti, vznikajushih pri kachke sudna, na osnovanii trehmernoj potencial'noj teorii //Morskie intellektual'nye tehnologii, N 2 s.So. CH. T. Razrabotka metoda rascheta nelinejnykh sil vtorogo poriadka vznikajushchikh pri kachke sudna na melkovode //Diss. na. soisk. uch. step. kand. tekhn. nauk. Biblioteka SPbGMTU. – 2014.
4. Semenova V. Ju., So Chzho Tu(2012) Opredelenie nelinejnyh sil vtorogo porjadka, vznikajushih pri poperechnoj kachke kontura na tihoj vode v uslovijah melkovod'ja //Morskie intellektual'-nye tehnologii, № 2. , S. 22-26.
5. So Chzho Tu (2014) Razrabotka metoda rascheta nelinejnyh sil vtorogo porjadka, vznikajushih pri kachke sudna na melkovod'e //Diss. na soisk. uch. step. kand. tehn. nauk. Biblioteka SPbGM-TU.
6. Kim M.H.(1991) Second-order sum-frequency wave loads on large-volume structures. //Applied Ocean Research, Vol.13, No.6. pp.287-296
7. Lee C. H. Wamit. (1995) Theory manual //Report N 95-2. Massachusettes institute of technology De-partment of Ocean Engineering, Cambridge.
8. Lee C. H., Zhu X.(1993) Second-order diffraction and radiation solutions on floating bodies //8th Int'l Workshop on Water Waves and Floating Bodies, St. John's, Newfoundland, Canada. p.165-185.
9. Lee C. M.(1968) The second-order theory of heaving cylinders in a free surface //Journal of Ship Re-search.Vol. 12. ,№. 04. , p. 313-327.
10. Papanikolaou A. (1985) On integral-equation-methods for the evaluation of motions and loads of arbitrary bodies in waves //Ingenieur-Archiv., Vol. 55. ,№. 1. , p. 17-29.
11. Papanikolaou A. (1980)Second-order theory of oscillating cylinders in a regular steep wave //Proc. 13th Symp. on Nav. Hydrodyn. , p. 303-331.
12. Papanikolaou A., Zaraphonitis G. (1987) On the Second-Order Steady Motions of 3D Bodies in Waves //Proc. Second Int. Workshop on Water Waves and Floating Bodies, Bristol. , p. 89-94.
13. Papanikolaou A., Zaraphonitis G.N (1993), Second-order theory and calculations of motions and loads of arbitrarily shaped 3D bodies in waves..// Marine Structures, N 6, c.165-185
14. Potash R. L. (1971) Second-order theory of oscillating cylinders //Journal of Ship Research, Vol.15, No.4, p.295-324

УДК 629.12.073.243.4

МЕТОД РАСЧЕТА ДИАГРАММ СТАТИЧЕСКОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ ОСТОЙЧИВОСТИ ПРИ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ РАВНООБЪЕМНЫХ НАКЛОНЕНИЯХ СУДНА

Вячеслав Юрьевич Шульц

К. физ.-мат. н., доцент кафедры теории корабля
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190008, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 10
тел: +7-981-797-68-09, e-mail: vysch@yandex.ru

Аннотация

Статья посвящена рассмотрению подхода к расчету произвольных равнообъемных пространственных наклонов, учитывающему реальную форму корпуса, и основанного на нем метода построения диаграмм статической и динамической остойчивости. Для расчетов обеих диаграмм используется методы теории функций комплексного переменного, в частности формула Коши. В мировой и отечественной практике подобный подход к расчету диаграмм статической и динамической остойчивости при пространственных равнообъемных наклонах судна предлагается впервые. Поэтому работа является актуальной и обладает научной новизной. В статье представлены результаты, имеющие как научную, так и практическую ценность: впервые предлагается подход, основанный на теории функций комплексной переменной к определению углов наклонов, восстанавливающих моментов и соответствующих им работ. Вводится понятие трехмерных диаграмм статической и динамической остойчивости. Достоверность полученных в работе результатов определяется корректностью использования основных положений математической модели, в основе которых лежат фундаментальные законы теоретической гидромеханики, теории корабля и теории функций комплексной переменной.

Ключевые слова: пространственные наклоны судна, диаграмма статической остойчивости, диаграмма динамической остойчивости, восстанавливающий момент, работа.

THE METHOD OF CALCULATION OF CHARTS STATIC AND DYNAMIC STABILITY WITH SPATIALLY COEXTENSIVE INCLINATIONS OF THE VESSEL

Vyacheslav Y. Schultz

Ph. D. of Physico-Mathematical Sciences, Associate Professor Department of ship theory
St. Petersburg state marine technical University
190008, St. Petersburg, Lotsmanskaya str., 10
tel: +7-981-797-68-09, e-mail: vysch@yandex.ru

Abstract

The article is devoted to the approach to the calculation of arbitrary equal-volume spatial clones, taking into account the real shape of the body, and based on it the method of constructing diagrams of static and dynamic stability. Methods of the theory of functions of a complex variable, in particular the Cauchy formula, are used to calculate both diagrams. In the world and domestic practice, such an approach to the calculation of static and dynamic stability diagrams for spatial equal-volume inclinations of the vessel is proposed for the first time. Therefore, the work is relevant and has scientific novelty. The article presents the results of both scientific and practical value: for the First time an approach based on the theory of functions of a complex variable to the determination of angles of inclination, restoring moments and their corresponding works is proposed. The concept of three-dimensional diagrams of static and dynamic stability is introduced. The reliability of the results obtained in the work is determined by the correctness of the use of the basic provisions of the mathematical model, which are based on the fundamental laws of theoretical hydromechanics, ship theory and the theory of functions of a complex variable.

Key words: spatial inclination of the vessel, static stability diagram, dynamic stability diagram, restoring moment, work.

Введение

Расчет произвольных равнообъемных пространственных наклонов являющийся, в том числе, важной составляющей расчетов по нормированию остойчивости и решению задач непотопляемости, а также построение диаграмм статической и динамической остойчивости с

учетом реальных обводов судна до настоящего времени представляют трудоемкую задачу.

Современный уровень развития математики и информационных технологий позволяют предложить иной подход к расчету равнообъемных пространственных наклонов судна и построению трехмерных диаграмм статической и динамической остойчивости,

свободный от ограничений существующего подхода.

Представлению данного подхода и посвящена настоящая работа.

Описание предлагаемого метода

Рассмотрим пространственные равнообъемные наклоны судна, плавающего по ватерлинии, соответствующие входу палубы в воду (Рис.1). Эти положения судна, как известно, соответствуют углам заката диаграмм статической остойчивости соответствующих данным направлениям наклонов [1], [2], [3]. Используемые оси координат также представлены на Рис.1. Причем, ось $F\xi$ проходящая через центр тяжести действующей ватерлинии F параллельна касательной к контуру этой ватерлинии в точке P входа палубы в воду, ось $F\eta$ перпендикулярна ей и направлена на правый борт.

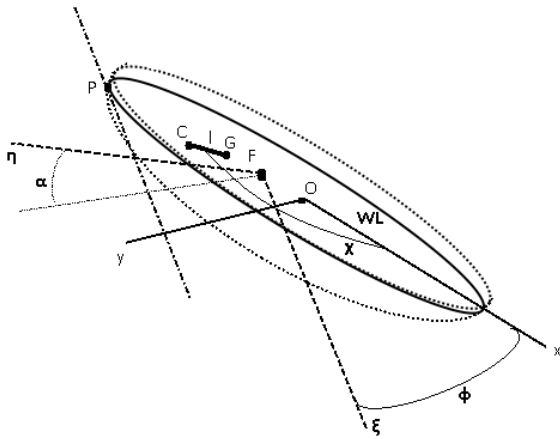


Рис.1 Оси координат, углы, положение центра величины C , центра тяжести G и центра тяжести площади ватерлинии F .

Оси Ox и Oy представляют собой, соответственно, Следы диаметральной плоскости и плоскости мидель шпангоута на плоскости действующей ватерлинии. Положения центра величины, а также характеристики ватерлиний определяются численно (расчет на компьютере) по заданным в электронном виде координатам теоретического чертежа.

Рассмотрим плоскость Oxy как комплексную (Рис.2).

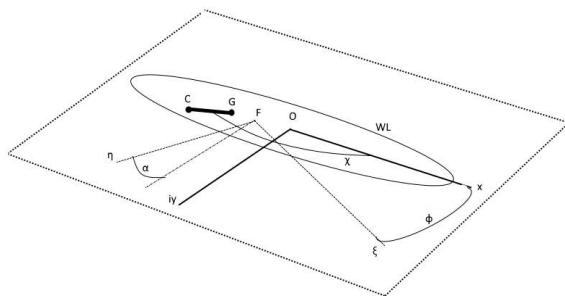


Рис.2 Комплексная плоскость.

Тогда, критический угол наклона судна (угол наклона судна, соответствующий входу палубы в воду) можно представить в комплексном виде:

$$\alpha_{кр}^C = \alpha_{кр} e^{i\varphi} \quad (1)$$

где: $\alpha_{кр}^C$ – комплексный критический угол наклона судна,

$\alpha_{кр}$ – критический угол наклона судна в

плоскости, проходящей через ось $F\eta$ и перпендикулярной плоскости действующей ватерлинии,

φ – угол между осями Ox и $F\xi$.

Таким образом, одним комплексным углом задаются ориентация плоскости наклона и собственно угол наклона судна в этой плоскости.

Рассмотрим восстанавливающий момент, соответствующий углу $\alpha_{кр}^C$. Представим его также в комплексной форме:

$$M_{Вкр}^C = M_{Вкр} e^{i\chi} \quad (2)$$

где: $M_{Вкр}^C$ – комплексный восстанавливающий момент,

$M_{Вкр}$ – восстанавливающий момент,

соответствующий наклону на угол $\alpha_{кр}$,

χ – угол между плоскостью действия момента и вертикальной плоскостью, проходящей через ось Oy .

Восстанавливающий момент $M_{Вкр}$ вычисляется по формуле:

$$M_{Вкр} = \gamma V l \quad (3)$$

где: γ – удельный вес воды,

V – объемное водоизмещение судна,

l – расстояние в плоскости действующей ватерлинии (WL) между проекциями на нее центра величины (C) и центра тяжести (G).

Угол χ определяется как угол между следом вертикальной плоскости, проходящей через точки C и G (Рис.3) на действующей ватерлинии и осью Ox .

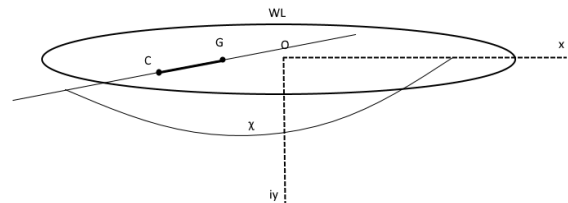


Рис.3 Определение угла χ .

Тогда, трехмерная диаграмма статической остойчивости может быть получена с помощью интегральной формулы Коши [4], [5]:

$$M_B^C(\alpha^C) = \frac{1}{2\pi i} \oint_{L_{кр}} \frac{M_{Вкр}^C(\alpha_{кр}^C) d\alpha_{кр}^C}{\alpha^C - \alpha_{кр}^C} \quad (4)$$

где: $M_B^C(\alpha^C)$ – комплексный восстанавливающий момент,
 $\alpha^C = \alpha e^{i\varphi}$ – комплексный угол наклона судна,
 α – угол наклона судна,
 $L_{кр}$ – контур, состоящий из точек входа палубы в воду при различных $\alpha_{кр}^C$ (контур палубы).

По аналогии с комплексной диаграммой статической остойчивости может быть определена комплексная диаграмма динамической остойчивости:

$$A^C(\alpha^C) = \int_0^{\alpha^C} M_B^C(\alpha^C) d\alpha^C \quad (5)$$

где: $A^C(\alpha^C)$ – комплексная работа комплексного восстанавливающего момента (4).

Заключение

Для предварительной апробации предложенного подхода к расчету трехмерных диаграмм статической и динамической остойчивости был произведен расчет этих диаграмм для случая эллиптического распределения угла наклона и восстанавливающего момента.

Результаты предварительной апробации могут претендовать на правдоподобность. Однако, для получения результатов, представляющих практический интерес, требуются дальнейшие исследования. В частности, систематические расчеты для различных типов судов.

Литература

1. Семенов - Тянь - Шанский В.В. Статика и динамика корабля. Судпромгиз, Ленинград, 1960.
2. Рождественский В.В., Луговский В.В., Борисов Р.В., Мирохин Б.В. Статика корабля. Ленинград, Судостроение, 1986.
3. Новиков Л.А., Житницкий М.И., Асмус Л.Л., Елхин А.А. Теория, устройство и живучесть корабля. Ленинград, ВВМУ им. Фрунзе, 1987.
4. Шабат Б.В. Введение в комплексный анализ. Часть I, Москва, Наука, 1985.
5. Лаврентьев М.А. Методы теории функций комплексного переменного. Москва, Наука, 1987.

References

1. Semenov - Tyan - Shansky, V. V. Statics and dynamics of the ship. Sudpromgiz, Leningrad, 1960.
2. Rozhdestvensky V. V., Lugovsky V. V., Borisov R. V., Mirokhin B. V. ship Statics. Leningrad, Shipbuilding, 1986.
3. Novikov L. A., Zhitnitsky M. I., Asmus L. L., Elokhin A. A. Theory, structure and survivability of the ship. Leningrad, VSMU them. Frunze, 1987.
4. Shabat B. V. Introduction to complex analysis. Part I, Moscow, Nauka, 1985.
5. Lavrentiev M. A. Methods of the theory of functions of a complex variable. Moscow, Nauka, 1987.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КОНСТРУКЦИЯ СУДОВ

УДК 629.123

УРАВНЕНИЕ ВМЕСТИМОСТИ САМОРАЗГРУЖАЮЩЕГОСЯ СУДНА-ЦЕМЕНТОВОЗА

Татьяна Анатольевна Апалько

кандидат технических наук

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербурга, Лоцманская ул. 3
Тел. 8(812) 494-09-69, e-mail: office@smtu.ru

Анатолий Владимирович Букшев

кандидат технических наук, доцент

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербурга, Лоцманская ул. 3
Тел. 8(812) 494-09-69, e-mail: office@smtu.ru

Ван Фэн

магистр техники и технологии,

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербурга, Лоцманская ул. 3
Тел. 8(812) 494-09-69, e-mail: office@smtu.ru

Сунь Тяньши

магистр техники и технологии,

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербурга, Лоцманская ул. 3
Тел. 8(812) 494-09-69, e-mail: office@smtu.ru

Аннотация

В статье рассматривается проблема составления уравнения вместимости специализированного саморазгружающегося судна-цементовоза, которое может быть использовано для определения основных размерений судна с учетом размещения в основном корпусе наиболее значимых объемов: грузовых трюмов, машинного отделения, балластных и топливных цистерн и других помещений судна, находящихся в носовой и кормовой оконечностях. Особенностью организации внутреннего пространства основного корпуса судна-цементовоза является необходимость выделения объемов для грузовых воздушных насосов, обеспечивающих использование систем саморазгрузки, а иногда, и самопогрузки специализированных судов. Предложенная форма уравнения вместимости содержит понятие «требуемые объемы», под которыми понимаются объемы основных помещений в корпусе судна, выраженные в функции их назначения и длины судна. Информационной основой для вывода этих зависимостей послужили опубликованные количественные данные и графические материалы о судах-цементовозах, построенных в мире за последние тридцать лет. К ним отнесены главные размерения, вместимости, и другие численные характеристики судов-цементовозов, длины основных отсеков. Для определения суммарного «требуемого объема» достаточно ввести в уравнение значение предполагаемой длины судна.

Ключевые слова: саморазгружающееся судно-цементовоз, уравнение вместимости, длина отсека, «требуемый объем».

SELF-UNLOADING CAPACITY EQUATION OF CEMENT CARGO VESSEL

Tatyana A. Apalko

Candidate of Technical Sciences

St. Petersburg State Maritime Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya St. 3
Tel. 8 (812) 494-09-69, e-mail: office@smtu.ru

Anatoly Vladimirovich Buxshev

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor

St. Petersburg State Maritime Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya St. 3
Tel. 8 (812) 494-09-69, e-mail: office@smtu.ru

Wang Feng

Master of Engineering and Technology,

St. Petersburg State Maritime Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya St. 3
Tel. 8 (812) 494-09-69, e-mail: office@smtu.ru

Sun Tianshi

Master of Engineering and Technology,

St. Petersburg State Maritime Technical University, 190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya St. 3
Tel. 8 (812) 494-09-69, e-mail: office@smtu.ru

Abstract

The article considers the problem of compiling the equation for carrying capacity for a specialized self-unloading cement ship, which can be used to determine the main dimensions of the ship, taking into account the placement of the most significant volumes in the main hull: cargo holds, engine room, ballast and fuel tanks, and other vessels located in the bow and aft ends. A feature of the organization of the internal space of the main hull of a cement carrier is the need to allocate volumes for cargo air pumps, which ensure the use of self-unloading systems, and sometimes of self-loading of specialized vessels. The proposed form of the equation for carrying capacity contains the concept of "required volumes", which means the volumes of the main rooms in the ship's hull, expressed in function of their purpose and length of the ship. The informational basis for deriving these dependencies was published quantitative data and graphic materials about cement-carrying ships built in the world over the past thirty years. These include the main dimensions, capacities and other numerical characteristics of cement carriers, the length of the main compartments. To determine the total "required volume" it is enough to enter the value of the estimated length of the vessel into the equation.

Key words: self-unloading cement carriers, the equation for carrying capacity, compartment length, "required volume".

Морские перевозки цемента как навалочного груза широко используются нефтедобывающими странами, а также для удовлетворения строительных нужд различного назначения. Например, Китай каждый год экспортирует свыше 11 млн. т цемента в разные страны [1], и около 75% из них перевозится морским транспортом, в том числе, специализированными судами-цементовозами (Рис. 1).



Рис.1 Судно-цементовоз «UBC Chile»

Для определения главных размерений судов-цементовозов может использоваться уравнение вместимости, учитывающее особенности организации внутреннего пространства корпуса и размещения грузового оборудования.

Транспортные особенности цемента – интенсивное пылеобразование, способность насыщаться воздухом при грузовых операциях и псевдотекучесть в таком состоянии - вызвали необходимость применения для самогрузообработки таких судов особых грузовых

устройств закрытого типа, отличающихся достаточным разнообразием [10]. Однако в составе грузового оборудования обязательно имеются высокопроизводительные воздушные насосы (рис. 2), создающие либо потоки цемента (при использовании пневмосистем), либо придающие цементу псевдотекучесть, заставляя его перемещаться по малонаклонным поверхностям в нужном направлении за счет силы тяжести (аэрожелобы и наклонное дно грузовых трюмов). Кроме того, в отдельных случаях воздушные насосы используются для зачистки грузовых помещений и самих грузовых систем от остатков груза при окончании разгрузки.



Рис.2 Воздушные насосы [2]

Судовые воздушные насосы размещаются в отдельном отсеке судна, чаще всего в средней части длины судна между носовой и кормовой группами грузовых помещений (рис. 3).

Изучение общего расположения судов-цементовозов [3], [4], [5], [6] позволило составить принципиальную схему размещения грузового оборудования и основных отсеков в корпусе специализированного судна (рис. 3)

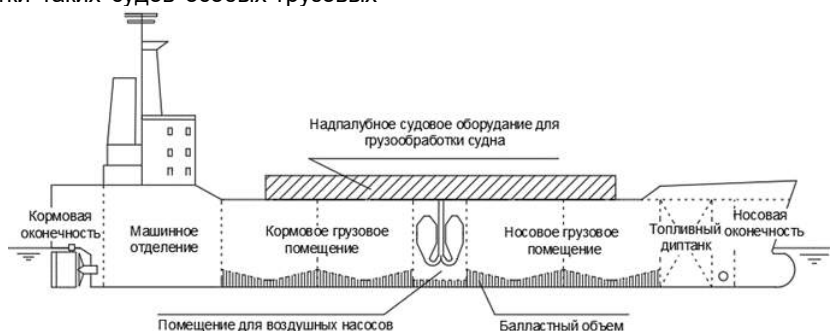


Рис.3 Схема общего расположения судна-цементовоза

Применительно к этой схеме общего расположения уравнение вместимости судна-цементовоза приобретает следующий вид:

$$\delta_{пп} L B H = k_{со} (W_{но} + W_{топ} + W_{гр} + W_{нас.отд.} + W_{мо} + W_{ко} + W_{бл}), \quad (1)$$

где: $k_{со} = 1,06$ - коэффициент сухих отсеков;

$W_{но}$ - объем носовой оконечности (форпик, помещение подруливающего устройства, и т.п.);

$W_{топ.}$ - объем топливных цистерн;

$W_{гр}$ - объем грузовых трюмов;

$W_{нас.отд.}$ - объем насосного отделения;

$W_{мо}$ - объем машинного отделения;

$W_{ко}$ - объем кормовой оконечности;

$W_{бл}$ - объем балластной цистерн;

$\delta_{пп}$ - коэффициент общей полноты подпалубного объема, вычисляемый, как:

$$\delta_{пп} = \delta + \Delta\delta, \quad (2)$$

где: $\delta = 0,65 - 0,75$ - коэффициент общей полноты судна; надбавка $\Delta\delta \approx 0,04$.

В левой части уравнения – упрощенное геометрическое описание формы корпуса, включающее искомые характеристики судна, в том числе – «требуемую длину», в правой – сумма объемов основных помещений, которые необходимо разместить в корпусе судна («требуемые объемы»).

Для использования уравнения вместимости необходимо определиться с «требуемой длиной» судна-цементовоза и «требуемыми объемами» основных отсеков. Тогда искомыми главными размерениями в уравнении вместимости остаются ширина судна B и высота борта H .

Задача определения «требуемой длины» L как суммы «требуемых» длин основных отсеков судна (рис. 3) может быть решена на основе анализа схем общего расположения построенных судов [3], [4], [5], [6]:

$$L = L_{но} + L_{топ} + L_{гр} + L_{нас.отд.} + L_{мо} + L_{ко}, \quad (3)$$

где: $L_{но}$ - длина носовой оконечности;

$L_{топ}$ - длина топливного диптанка;

$L_{гр}$ - суммарная длина грузовых трюмов;

$L_{нас.отд.}$ - длина отделения воздушных насосов;

$L_{мо}$ - длина машинного отделения;

$L_{ко}$ - длина кормовой оконечности.

В то же время, «требуемая длина» L связана с задаваемым обычно дедвейтом DW (рис. 4):

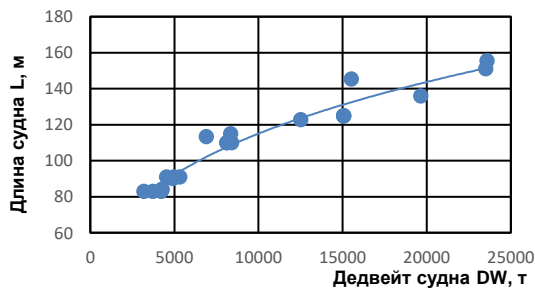


Рис. 4 Зависимость длины судна-цементовоза от дедвейта.

$$L = 5,9778 DW^{0,3211}, \text{ м} \quad (4)$$

Результаты графического анализа длин основных отсеков судов-цементовозов представлены на рис. 5-10.

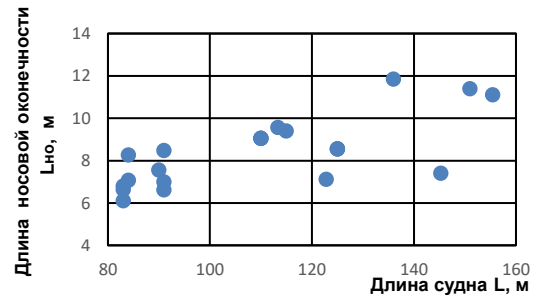


Рис. 5. Длина носовой оконечности.

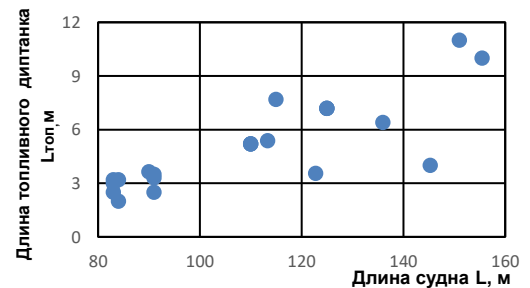


Рис. 6. Длина топливного диптанка.

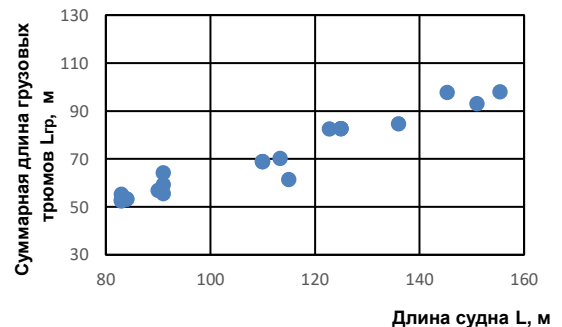


Рис. 7. Суммарная длина грузовых трюмов.

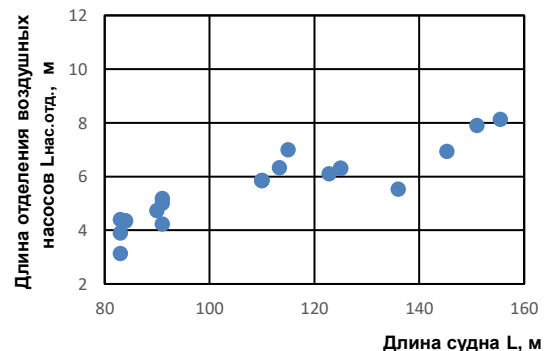


Рис. 8. Длина отделения воздушных насосов.

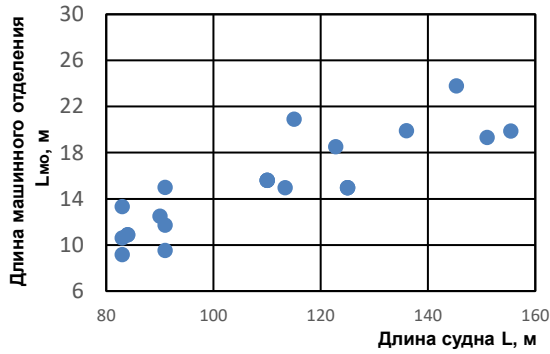


Рис. 9. Длина машинного отделения.

(9)

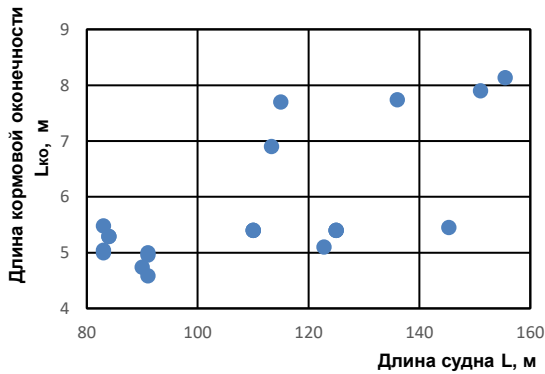


Рис. 10. Длина кормовой оконечности.

«Требуемые объемы» основных отсеков определены исходя из имевшейся информации в первоисточниках [3], [4], [5], [6]: $W_{гр}$ или $P_{гр}$, $W_{бл}$, $W_{топ}$, а также длин основных отсеков.

Объем носовой оконечности (форпик, помещение подруливающего устройства и т.п.) определится как [8]:

$$W_{но} = \delta_{но} \delta L_{но} H B, \quad (5)$$

где: $\delta_{но} = 0,37$;

$\delta = 0,70$ (принято как среднее значение δ для рассматриваемых судов);

$L_{но}$ – рис. 5.

Объем носовой оконечности судов-цементовозов («требуемый объем») $W_{но}$, представлен на рис. 11 в функции её длины $L_{но}$.

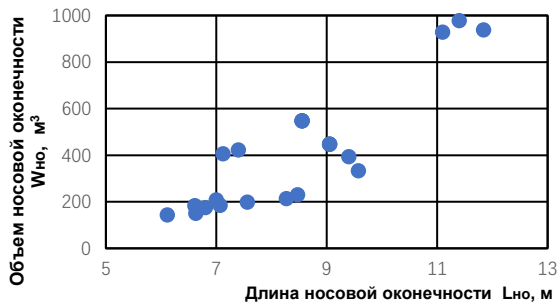


Рис. 11. Зависимость объема носовой оконечности (форпик, помещение подруливающего устройства и т.п.) от длины носовой оконечности судна.

Объем топливного диптанка в корпусе представлен на рис.12.

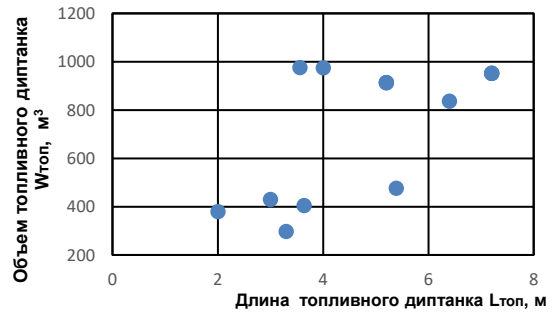


Рис.12. Зависимость объема топливного диптанка от его длины.

Объемы грузовых помещений на рис. 13 представлены для некоторых судов как фактические величины, указанные в первоисточниках, для других - расчетом по указанной полезной грузоподъемности:

$$W_{гр} = P_{гр} / \rho_{ц}, \quad (6)$$

где: $P_{гр}$ - грузоподъемность судна-цементовоза, т;
 $\rho_{ц} = 1.2 \text{ т/м}^3$ – средняя плотность цемента [7].

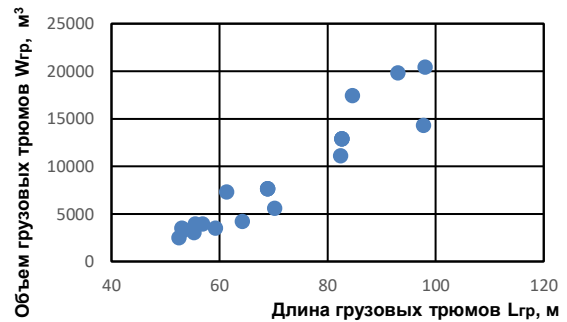


Рис.13. Зависимость объема грузовых трюмов от длины грузовой части судна.

Объем отделения воздушных насосов для разгрузки судна, расположенный в средней части длины судна:

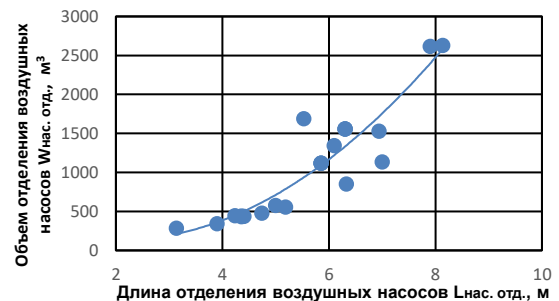


Рис.14. Зависимость объема отделения воздушных насосов от его длины.

Объем машинного отделения определится по формуле (7) [8]:

$$W_{мо} = k_{мо} \delta L_{мо} H B, \quad (7)$$

где: $k_{мо} = 0.85$;

$\delta = 0,7$;

$L_{мо}$ – рис. 9.

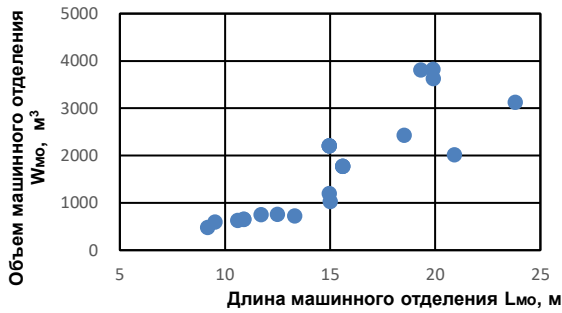


Рис.15. Зависимость объема машинного отделения от его длины.

Объем кормовой оконечности (ахтерпика) судна определится как [9]:

$$W_{ко} = k_{ко} L_{ко} B H, \quad (8)$$

где: $k_{ко}$ – коэффициент, зависящий от длины отсека и формы кормовой оконечности:

$$k_{ко} = 0,371 \pm 0,021, \text{ для судов с } DW \leq 15000 \text{ т;}$$

$$k_{ко} = 0,308 \pm 0,020, \text{ для судов с } DW > 15000 \text{ т.,}$$

$L_{ко}$ – рис. 10.

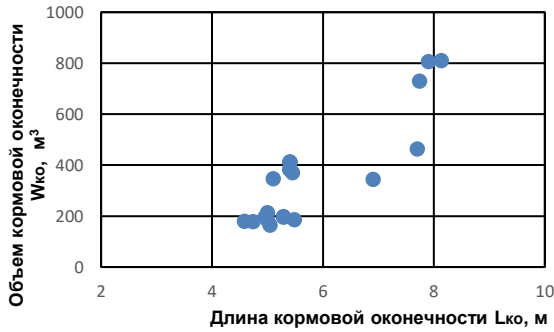


Рис.16. Зависимость объема кормовой оконечности от ее длины.

Объемы балластных цистерн судов-цементовозов, приведенные в [3], [4], [5], [6], представлены в функции длины судна на рис.17.

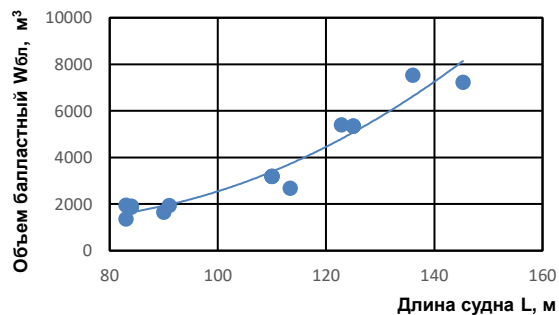


Рис.17. Зависимость объема балластных цистерн от длины судна.

$$W_{бл} = 1,1032L^2 - 147,19L + 6236, \text{ м}^3 \quad (9)$$

Окончательную форму уравнение вместимости (1) должно приобрести с представлением входящих в него «требуемых объемов», выраженных в функции длины судна L . Для этого полученные с помощью рис. 11-16 объемы основных функциональных отсеков следует соотносить с «требуемой» длиной L судна-цементовоза рис. 18 - 23.

Объем носовой оконечности:

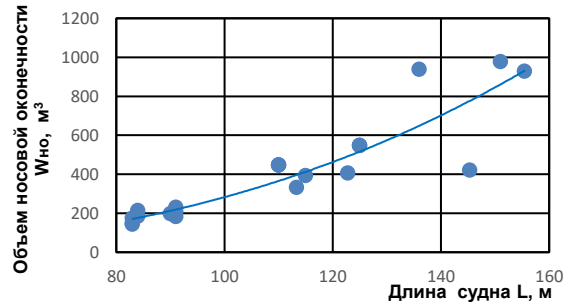


Рис.18. Зависимость объема носовой оконечности (форпик, помещение подруливающего устройства и т.п.) от длины судна.

$$W_{но} = 0,0011 L^{2,7033}, \text{ м}^3 \quad (10)$$

Объем топливных цистерн:

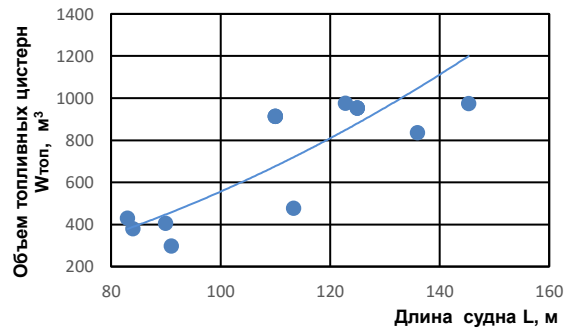


Рис.19. Зависимость объема топливного диптанка от длины судна.

$$W_{топ} = 0,0424L^{2,0591}, \text{ м}^3 \quad (11)$$

Объем грузовых трюмов:

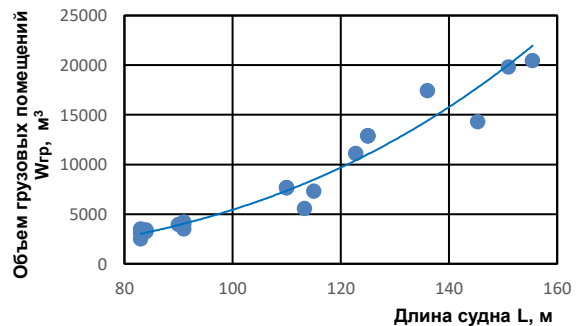


Рис.20 Зависимость объема грузовых трюмов от длины судна.

$$W_{гр} = 0,0026L^{3,1621}, \text{ м}^3 \quad (12)$$

Объем отделения воздушных насосов:

$$W_{\text{ко}} = 0,0079L^{2,2638}, \text{ м}^3 \quad (15)$$

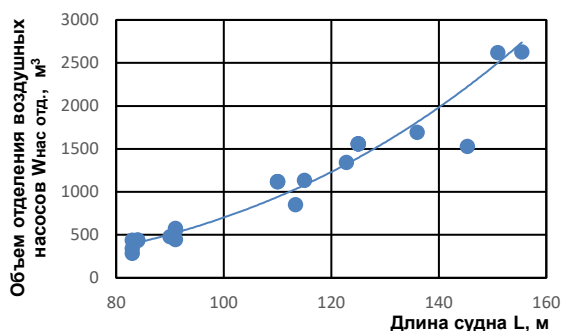


Рис. 21. Зависимость объема отделения воздушных насосов от длины судна.

$$W_{\text{нас.отд.}} = 0,0005L^{3,0882}, \text{ м}^3 \quad (13)$$

Объем машинного отделения:

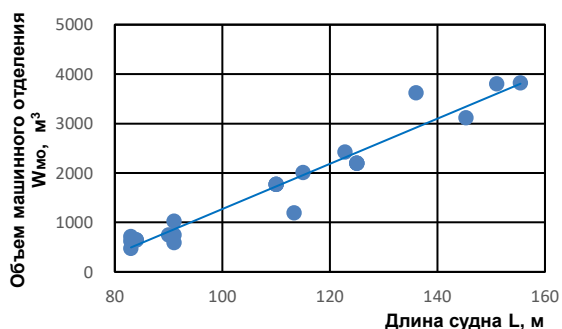


Рис. 22. Зависимость объема машинного отделения от длины судна.

$$W_{\text{мо}} = 45,7L - 3299, \text{ м}^3 \quad (14)$$

Объем кормовой оконечности:

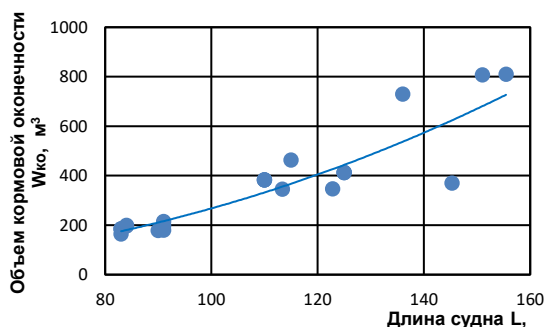


Рис. 23. Зависимость объема кормовой оконечности от длины судна.

После подстановки формул (9) – (15) в исходное уравнение (1) получаем расчетный вид уравнения вместимости судна-цементовоза:

$$\begin{aligned} \delta_{\text{пл}}LВH = & k_{\text{св}}(0,0011L^{2,7033} + 0,0424L^{2,0591} + \\ & 0,0026L^{3,1621} + 0,0005L^{3,0882} + 0,0079L^{2,2638} \\ & + 1,1032L^2 - 55,75L - 362), \text{ м}^3 \end{aligned} \quad (16)$$

С целью проверки адекватности полученных результатов, выполнен расчет произведения ВН уравнения (1) для реального судна с размерениями $L = 110 \text{ м}$, $B = 19,7 \text{ м}$, $H = 9,7 \text{ м}$.

При $ВН = 194 \text{ м}^2$ и ширине судна $B = 19,7 \text{ м}$, получена высота борта $9,86 \text{ м}$, вместо $9,7 \text{ м}$, что составляет относительную погрешность около 2%.

Следовательно, уравнение, отображенное формулой (16), достаточно точно для использования на ранних стадиях проектирования судов-цементовозов.

Совокупность изложенных выше приемов определения «требуемых» длин и объемов основных отсеков судна-цементовоза позволяет составить расчетный вид уравнения вместимости, содержащий только две неизвестные величины: ширину судна и высоту борта. Совместное решение представленного уравнения вместимости с другими уравнениями теории проектирования судов позволяет его использовать в математической модели проектируемого судна при оптимизации основных параметров судов-цементовозов.

Литература

1. China Cement Almanac 2014-2015, China Cement Association.
2. Sun Jiapeng, Wang Guoqiang, Guo Shengjiang, Wang Zhengjia. Design features and key technologies of new generation of self-unloading cement carrier, Shanghai Merchant Ship and Research Institute, 2012.
3. Significant Ships of 1991-2016, The Royal Institution of Naval Architects, London, UK.
4. Fleet Overview of Cement Carriers, URL: <https://www.baltrader.com> (дата обращения 15.06.2018).
5. Ship Basic Information Of Cement 8000 & 15000 Class. Intership Navigation.
6. Worldwide Fleet of Modern Grab Self-unloaders, URL: <http://www.smtshipping.com>. (дата обращения 02.12.2018).
7. MSBC Code: The International Maritime Solid Bulk Cargoes Code. Международный кодекс морской перевозки навалочных грузов (МКМПНГ).
8. Ventura. M. Estimation Methods for Basic Ship Design. Instituto Superior Tecnico Lisboa. с. 112.

9. *Букшев А.В.* Вместимость концевых отсеков сухогрузных судов. Труды ленинградского ордена Ленина кораблестроительного института, Проектирование судов., -Л.: Изд. ЛКИ, 1980, с. 38.
10. *Букшев А.В., Ван Фэн.* Саморазгружающиеся суда-цементовозы, «Морские интеллектуальные технологии», Изд. «МОРИНТЕХ», СПб., №2, (44), т. 1, 2019, с. 62.

References

1. China Cement Almanac 2014-2015, China Cement Association.
2. *Sun Jiapeng, Wang Guoqiang, Guo Shengjiang, Wang Zhengjia.* Design features and key technologies of new generation of self-unloading cement carrier, Shanghai Merchant Ship and Research Institute, 2012.
3. Significant Ships of 1991-2016, The Royal Institution of Naval Architects, London, UK.
4. Fleet Overview of Cement Carriers, URL. <https://www.baltrader.com>
5. Ship Basic Information Of Cement 8000 & 15000 Class. Intership Navigation.
6. Worldwide Fleet of Modern Grab Self-unloaders, URL. <http://www.smtshipping.com>
7. MSBC Code: The International Maritime Solid Bulk Cargoes Code. Mezhdunarodnyy kodeks morskoy perevozki navalochnykh грузов (МКМPNG).
8. *Ventura. M.* Estimation Methods for Basic Ship Design. Instituto Superior Tecnico Lisboa. s. 112.
9. *Bukshev A.V.* Вместимость Концевых Отсеков Сухогрузных Судов. Труды Ленинградского Органа Ленина Кораблестроительного Института. –Л.:Изд.ЛКИ, 1980, с. 38.
10. *Bukshev A.V., Wang Feng.* Samorazgruzhachiesia suda-cementovozi, «Morskie Intellektualie Technologii», «MORINTECH», SPB, №2(44), т.1,2019, s.62.

УДК 629.12.001.2

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ КАТАМАРАНА

Александр Иосифович Гайкович

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры проектирования судов
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: a_gaikov@mail.ru

Николай Васильевич Никитин

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры проектирования судов
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: morintex_spb@mail.ru

Александр Николаевич Суслов

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

Хань Бо

аспирант

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: ying0119@yandex.ru

Аннотация

В статье предлагается метод определения мощности главных двигателей катамаранов для начальных стадий проектирования. В исследовании рассматривались мореходные катера с круглоскулными обводами. В основе предлагаемого метода используются графики Алферьева М.Я., Мадорского Г.С. для определения буксировочной мощности для круглоскулных катеров с закритическими скоростями движения. Данные графики аппроксимированы полиномами второго порядка. Получены оценки точности аппроксимации. Для схемы расчета пропульсивного коэффициента информация о проектируемом катере может оказаться недостаточной. Поэтому для определения пропульсивного коэффициента применена статистика по мореходным катерам с водометными движителями. Объем исследованной выборки позволяет получить эмпирические формулы с требуемой надежностью и точностью. Основой полученных формул принята двухпараметрическая квадратичная аппроксимация. Предполагается использования предложенного метода в математической модели проектирования катамаранов указанных типов. В свою очередь, данная модель проектирования катеров будет основой для оптимизации их основных проектных характеристик.

Ключевые слова: проектирование, катер, мощность, главный двигатель, буксировочная мощность, пропульсивный коэффициент, оптимизация, математическая модель

ANALYTICAL METHOD FOR DETERMINING THE CAPACITY OF A CATAMARAN POWER PLANT

Alexander I. Gaykovich

Dr.Sci.Tech, Professor, Professor of the Department of Ship Design
St. Petersburg State Marine Technical University
190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya, 3
e-mail: a_gaikov@mail.ru

Nikolay V. Nikitin

Dr.Sci.Tech, Professor, Professor of the Department of Ship Design
St. Petersburg State Marine Technical University
190008, St.Petersburg, Lotsmanskaya, 3
e-mail: morintex_spb@mail.ru

Alexander N. Suslov

Dr.Sci.Tech, Professor, Professor of the Department of Ship Design
St. Petersburg State Marine Technical University
190121, St. Petersburg, Lotsmanskaya, 3
e-mail: suslov-smtu@yandex.ru

Khan' Bo

Postgraduate student, St. Petersburg State Marine Technical University 190121, St. Petersburg, st. Lotsmanskaya, 3
e-mail: ying0119@yandex.ru

Abstract

The article proposes a method for determining the power of the main engines of catamarans for the initial stages of design. The study examined round-bilge type seagoing boats. The proposed method is based on the graphs of Alfer'ev M.Ya., Madorsky G.S. for determining towing power for round-bilge type boats with supercritical speeds. These graphs are approximated by second-order polynomials. Estimates of the accuracy of approximation are obtained. For the scheme for calculating the propulsive coefficient, information about the designed boat may not be sufficient. Therefore, to determine the propulsive coefficient, statistics on seagoing boats with hydrojet propulsion was used. The volume of the studied sample group allows obtaining empirical formulas with the required reliability and accuracy. The basis of the formulas obtained is a two-parameter quadratic approximation. It is supposed to use the proposed method in the mathematical model for designing catamarans of the indicated types. In its turn, this model of designing boats will be the basis for optimizing their basic design characteristics.

Keywords : design, boat, power, main engine, towing power, propulsive coefficient, optimization, mathematical model

Введение

Скоростные катамараны образуют многочисленную группу грузопассажирских судов. Архитектурноконструктивный тип этих судов позволяет перевозить грузы и пассажиров на верхней палубе, используя погрузо-разгрузочные операции накатом. Это упрощает организацию погрузо-разгрузочных операций. При равном водоизмещении катамараны имеют меньшую осадку, что позволяет их эксплуатировать на реках и мелководных бассейнах, что важно для внутренней инфраструктуры Китая.

По сравнению с монокорпусными судами с одинаковым водоизмещением, у одиночного корпуса катамарана большое отношение длины к ширине, Это дает заметный эффект для снижения волнового сопротивления и сопротивления формы.

Соотношение главных размерений и коэффициентов формы корпусов катамаранов противоречиво влияют на их технико-экономические показатели. Создание проекта катамарана подразумевает оптимизацию, которая, в свою очередь, базируется на математической модели проектирования катамарана. Проблемам проектирования катамаранов посвящено большое число работ, например, [1-10].

Алгоритм оптимизации является полностью аналитической процедурой. Следовательно, и математическая модель проектирования должна быть полностью аналитической.

Расчеты требуемой мощности главных двигателей в такой математической модели должны иметь аналитическую форму и приемлемую точность, достаточную для сохранения концепции судна в дальнейшем проектировании.

В статье предлагается подход к указанному расчету, основанный на аппроксимации результатов эксперимента и статистическим исследованиям.

Определение требуемой мощности катамарана для зоны закритических скоростей

Основой для определения буксировочной мощности (EPS) являются графики Алферьев М.Я., Мадорский Г.С. [1]. Ими исследовались результаты испытаний моделей серия экспериментальное отделение остаточного сопротивления катамарана. Подсчет остаточного сопротивления

катамаранных судов внутреннего плавания делают по диаграммам коэффициента остаточного сопротивления, построенным по результатам буксировочных испытаний серийных моделей в опытовом бассейне по указанной выше методике.

В качестве переменных взяты: длина судна L ; длина одного корпуса B ; коэффициент полноты δ ; число Фруда: Fr ; осадка T ; расстояние между внутренними бортами корпусов в миделевой части при осадке в полном водоизмещении.

Характерные обводы этих катамаранов показаны на рис.1 и относятся к катамаранам закритическими скоростями ($v_k > 1,8 (gL)^{1/2}$).

Алферьев М.Я. и Г.С Мадорский для указанных серий представили на рис. 2. графики зависимостей для коэффициента остаточного сопротивления. Указанные графики аппроксимировались по районам.

Допустимый диапазон изменения неизвестных: $L/B = 10 \dots 18$; $FrD = 0,52 \dots 0,74$; $B/T = 2,0 \dots 4,0$; $\delta = 0,5 \dots 0,7$; $\bar{C} = C/2B = 0,5 \dots 0,9$.

Где L – длина по конструктивной ватерлинии; B – ширина на миделе, T – осадка в полном грузу; FrD – число Фруда по водоизмещению; δ – коэффициент общей полноты; \bar{C} – относительный клиренс корпусов.

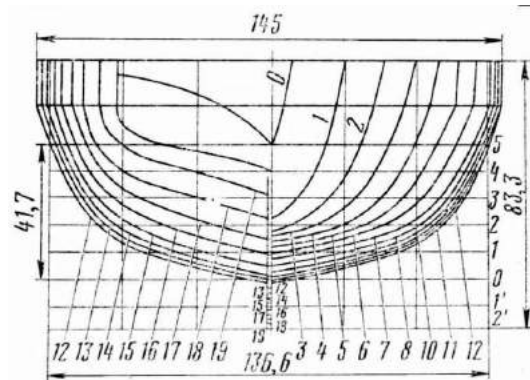


Рис. 1. Теоретический корпус модели с параметрами $L/B = 15$, $B/T = 3,275$ и $\delta = 0,470$ для зоны закритических скоростей

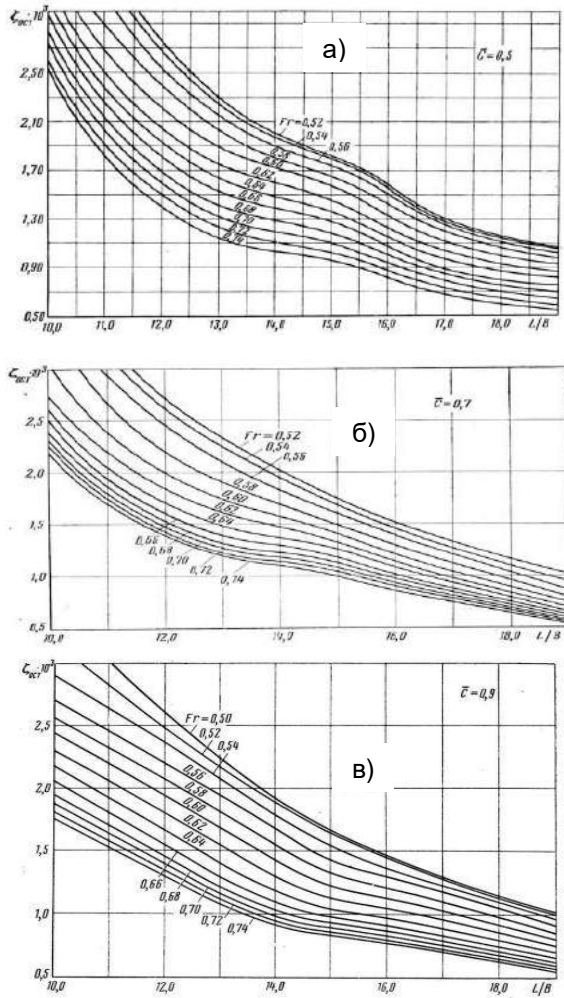


Рис. 2. Диаграмма группы "L/B" для расчета остаточного сопротивления катамаранов $\zeta_{OCT}^{L/B}$

а) для C = 0,5 б) для C = 0,7 в) для C = 0,9

Для учета влияния коэффициента общей полноты δ на коэффициент остаточного сопротивления в зоне закритических скоростей в [1] приведены графики, коэффициента влияния χ_δ показанный на рис. 3.

Для учета влияния отношения ширины к осадке В/Т на коэффициент остаточного сопротивления в работе [1] получены графики коэффициента влияния $\chi_{B/T}$, показанный на рис. 4.

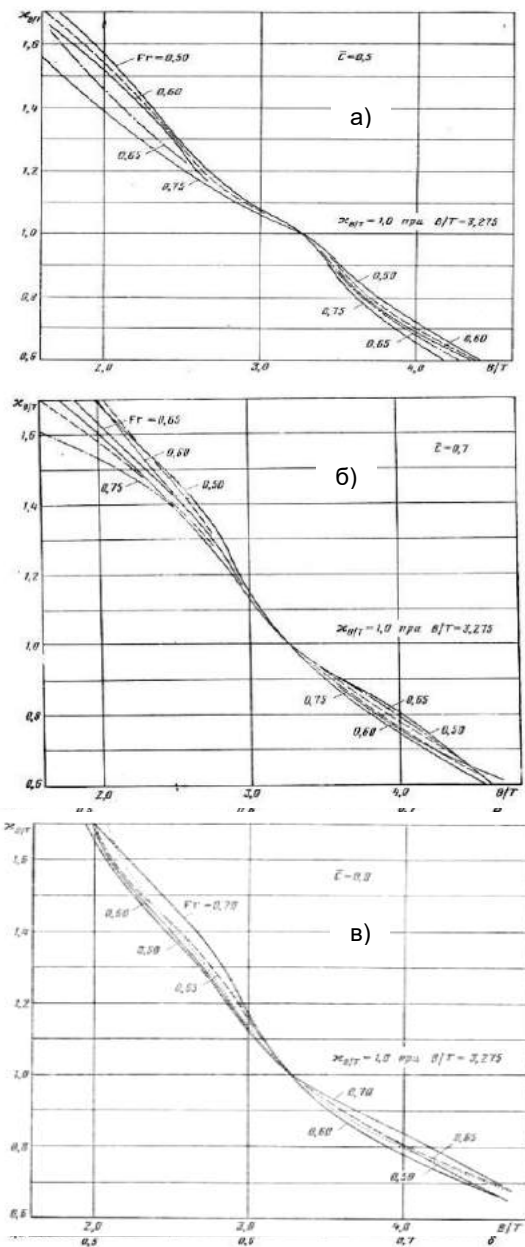


Рис. 4. Графики влияния отношения В/Т на изменение остаточного сопротивления катамаранных судов

а) для C = 0,5; б) для C = 0,7; в) для C = 0,9

Для учета влияния клиренса на коэффициент остаточного сопротивления в [1] приведены графики коэффициента влияния K_C (рис. 5).

Формула для расчета коэффициента остаточного сопротивления имеет вид:

$$\zeta_{OCT} = \zeta_{OCT}^{L/B} \cdot \chi_{B/T} \cdot \chi_\delta \cdot K_C \quad (1)$$

Для элементов формулы (1) получены аппроксимации, представленных выше графиков.

Для расчета коэффициента $\zeta_{OCT}^{L/B}$ применен вид аппроксимации:

$$\zeta_{OCT}^{L/B} = 10^{-3} * ((A_0 * Fr^2 + B_0 * Fr + C_0) * L/B + (a_0 * Fr^2 + b_0 * Fr + c_0)); \quad (2)$$

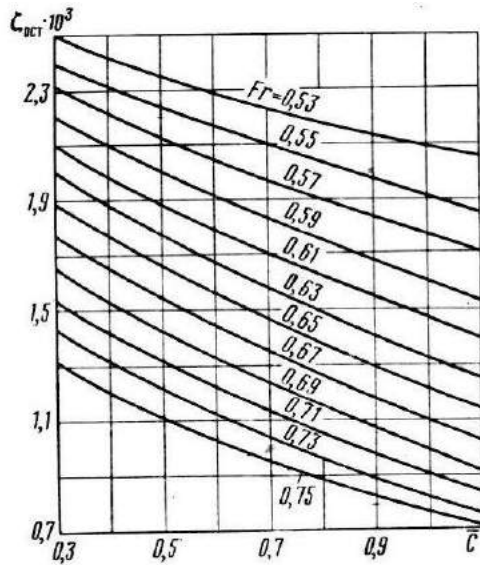


Рис. 5. График влияния клиренса на остаточное сопротивление катамаранных судов

Коэффициенты формулы (2) приведены в табл.1.

Для расчета коэффициента влияния $\chi_{B/T}$ применена аппроксимация в виде параболы:

$$\chi_{B/T} = (E_0 * Fr^2 + F_0 * Fr + G_0) * B/T + (e_0 * Fr^2 + f_0 * Fr + g_0) \quad (3)$$

Причем, для каждой величины относительного клиренса совокупность графиков аппроксимируется одной параболой.

Коэффициенты формулы (3) для расчета $\chi_{B/T}$ приведены в табл.2.

Для расчета коэффициента влияния χ_δ использована линейная аппроксимация:

$$\chi_\delta := (H_0 * \delta + I_0) \quad (4)$$

Коэффициенты формулы (4) для расчета χ_δ приведены в табл.3

Таблица 1

Коэффициенты аппроксимации формулы (2)

L/B	$\bar{C} = 0,5$			$\bar{C} = 0,7$			$\bar{C} = 0,9$		
	$10 \leq \frac{L}{B} \leq 14$	$14 \leq \frac{L}{B} \leq 16$	$16 \leq \frac{L}{B} \leq 19$	$10 \leq \frac{L}{B} \leq 14$	$14 \leq \frac{L}{B} \leq 16$	$16 \leq \frac{L}{B} \leq 19$	$10 \leq \frac{L}{B} \leq 14$	$14 \leq \frac{L}{B} \leq 16$	$16 \leq \frac{L}{B} \leq 19$
A ₀	-6,1226	1,8169	0	-7,4513	-2,1766	0	0,3109	-1,9680	-1,4923
B ₀	8,7680	-1,7953	0,4710	10,449	3,3526	0,4189	0,0351	3,2385	2,2638
C ₀	-3,3368	0,2317	0,4506	-3,8105	-1,4134	-0,4119	-0,3895	-1,3814	-0,9300
a ₀	82,587	-29,040	0	115,58	40,928	0	9,2070	41,016	31,702
b ₀	-123,36	25,058	11,062	-164,62	-64,424	-9,8287	-22,333	-66,905	-49,185
c ₀	49,852	-0,1908	10,608	61,809	28,092	9,6824	15,081	28,820	20,960

Таблица 2

Коэффициенты аппроксимации коэффициента влияния $\chi_{B/T}$

\bar{C}	$1,5 \leq B/T \leq 4,5$		
	0,5	0,7	0,9
E ₀	0,5933	1,6200	0,0267
F ₀	-0,5032	-1,7948	-0,0612
G ₀	-0,3144	0,0201	-0,4272
e ₀	-1,8600	-5,4867	0,9733
f ₀	1,3342	5,9328	-1,0642
g ₀	2,1806	1,0186	2,8333

Таблица 3

Коэффициенты аппроксимации коэффициента влияния χ_δ

\bar{C}	$1,5 \leq B/T \leq 4,5$		
	0,5	0,7	0,9
H ₀	3,700	3,580	3,260
I ₀	-0,650	-0,611	-0,612

Таблица 4

Пример относительных погрешностей для аппроксимации графика «а» рис. 2

Fr	L/B ($\bar{C} = 0,5$)												
	12,0	12,5	13,0	13,5	14,0	14,5	15,0	15,5	16,0	16,5	17,0	17,5	18,0
0,52	2,85	2,55	2,33	2,15	2,00	1,90	1,81	1,70	1,57	1,40	1,30	1,21	1,15
0,54	2,75	2,49	2,28	2,10	1,95	1,86	1,78	1,68	1,52	1,38	1,28	1,18	1,10
0,56	2,60	2,37	2,18	2,00	1,90	1,81	1,72	1,62	1,49	1,34	1,24	1,15	1,13
0,58	2,45	2,23	2,04	1,90	1,80	1,70	1,63	1,54	1,40	1,29	1,19	1,10	1,05
0,60	2,25	2,02	1,89	1,79	1,70	1,65	1,58	1,45	1,31	1,21	1,10	1,02	0,99
0,62	2,10	1,89	1,76	1,67	1,60	1,54	1,46	1,35	1,22	1,12	1,03	0,97	0,92
0,64	1,96	1,79	1,65	1,55	1,50	1,43	1,36	1,27	1,16	1,05	0,97	0,90	0,87
0,66	1,85	1,65	1,54	1,45	1,40	1,35	1,29	1,18	1,08	0,99	0,90	0,83	0,80
0,68	1,71	1,53	1,42	1,35	1,30	1,25	1,19	1,10	1,00	0,91	0,85	0,80	0,75
0,70	1,62	1,45	1,32	1,25	1,20	1,17	1,11	1,02	0,94	0,86	0,80	0,73	0,70
0,72	1,52	1,36	1,25	1,18	1,11	1,08	1,02	0,96	0,88	0,80	0,72	0,69	0,65
0,74	1,43	1,28	1,16	1,09	1,03	1,00	0,98	0,90	0,82	0,74	0,68	0,64	0,60

Аппроксимация для коэффициента влияния относительного клиренса:

$$K_c = (-0,7 \cdot \bar{C} - 5,525 \cdot Fr + 5,6) \quad (5)$$

Для примера в табл.4 приведены относительные погрешности аппроксимации для коэффициента остаточного сопротивления, при относительном клиренсе равном 0,5 (рис. 2).

Сопротивление движению катамарана рассчитывается по формуле в кгс:

$$R = (\zeta_{ост} + \zeta_{тр} + \zeta_{шер} + \zeta_{доп}) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot \Omega \quad (6)$$

где $\zeta_{ост}$, $\zeta_{тр}$, $\zeta_{доп}$, $\zeta_{шер}$ – коэффициенты остаточного, трения, дополнительного сопротивлений и шероховатости соответственно; v – скорость хода в м/с; Ω – площадь смоченной поверхности.

Коэффициент $\zeta_{тр}$ определяется по формуле Прандля-Шлихтинга:

$$\zeta_{тр} = \frac{0,455}{(\log Re)^{2,56}} \quad (7)$$

где $Re = (vL/\gamma)$ – число Рейнольдса (L – длина судна, γ – коэффициент кинематической вязкости).

Коэффициент шероховатости можно считать равным в соответствии с [1]:

$$\zeta_{шер} = 0,0004 \quad (8)$$

Коэффициент дополнительного сопротивления учитывает сопротивления выступающих частей и может быть оценен как:

$$\zeta_{доп} = 0,00015 \quad (9)$$

Для грубой оценки площади смоченной поверхности одного корпуса катамарана можно использовать соотношение [1]:

$$\Omega^1 = L \cdot (1,36 \cdot T + 1,13 \cdot \delta \cdot B) \quad (10)$$

где T – осадка в полном грузу, δ – коэффициент общей полноты, B – ширина корпуса.

Оценка мощности энергетической установки катамарана на закритических скоростях в л.с. может быть получена соотношению:

$$N = R \cdot v / 75z \quad (11)$$

где z – пропульсивный коэффициент.

Для скоростных катамаранов перспективным двигателем являются водометы.

Для определения общего пропульсивного коэффициента водомета можно использовать аппроксимацию из работы [10] в виде:

$$z = 0,3813 + 0,014 \cdot Vs - 0,0002 \cdot Vs^2 \quad (6)$$

где Vs – скорость хода в узлах.

Заключение

Полученные формулы могут использоваться для расчета мощности энергетической установки катамарана на закритической скорости чисто аналитическим путем. Это позволит результаты модельных испытаний применить в математической модели проектирования катамарана для оптимизации его кораблестроительных элементов

Литература

1. Алферьев М.Я., Мадорский Г.С. Транспортные катамараны внутреннего плавания. М., изд. «Транспорт», 1975, 336 с.
2. Многокорпусные суда. Под ред. Дубровского В.А. Л., изд. «Судостроение», 1978, 304 с.
3. Дубровский В.А. Некоторые концепции многокорпусных судов. Л., изд. ЦНИИ имю акад. А.Н. Крылова, 2000, 50 с.
4. Цымляков Д. Е. Разработка методики оптимизационного расчета элементов скоростных двухкорпусных катамаранов. Диссертация кандидатской диссертации. СПб., СПбГМТУ, 1997.
5. Николаев В.А. Обоснование методики оптимизационного проектирования скоростных пассажирских катамаранов. Диссертация кандидатской диссертации. СПб., СПбГМТУ, 2003.

6. Сахновский Э.Б. Разработка методики проектного обоснования скоростных катамаранов с подводными крыльями. Диссертация кандидатской диссертации. СПб., СПбГМТУ, 2005.
7. Егорова Е.В. Проектное обоснование рациональных характеристик пассажирско-автомобильных катамаранов. Диссертация кандидатской диссертации. СПб., СПбГМТУ, 2008.
8. Ляховицкий А.Г. Основы проектирования скоростных судов. Л., изд. СПбГМТУ, 2009, 180 с.
9. Пхио Цза Хейн. Методика проектирования скоростных пассажирских и спасательных катамаранов. Диссертация кандидатской диссертации. СПб., СПбГМТУ, 2010.
10. Буй Дуй Тхань . Усовершенствование проектирования автопассажирских катамаранов по комплексному критерию эффективности. Украина, Николаев, Диссертация кандидатской диссертации, Национальный университет кораблестроения, 2014.

References

1. Alfer'ev M.YA., Madorskij G.S. Transportnye katamarany vnutrennego plavaniya. M., изд. «Transport», 1975, 336 с.
2. Многokорпусные суда. Под ред. Дубровского V.A. L., изд. «Sudostroenie», 1978, 304 с.
3. Dubrovskij V.A. Nekotorye koncepcii mnogokорпусных судов. L., изд. CNII imyu akad. A.N. Krylova, 2000, 50 с.
4. Cымляков D. E. Razrabotka metodiki optimizacionnogo rascheta elementov skorostnyh dvuhkорпусных katamaranov. Dissertaciya kandidatskoj dissertacii. SPb., SPbGMTU, 1997.
5. Nikolaev V.A. Obosnovanie metodiki optimizacionnogo proektirovaniya skorostnyh passazhirskih kata-maranov. Dissertaciya kandidatskoj dissertacii. SPb., SPbGMTU, 2003.
6. Sahnovskij E.B. Razrabotka metodiki proektnogo obosnovaniya skorostnyh katamaranov s podvodnymi kryl'yami. Dissertaciya kandidatskoj dissertacii. SPb., SPbGMTU, 2005.
7. Egorova E.V. Proektnoe obosnovanie racional'nyh harakteristik passazhirsko-avtomobil'nyh katama-ranov. Dissertaciya kandidatskoj dissertacii. SPb., SPbGMTU, 2008.
8. Lyahovickij A.G. Osnovy proektirovaniya skorostnyh sudov. L., изд. SPbGMTU, 2009, 180 с.
9. Phio Cza Hejn. Metodika proektirovaniya skorostnyh passazhirskih i spasatel'nyh katamaranov. Dis-sertaciya kandidatskoj dissertacii. SPb., SPbGMTU, 2010.
10. Buj Duj Than' . Usovershenstvovanie proektirovaniya avtopassazhirskih katamaranov po kompleksnomu kriteriyu effektivnosti. Ukraina, Nikolaev, Dissertaciya kandidatskoj dissertacii, Nacional'nyj universitet korablestroeniya, 2014

УДК 629.12.001.2

АНАЛИЗ ПРОЕКТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОЛУПОГРУЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СУДОВ

Ксения Николаевна Сандревская

магистрант кафедры проектирования судов
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: sandrevskaya2012@yandex.ru

Кирилл Дмитриевич Овчинников

к.т.н., старший преподаватель кафедры проектирования судов
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: ovchinnikov_kd@mail.ru

Аннотация

В работе выполнен анализ проектных характеристик полупогружных транспортных судов для крупногабаритных тяжелых грузов. Полупогружные суда – суда, которые погружаются под воду до тех пор, пока их грузовая палуба не достигнет расчетной глубины для загрузки тяжеловесного негабаритного груза. Судно работает как плавучий док, но не имеет бортовых стенок, ограничивающих размеры перевозимого груза. Полупогружные суда имеют большой потенциал использования при освоении северных регионов Российской Федерации. В работе представлены ретроспективный и статистический анализы. Показано, что полупогружные суда имеют экстремальные значения отношений ширины к осадке и длины к высоте стапель-палубы. Проведен анализ обводов и схемы общего расположения. Полупогружные суда обычно имеют цилиндрическую вставку максимально-возможной длины, а в основном корпусе расположены только балластные цистерны и машинное отделение. Представлены основные требования к остойчивости полупогружных судов для крупногабаритных тяжелых грузов классификационных обществ ABS и DNV GL. Показано, что эти требования оказывают непосредственное влияние на выбор общего расположения судна. По результатам проведенного анализа разработан алгоритм математической модели создания полупогружного судна для крупногабаритных тяжелых грузов.

Ключевые слова: проектирование, полупогружное судно, тяжеловесный, крупногабаритный, груз.

THE DESIGN PARAMETERS ANALYSIS OF SEMI-SUBMERSIBLE HEAVY LIFT SHIPS

Ksenia N. Sandrevskaya

Master student of the ship design department,
State Marine Technical University of St. Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: sandrevskaya2012@yandex.ru

Kirill D. Ovchinnikov

PhD, senior lecturer of the ship design department,
State Marine Technical University of St. Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: ovchinnikov_kd@mail.ru

Abstract

The paper presents the design parameters analysis of semi-submersible heavy lift ships. Semi-submersible ships are vessels that are horizontally submersible until their main deck is under water to a design depth and large cargoes can be loaded using the float-on / float-off method. The ship is similar to floating dock but it does not have side walls which limit the cargo sizes. Semi-submersible ships have a big perspectives to using during development of North Russian territories. The paper includes retrospective and statistical analyzes. These shows that semi-submersible ships have an extreme values of breadth to draft ratio and length to loading deck height ratio. Lines and general arrangement plans analyzes present. Semi-submersible ships have maximum length of cylinder part. Inside the hull there are only ballast tanks and engine room. The general requirements of ABS and DNV GL classification societies for semi-submersible ships stability submit. This requirements influence to general arrangement plan design. Due to design parameters analysis the algorithm of mathematical model of semi-submersible heavy lift ship develop creates.

Key words: design, semi-submersible, heavy lift, ship.

Введение

Нефтегазовая отрасль России активно осваивает арктические шельфы, что приводит к началу работ на крупных месторождениях, требующих использования больших плавучих и стационарных сооружений. На данный момент такие регионы изолированы от мест переработки и хранения добытых ресурсов, от чего возникает также необходимость оборудовать неосвоенные берега жилыми сооружениями и специализированными заводами по переработке нефти и газа. Такие сооружения должны доставляться в максимально готовом к работе виде, поскольку на местах их дислокации отсутствует возможность их доработки и монтажа [1].

Суда для тяжеловесных грузов представляют собой специализированные суда, способные перевозить нестандартные крупногабаритные тяжелые грузы. Они могут быть разделены на четыре основные категории:

- Специальные сухогрузные суда – относительно маленькие суда, часто с большим коробчатым трюмом, предназначенные для перевозки небольшой техники, портового оборудования, поездов, элементов конструкции кранов, маленьких судов и яхт;

- Сухогрузные суда с открытой палубой – суда типа Ро-ро с надстройкой, расположенной в носовой оконечности. Они спроектированы для перевозки больших модулей, полностью собранных кранов и так далее, на широкой открытой грузовой палубе с кормовой аппарелью максимальной ширины;

- Транспортные доки, характеризующиеся наличием бортовых стенок по всей длине судна для защиты грузовой зоны. Загрузка может быть осуществлена с помощью погружения/всплытия, с помощью крана или методом горизонтальной загрузки с помощью кормовой аппарели;

- Полупогружные суда – суда, которые погружаются под воду до тех пор, пока их грузовая палуба не достигнет расчетной глубины для загрузки тяжеловесного негабаритного груза. Судно работает как плавучий док, но не имеет бортовых стенок, ограничивающих размеры перевозимого груза. При этом груз должен обладать собственной плавучестью или находиться на барже. Обычным грузом являются буровые платформы, плавучие станции, дноуглубительное оборудование, объекты океанотехники, плавучие доки и другие суда [2].

Транспортировка крупногабаритных тяжелых грузов на сегодняшний момент осуществляется буксиром, но с увеличением размеров и массы объектов и дальности плавания, это становится сложнее, и практически не осуществимым.

В последние десятилетия для таких задач все чаще применяются специализированные полупогружные транспортные суда (ППТС). Помимо транспортных операций такие суда могут выполнять функции мобильного плавучего дока [3].

В настоящей работе проведен анализ проектных характеристик ППТС для последующей разработки алгоритма математической модели создания судна на ранних стадиях проектирования.

1. Ретроспективный анализ

В конце 60х гг. XX века был разработан так называемый метод сухой буксировки. Данный метод занимал меньше времени и был более безопасным для транспортировки крупногабаритных грузов, чем классический метод морской буксировки. Впоследствии для реализации метода сухой буксировки были разработаны и построены крупнотоннажные полупогружные суда.

Предпосылкой появления ППТС послужила полупогружная баржа «Ocean Servan 1» компании Wijismuller Transport, вышедшая на рынок крупнотоннажных перевозок осенью 1976 года. Одной из самых инновационных особенностей этой баржи была установка башен плавучести на палубе, позволяющих ей горизонтально погружаться в воду на определенную осадку [4].

Первым самоходным ППТС стало судно Super Servant, введенное в эксплуатацию в 1979 г. [5]. Оно было способно погружаться на глубину 15 м посредством балластирования, осуществляемой насосами с воздушными компрессорами.

Затем последовала серия аналогичных судов, таких как Dan Lifter и Dan Mover (позже переименованные в Super Servant 5 и Super Servant 6), а также более крупные суда аналогичной конструкции, такие как Mighty Servant 1, 2 и 3, введенные в эксплуатацию в 1983 году. Важной особенностью этих судов являлось то, что кормовые башни плавучести были съемными и могли передвигаться вдоль борта по рельсам, обеспечивая беспрепятственную свободную площадь грузовой палубы до 5600 м², а также допуская свес груза за габариты судна. Благодаря этому появилась возможность перевозить более крупные и тяжелые грузы [6].

Параллельно серии судов Servant компании Wijismuller Transport, в 1979 году компания Dock Express выпускает свое первое полупогружное судно Dock Express 10. Затем последовала серия этих судов, которые стали очень активными на рынке контейнерных кранов. Некоторые суда этой серии до сих пор востребованы на рынке крупнотоннажных перевозок [6].

В сентябре 1988 г. судно Mighty Servant 3 перевезло из Сальвадора в Бомбей две самоподъемные буровые установки одновременно [7]. В это время наблюдается кризис в постройке новых ППТС.

В 1993 г. после слияния Wijismuller Transport и Dock Express Shipping образовалась компания Dockwise Ltd. (сейчас – Boskalis), которая в настоящее время является крупнейшей по перевозке негабаритных и сверхтяжелых грузов. В своем флоте компания имеет свыше двадцати ППТС различного типа.

После тринадцатилетней паузы, в 1999-2000 гг. норвежская нефтяная сервисная компания Offshore Heavy Transport ASA принимает в эксплуатацию суда Black Marlin и Blue Marlin, специально спроектированные для перевозки буровых установок. В 2001 году суда были проданы Dockwise Ltd. Для собственных нужд компания Offshore Heavy Transport ASA использовала специально переоборудованные танкеры Willift Eagle и Willift Falcon [8].

Не менее важной по значению была основанная в 1980 г. голландская буксирная компания Fairmount Marine, владевшая полупогружными баржами. В настоящее время в распоряжении компании имеется крупнейшая полупогружная баржа Gavea Lifter дедвейтом 50000 т.

Единственным конкурентом компании Boskalis на рынке ППТС является компания COSCO Heavy Transport, имеющая в своем флоте четыре класса ППТС различной конфигурации: Xin Guang Hua, X-Class, Zhi Yuan Kou и K-Class [9].

2. Анализ статистических данных

Авторами была собрана база данных технико-эксплуатационных характеристик ППТС компаний COSCO Heavy Transport и Boskalis.

В таблице 1 представлены отношения главных размерений полученные при обработке базы данных технико-эксплуатационных характеристик ППТС. В таблице 1 приняты следующие обозначения: L, B, T, H – длина, ширина, осадка с максимальным грузом и высота стапель-палубы соответственно, m; Hпог – максимальная глубина погружения, m; Fr – число Фруда по длине; CA – адмиралтейский коэффициент от дедвейта. При расчетах отношений, представленных в таблице 1, экстремальные значения, сильно выбивающиеся из общих тенденций, не учитывались.

Таблица 1

Статистические отношения главных размерений

Значение	Макс.	Мин.	Среднее
L/B	5,25	3,44	4,33
B/T	6,48	4,16	5,22
H/T	1,42	1,30	1,36
L/H	17,74	15,10	16,50
B/H	4,85	3,16	3,83
H _{пог} /H	1,90	1,51	1,74
Fr	0,18	0,14	0,15
CA	316	167	238
DWT/LBH	0,41	0,36	0,39

На основании обработки статистических данных сделаны следующие выводы:

- ППТС характеризуются высоким значением отношения B/T, что связано с необходимостью обеспечения остойчивости;

- Высокие значения отношения L/H могут стать проблемными при обеспечении общей прочности судна;

- ППТС являются тихоходными судами со средним значением числа Фруда по длине Fr = 0,15.

По результатам обработки статистических данных были получены следующие зависимости для оценочного определения главных размерений судна при заданном значении дедвейта DWT:

$$L = 0,001168 \cdot DWT + 143,2;$$

$$B = 0,00093 \cdot DWT + 27,65;$$

$$T = 2,454 \cdot \ln(DWT) - 17,11;$$

$$H = 1,36 \cdot T;$$

$$H_{пог} = 1,74 \cdot H.$$

3. Теоретический чертеж и общее расположение

Корпус ППТС имеет цилиндрическую вставку максимальной длины. Носовая оконечность может быть с бульбом и без, в зависимости от расчетной скорости хода. Кормовая оконечность выполняется

под один или два гребных винта. В целом, обводы корпуса ППТС достаточно простые и мало отличаются от классических морских транспортных судов.

ППТС имеют развитую носовую оконечность и кормовые башни. В носовой оконечности располагаются балластные цистерны и надстройка. Надстройка, как и у любого транспортного судна, включает в себя ходовую рубку и жилищно-бытовые помещения. Кормовые башни обеспечивают дополнительные показатели остойчивости и являются мобильными, то есть могут быть перемещены в зависимости от перевозимого груза.

В основном корпусе ППТС расположены развитая балластная система, помещения подруливающих устройств и машинное отделение с топливными и вспомогательными цистернами. Балластная система – наиболее важная система ППТС, так как обеспечивает эксплуатацию судна по назначению. Согласно данным, представленным в [10], теоретический объем балластных цистерн судна Black Marlin почти в два раза превышает необходимую величину, рассчитанную от максимальной грузоподъемности. Балластная система включает в себя 68 цистерн, что обеспечивает не только высокую безопасность, но и «гибкость» при погружении/всплытии во время грузовых операций.

Классическая компоновка ППТС представлена на рис. 1. На рис. 1 введены следующие цветовые обозначения: красный цвет – балластные цистерны, синий – машинные отделения, фиолетовый – помещения движительно-рулевого комплекса, зеленый – надстройка и технические помещения.

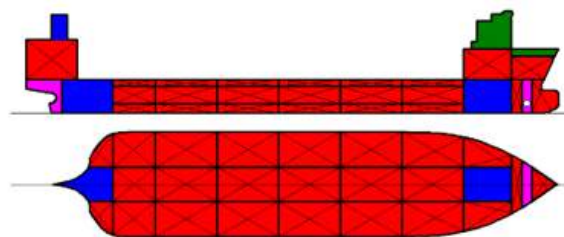


Рис. 1. Классическая компоновка ППТС

Увеличение грузоподъемности ППТС и развитие технологий изменило компоновку судна: носовая надстройка заменена на носовую стационарную и одну мобильную башни, а машинное отделение полностью перемещено в носовую часть. Эти проектные решения реализованы на судне Dockwise Vanguard [3].

Отказ от классической носовой надстройки и её замена на стационарную и мобильную башни потребовали согласования с Международной морской организацией (ИМО) и проведения масштабных модельных испытаний, а также расположения основных технических помещений под стапель-палубой [3]. Такое нововведение позволило увеличить габариты перевозимого груза без увеличения длины судна. Согласно оценочным расчетам, увеличение длины судна привело бы к высокому росту массы корпусных конструкций и некоторому снижению грузоподъемности [3].

Перемещение машинного отделения в нос к носовой стационарной башне стало возможным благодаря применению электродвижения. Обе кормовые башни стали мобильными. На судне Dockwise Vanguard электродвижение применено совместно с винтами регулируемого шага, а для увеличения управляемости при грузовых операциях в носу дополнительно установлены две выдвижные полностью поворотные и одно туннельное подруливающие устройства [3].

Нововведения судна Dockwise Vanguard пока что нельзя назвать трендовыми, однако примененные проектно-технические решения следует иметь в виду при разработке новых проектов ППТС.

4. Анализ требований классификационных обществ

В Правилах классификации и постройки морских судов Российского Морского Регистра Судоходства нет разделов, посвященных ППТС. Однако есть требования к расчетам прочности и остойчивости плавучих доков. Учитывая, что плавучие доки и ППТС имеют похожее назначение, эти Правила могут быть учтены на ранних стадиях проектирования.

В Правилах классификационных обществ ABS и DNV GL присутствуют отдельные требования к ППТС [11, 12]. Некоторые требования имеют небольшие различия, но общая информация практически одинаковая.

При проектировании ППТС следует обратить внимание на требования в части остойчивости, а именно:

1. Остойчивость неповрежденного судна. Во всех промежуточных состояниях процесса погружения, включая критическую стадию, когда палуба только что погружена в воду, что приводит к внезапному и резкому сокращению площади ватерлинии, остойчивость неповрежденного ППТС должна соответствовать следующим требованиям:

- Угол крена не должен превышать 5°;
- Диапазон остойчивости должен быть не менее 15°;
- Площадь под кривой плеча восстанавливающего момента не должна быть меньше 0,075 м•радиан;
- Положительная продольная остойчивость должна быть сохранена.

2. Остойчивость поврежденного судна. Принимается одноотсечный стандарт непотопляемости. В конечной стадии затопления, судно должно отвечать следующим требованиям:

- Угол крена не должен превышать 15°;
- Диапазон положительной остойчивости после достижения равновесия должен составлять не менее 7°;
- Величина максимального плеча восстанавливающего момента должна составлять не менее 0,05 м в пределах вышеуказанного 7° диапазона;
- Затопление любого поврежденного отсека не должно приводить к полной или частичной неработоспособности судна.

ППТС должны иметь положительную остойчивость на всех промежуточных стадиях затопления.

3. Запас плавучести (водонепроницаемый объем, расположенный выше максимальной погруженной конструктивной осадки) должен соответствовать следующим требованиям:

- При максимальной затопленной осадке, запас плавучести должен быть более 4,5 % от объемного водоизмещения судна.

- При максимальной затопленной осадке, запас плавучести не менее 1,5 % от объемного водоизмещения должен обеспечиваться надстройками и башнями и в носу, и в корме судна.

В каждом рассматриваемом случае высота надводного борта до палубы, обеспечивающей запас плавучести, должна быть не менее 1,0 м.

Указанные требования к остойчивости неповрежденного судна формируют указания к выбору ширины и высоты стапель-палубы. Требования к остойчивости поврежденного судна – к разбивке корпуса на балластные цистерны, требования к запасу плавучести – к проектированию носовой надстройки и башен.

5. Алгоритм математической модели создания ППТС

На основании сделанного анализа разработан алгоритм математической модели создания ППТС, представленный на рис. 2. Алгоритм состоит из ввода входных данных, шести промежуточных этапов и окончания расчета. На рис. 2 приняты следующие новые обозначения: МО – машинное отделение, СЭУ – судовая энергетическая установка, СЭЗ – судовые энергетические запасы.



Рис. 2. Алгоритм математической модели создания ППТС

Заключение

В работе получены следующие результаты:
 - ППТС характеризуются высокими значениями отношения ширины к осадке, крайне высокими значениями длины к высоте стапель-палубы и малыми числами Фруда;

- Все пространство корпуса ППТС занято балластными цистернами и машинным отделением;
 - К ППТС предъявляются специальные требования к остойчивости, особенно в части обеспечения запаса плавучести;
 - Разработан алгоритм математической модели создания ППТС.

Литература

1. Демешко Г.Ф., Кричман М.А., Сандревская К.Н. Исследование перспектив использования полупогружных судов для освоения российского побережья Арктики. Труды Крыловского государственного научного центра, № 20191, 2019.
2. Babicz J. Wartsila Encyclopedia of Ship Technology. Second edition. Wartsila corporation, 2015.
3. Onno A.J. Peters Changing the Heavy Marine Transport Market. MCE Deepwater Development, 18-20 March 2013, The Hague, The Netherlands.
4. van Hoorn F. Semi-Submersible Heavy-Lift Ships in Operation. Marine and Offshore Technology «Ship en Werf», 1990.
5. van Hoorn F. Heavy-Lift Ships. Chapter 52 of the updated "Ship Design & Construction". SNAME, Vol. 2, 2004.
6. van Hoorn F. Heavy-Lift Transport Ships – Overview of Existing Fleet and Future Developments. Proceedings of the Marine Operations Specialty Symposium, Singapore, 2008.
7. van Hoorn F., Devoy S.D. The dry transport of the Green Canyon Tension Leg Wellhead Platform by a semi-submersible heavy-lift ship. OTC paper 6471, Houston, 1990.
8. <https://www.oht.no/> (дата использования 26.10.2019).
9. <https://coscoht.com> (дата использования 26.10.2019).
10. Significant Ships of 1999. The Royal Institution of Naval Architects, 2000.
11. Semi-submersible Heavy Lift Vessels. Guide for Building and Classing. American Bureau of Shipping. 2017.
12. Rules for Classification. Ships. Part 5 Ship types. Chapter 10 Vessels for special operations. GNV GL AS. 2015.

References

1. Demeshko G.F., Krichman M.A., Sandrevskaya K.N. Issledovanie perspektiv ispolzovaniya polupogruzhnykh sudov dlja osvoeniya rossijskogo poberezhja Arktiki (The study of semi-submersibles using for development of Arctic Russian coast). Transactions of Krylov State Research Center, № 20191, 2019 [in Russian].
2. Babicz J. Wartsila Encyclopedia of Ship Technology. Second edition. Wartsila corporation, 2015.
3. Onno A.J. Peters Changing the Heavy Marine Transport Market. MCE Deepwater Development, 18-20 March 2013, The Hague, The Netherlands.
4. van Hoorn F. Semi-Submersible Heavy-Lift Ships in Operation. Marine and Offshore Technology «Ship en Werf», 1990.
5. van Hoorn F. Heavy-Lift Ships. Chapter 52 of the updated "Ship Design & Construction". SNAME, Vol. 2, 2004.
6. van Hoorn F. Heavy-Lift Transport Ships – Overview of Existing Fleet and Future Developments. Proceedings of the Marine Operations Specialty Symposium, Singapore, 2008.
7. van Hoorn F., Devoy S.D. The dry transport of the Green Canyon Tension Leg Wellhead Platform by a semi-submersible heavy-lift ship. OTC paper 6471, Houston, 1990.
8. <https://www.oht.no/> (26.10.2019).
9. <https://coscoht.com> (26.10.2019).
10. Significant Ships of 1999. The Royal Institution of Naval Architects, 2000.
11. Semi-submersible Heavy Lift Vessels. Guide for Building and Classing. American Bureau of Shipping. 2017.
12. Rules for Classification. Ships. Part 5 Ship types. Chapter 10 Vessels for special operations. GNV GL AS. 2015.

ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.12.001.2

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА, ПУТЕМ НАНЕСЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПОКРЫТИЙ НА ЕГО РЕЖУЩУЮ ЧАСТЬ

Юрий Михалович Зубарев

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры технологии судового машиностроения
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: iuzubarev@mail.ru

Михаил Алексеевич Афанасенков

Аспирант кафедры технологии судового машиностроения
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: hoggeridze@yandex.ru

Аннотация

В работе предложена методика решения важной научной и производственной задачи технологического обеспечения производительности, точности и качества поверхности при обработке заготовок лезвийным режущим инструментом, путем формирования на его поверхности износостойких функциональных слоев.

Нанесение покрытий с применением методов пучковых технологий является универсальным средством повышения режущих свойств и надежности режущего инструмента, так как позволяют управлять функциональными параметрами резания, термомеханическими нагрузками на режущую часть инструмента и механизмами её изнашивания.

Для описания механизма взаимодействия модифицирующих элементов и материала обрабатываемого инструмента предложена концепция, описывающая взаимное действие их электронных структур основанное на анализе эволюции конфигурационной модели веществ.

В ходе проведения экспериментальных исследований по влиянию различных покрытий режущей части инструмента на работоспособность и качество обрабатываемой поверхности было установлено увеличение эксплуатационных характеристик инструментов, таких как износостойкость, твердость и пр.

Ключевые слова: режущий инструмент, повышение эффективности, ионно-вакуумная модификация, электрофизические методы, конфигурационная модель, электронные конфигурации, атомная концентрация, корреляционные зависимости, износостойкие покрытия.

IMPROVEMENT OF THE WEAR RESISTANCE OF METAL-CUTTING TOOL BY APPLYING FUNCTIONAL COATINGS TO ITS CUTTING PART

Yury M. Zubarev

Dr.Sci.Tech, Professor, Head of the Shipbuilding Engineering Department of
St. Petersburg State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: iuzubarev@mail.ru

Mikhail A. Afanasenkov

Postgraduate at the Department of Ship Engineering Technology
St. Petersburg State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: hoggeridze@yandex.ru

Abstract

The paper proposes a methodology for solving an important scientific and production task of technological support for productivity, accuracy and surface quality when processing work pieces with a blade cutting tool, by forming wear-resistant functional layers on its surface.

Coating using beam technology methods is a universal way to increase the cutting properties and reliability of the cutting tool, as it allows controlling the functional parameters of cutting, thermomechanical loads on the cutting part of a tool and mechanisms of its wear.

To describe the mechanism of interaction of modifying elements and the material of the processed tool, a concept is proposed that describes mutual action of their electronic structures based on an analysis of the evolution of a configuration model of substances.

During experimental studies on the effect of various coatings of the cutting part of a tool on the performance and quality of the surface being machined, an increase in the operational characteristics of tools, such as wear and heat resistance, hardness, etc. was revealed

Key words: cutting tool, increased efficiency, ion-vacuum modification, electrophysical methods, configuration model, electronic configurations, atomic concentration, correlation dependencies, wear-resistant coatings.

Введение

Одной из основных тенденций современного машиностроения является повышение производительности механической обработки при сохранении требуемых качества и точности деталей машин. Эффективность лезвийной обработки на современном этапе развития машиностроения в немалой степени зависит от работоспособности режущего инструмента, которая, в первую очередь, определяется сочетанием физико-механических свойств инструментального материала – твердостью, прочностью, износостойкостью и т.п. Однако, получение оптимального сочетания таких свойств в объеме материала режущего инструмента представляет значительные трудности.

При решении сложной задачи повышения качества и надежности режущего инструмента большое значение имеет широкое применение различного рода покрытий его режущей поверхности, позволяющих экономить дефицитные материалы и продлевать его срок службы, значительно повысив эксплуатационные характеристики инструмента.

Разработка технологий поверхностной инженерии материалов и конструкций проводится во всех ведущих странах мира. Однако широкому внедрению в производство современных покрытий препятствует ограниченность и разобщенность имеющихся научно обоснованных рекомендаций по их выбору, технологическим условиям формирования, назначению требований к качеству поверхностей под нанесение покрытий, финишной обработки и т.д. Таким образом, до настоящего времени отсутствует общепризнанный комплексный подход к исследованию закономерностей построения высококачественных процессов формирования высококачественных поверхностных рабочих слоев инструментов.

Улучшение эксплуатационных характеристик инструментов является одним из основных направлений повышения ресурса и надежности их работы. Основные и наиболее важные эксплуатационные показатели работоспособности инструментов в значительной степени определяются качеством их поверхностных слоев. Поэтому формирование высококачественного функционального слоя на поверхности режущей части инструмента и повышение износостойкости - является наиболее эффективным средством повышения его работоспособности.

За последние годы накоплено большое число экспериментальных работ, свидетельствующих о значительном интересе к обработке, использующей потоки высокоэнергетических частиц. На данный момент возникла необходимость в разработке системного подхода к подбору имплантируемых элементов и элементов покрытия, обеспечивающих физико-химические свойства наносимых слоев.

1. Ионно-вакуумная модификация

Наиболее перспективным направлением совершенствования и повышения стойкости инструмента, является нанесение на его рабочие поверхности износостойких покрытий, а также модификация его поверхностных свойств методами химико-термического, физического и физико-химического упрочнения.

Однако, для формирования высококачественного поверхностного слоя изделия в современном машиностроении, помимо традиционных способов (термическая, химико-термическая, механическая обработки и пр.), активно используются и физико-химические, или электрофизические методы. Эти способы, как правило, связаны с использованием различных нетрадиционных источников энергии. К методам физико-химической обработки, использующим в качестве способа воздействия на поверхность режущего инструмента, поток (пучок) высокоэнергетических частиц, относятся: электронно-лучевая, светолучевая, ионно-вакуумная и плазменная обработки.

Все технологические процессы обработки с использованием пучков высокоэнергетических частиц основаны на физических процессах, происходящих при взаимодействии ускоренных электронов, ионов, атомов и молекул рабочего вещества с поверхностными слоями материала заготовки. В результате процессов взаимодействия в зоне обработки часть энергии частиц идет на возбуждение атомов и молекул обрабатываемого вещества, некоторые из которых могут приобрести энергию, достаточную для того, чтобы покинуть поверхностные слои материала заготовки в виде вторичных и тепловых частиц.

Нанесение покрытий с применением методов пучковых технологий является универсальным средством повышения режущих свойств и надежности режущего инструмента, так как позволяют управлять функциональными параметрами резания, термомеханическими нагрузками на режущую часть инструмента и механизмами её изнашивания.

Одной из важнейших особенностей метода ионной обработки является независимость от диффузионных констант, что способствует его эффективному применению в случаях затрудненности, или невозможности использования обычных способов легирования. Возможность атермического введения примесей и дефектов в определенной концентрации, не зависящей от растворимости, позволяет при имплантации формировать в условиях комнатной температуры (20°C) новые метастабильные твердые растворы в поверхностном слое, получение которых традиционными методами невозможно. При этом, введение небольших количеств примесей (~ 1 атомный %) приводит к образованию твердых растворов замещения и

внедрения, а при большой концентрации (~ 10 атомных %) наблюдается формирование метастабильных твердых растворов и аморфных сплавов.

2. Применение конфигурационной модели вещества для выбора элементов покрытий

Для описания механизма взаимодействия модифицирующих элементов и материала обрабатываемого инструмента, можно предложить концепцию, описывающую взаимодействие их электронных структур основанную на анализе эволюции конфигурационной модели веществ.

Для оценки физико-механических свойств материалов с помощью конфигурационной модели вещества необходимо рассмотреть структуры внешних электронных оболочек элементов, образующих материал изделия. Главным определяющим понятием конфигурационной модели является статистический вес атомов со стабильными электронными конфигурациями (СВАСК), которыми, например, для переходных металлов являются d^0 , d^5 и d^{10} , для s- и p-элементов – sp^3 и s^2p^6 . Основные физико-химические свойства материалов (прочность, пластичность) зависят от соотношения статистических весов (долей) атомов с различными стабильными конфигурациями. Легирующие элементы приводят к перераспределению СВАСК'ов в материале изделия, что в свою очередь, изменяет физико-механические характеристики сплава.

Стабильные электронные конфигурации у атомов возникают в зависимости от количества внешних валентных электронов. Так, если атом в изолированном состоянии имеет один d-электрон, то велика вероятность того, что он его отдаст для создания СВАСК'ов d^5 или d^{10} , а у ионного остова появиться СВАСК d^0 . При дальнейшем рассмотрении элементов периодической системы Д.И. Менделеева в данной подгруппе с увеличением их порядкового номера растёт

$$\begin{aligned} \Delta d_{Co}^5 = & 6,73C_{Ti} + 16,23C_V + 21,09C_{Cr} + 12,65C_{Fe} + 14,58C_{Zr} + \\ & + 29,37C_{Nb} + 37,16C_{Mo} + 32,84C_{Ru} + 20,35C_{Rh} + 20,3C_{Hf} + \\ & + 39,98C_{Ta} + 51,49C_W + 50,13C_{Re} + 42,75C_{Os} + 30,61C_{Ir} - \\ & - (7,98C_{Ni} + 10,38C_{Cu} + 6,44C_{Pd} + 15,52C_{Ag} + 2,81C_{La}) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \Delta d_{Co}^{10} = & 7,98C_{Ni} + 10,38C_{Cu} + 6,44C_{Pd} + 15,52C_{Ag} + 13,85C_{Au} - \\ & - (32,28C_{Ti} + 33,38C_V + 33,75C_{Cr} + 12,65C_{Fe} + 43,74C_{Zr} + \\ & + 44,60C_{Mo} + 54,08C_{Ta} + 54,29C_W + 9,22C_{Pt}) \end{aligned} \quad (3)$$

где C_i – атомная концентрация i-го модифицирующего элемента, в процентах.

Увеличение долей соответствующих стабильных конфигураций указывает на повышение прочности и пластичности, уменьшение – на снижение этих свойств. Используя выражения (1) – (3), определяем отвердители и пластификаторы для

количество d-электронов от одного до десяти и, соответственно, вероятность возникновения d^0 – состояния уменьшается, а возможность появления d^5 – стабильного состояния увеличивается. При числе внешних электронов больше пяти повышается вероятность образования d^{10} – стабильной конфигурации.

Для оценки изменения статистического веса (доли) i-ой стабильной электронной конфигурации в системе «материал основы – модифицирующие элементы» можно использовать выражение:

$$P_X^i = \frac{m_{M0} \cdot P_{M0}^i + m_{MЭ} \cdot P_{MЭ}^i}{m_{M0} + m_{MЭ}}, \% \quad (1)$$

где P_X^i – статистический вес (доля) i-ой стабильной электронной конфигурации системы «материал основы – модифицирующий элемент»; m_{M0} и $m_{MЭ}$ – атомные веса элемента основы и модифицирующего химического элемента; P_{M0}^i и $P_{MЭ}^i$ – статистические веса (доли) i-ой стабильной электронной конфигурации элемента основы и модифицирующего элемента, в процентах.

На основе формулы (1) можно вывести корреляционные зависимости, оценивающие влияние элементов периодической системы, наиболее часто применяемых для модификации поверхности материалов, на увеличение или уменьшение доли стабильных конфигураций (в процентах) у кобальта – связки металлокерамических твердых сплавов.

Доли (веса) стабильных электронных конфигураций d^5 , отвечающих за прочность, у кобальта – 28 процентов, из всех валентных электронов. Пластичность зависит от числа конфигураций d^{10} , которых у кобальта – 72 процента. Ниже приведены зависимости, оценивающие изменение долей конфигураций d^5 и d^{10} в процентах для кобальта, при модификации последних рядов элементов IV-VI групп периодической системы Д.И. Менделеева.

инструментальных материалов, которые представлены в табл. 1.

На рисунке 1 приведена блок-схема и поэтапные результаты выбора химических элементов для ионно-вакуумной модификации металлокерамических твердых сплавов.

Таблица 1

Отвердители и пластификаторы для твердых сплавов

Материал	Отвердители	Пластификаторы
Твердые сплавы	Ti, V, Cr, Fe, Zr, Nb, Mo, Ru, Rh, Hf, Ta, W, Re, Os, Ir	Ni, Cu, Pd, Ag, Au

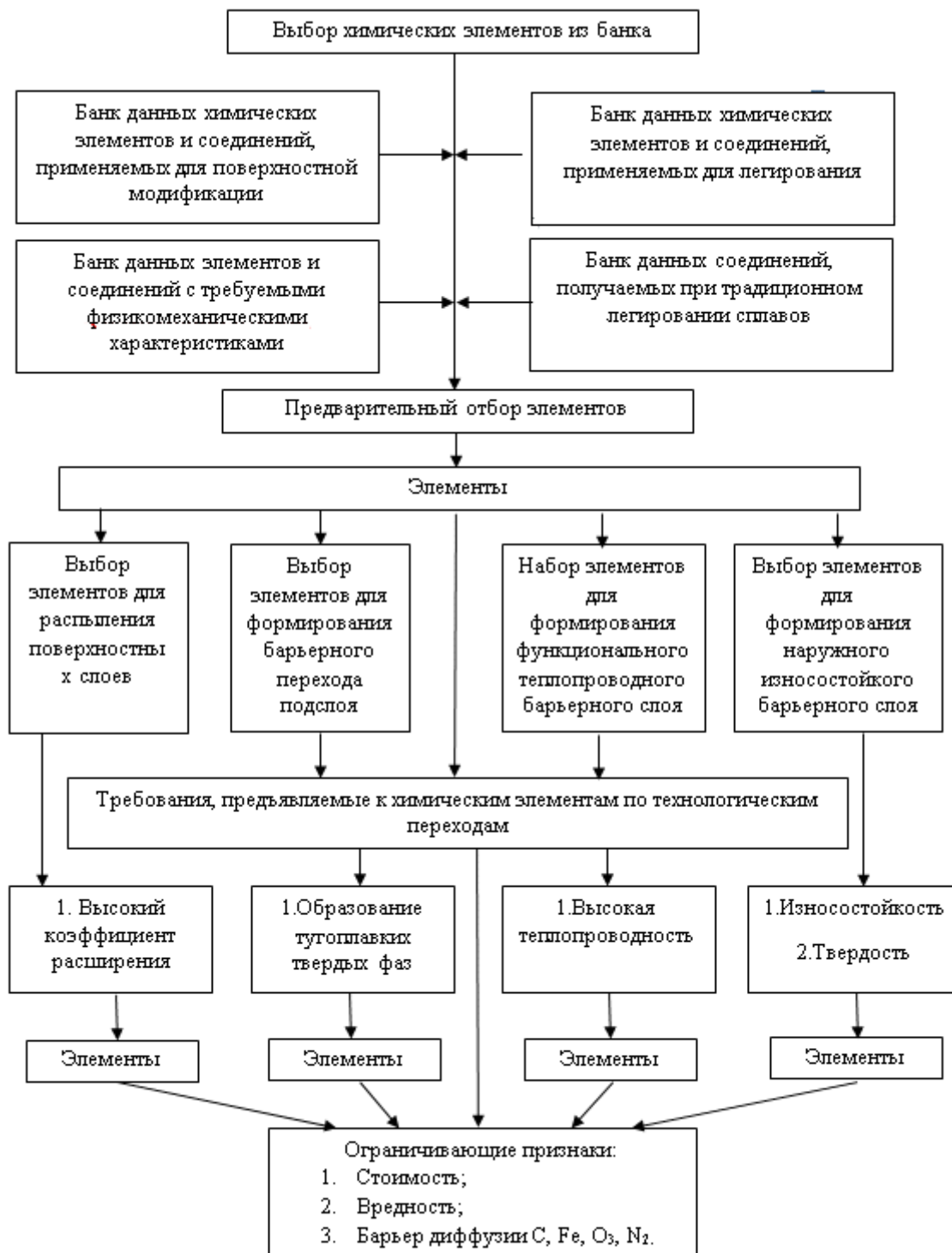


Рис. 1. Блок-схема и поэтапные результаты выбора химических элементов для ионно-вакуумной модификации металлокерамических твердых сплавов.

3. Экспериментальные данные

В ходе проведения экспериментальных исследований по влиянию различных покрытий режущей части инструмента на работоспособность и качество обрабатываемой поверхности было установлено увеличение эксплуатационных характеристик инструментов, таких как износо- и теплостойкость, твердость и пр.

В лаборатории нанотехнологий и производственных условиях, а также в технологической лаборатории ФГАОУ ВПО СПбПУ был протестирован режущий инструмент с различными покрытиями его режущей части, нанесенными методами ИВМ (конденсации в вакууме в условиях ионной бомбардировки КИБ, или PVD-покрытия).

Кроме того, были проведены испытания твердосплавных пластин, как с различными покрытиями, так и без них в производственных условиях.

Для обработки на токарно-расточном станке модели 1П756ДФ3 с применением инструмента: пластины из твердого сплава Т15К6 в состоянии поставки; Т15К6 после ИВМ [Cr-Cu-(Ti + N)] №1; Т15К6 после ИВМ [Cr-Cu-((Ti + Mo)+ N)] №2, были получены данные, приведенные в табл. 2,3,4 и рис. 2,3,4.

Таблица 2

Шероховатость поверхности пластин

Марка пластины	Ra	Rz	Rg	Rm	Rpk
Т15К6 (исходное состояние)	0,96	5,27	1,23	8,22	2,88
Т15К6 Cr-Cu-(Ti + N)	0,45	2,22	0,54	3,29	0,58
Т15К6 Cr-Cu-((Ti + Mo)+ N)	0,45	2,35	0,55	2,73	0,55

Таблица 3

Изменение стойкости пластин при растачивании отверстий диаметром 219,13 Н10 мм на длине 172 мм при различных скоростях резания

Марка пластины	Стойкость (мин) в зависимости от скорости резания		
	100м/мин	110 м/мин	120 м/мин
Т15К6 (исходное состояние)	54,5	43,6	36,5
Т15К6 Cr-Cu-(Ti + N)	129,3	107,4	89,7
Т15К6Cr-Cu-((Ti + Mo)+ N)	115,7	83,6	66,5

Таблица 4

Изменение стойкости пластин при растачивании отверстий диаметром 170,43 Н10 мм на длине 148 мм при различных скоростях резания

Марка пластины	Стойкость (мин) в зависимости от скорости резания		
	100м/мин	110 м/мин	120 м/мин
Т15К6 (исходное состояние)	54,5	43,6	36,5
Т15К6 Cr-Cu-(Ti + N)	129,3	107,4	89,7
Т15К6Cr-Cu-((Ti + Mo)+ N)	115,7	83,6	66,5

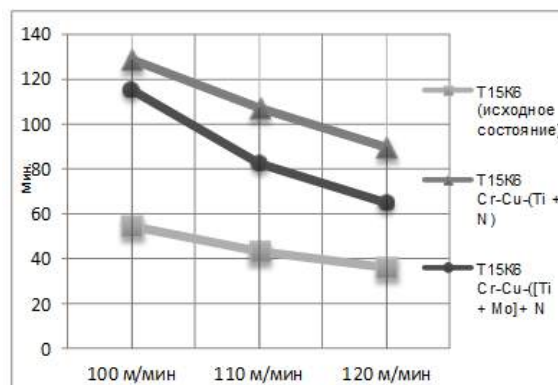


Рис. 2 Изменение стойкости (мин) пластин при растачивании отверстий диаметром 219,13 Н10 мм на длине 172 мм при различных скоростях резания. Материал заготовок 45Г

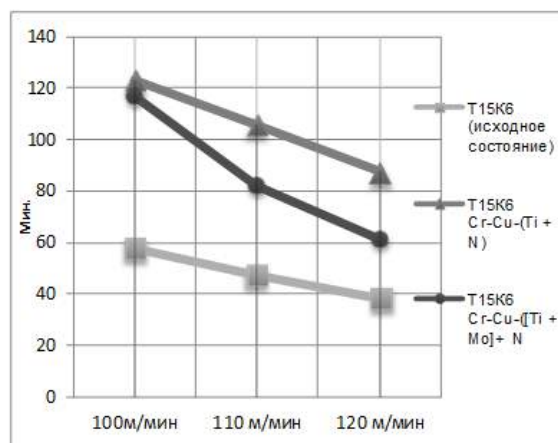


Рис. 3 Изменение стойкости пластин (мин) при растачивании отверстий диаметром 170,43 Н10 мм на длине 148 мм при различных скоростях резания. Материал заготовок 45 Г

4. Разработка типового технологического процесса нанесения покрытий

Изучение технических требований к изделию позволяет сформировать технологический процесс для его обработки и произвести анализ режимов резания, необходимых для изготовления будущего изделия. Данные по типу и числу технологических переходов, полученные в результате анализа режимов обработки, позволяют определить режимы резания, которые будут использоваться для обработки изделия.

Полученные расчетные данные о режимах обработки позволяют определить действительные условия эксплуатации инструмента с нанесенным функциональным покрытием, а значит учесть температурные режимы обработки, нагрузку в зоне резания и пр.

Однако не менее важной для выбора наносимого покрытия на режущий инструмент является, и оценка химического состава обрабатываемого изделия. Взаимная химическая инертность элементов, входящих в состав обрабатываемой заготовки и покрытия режущего инструмента позволяет дополнительно снизить износ инструмента и повысить качество обрабатываемой поверхности.

Имея резюмированные данные о химическом составе материала заготовки и условиях работы будущего инструмента с функциональным покрытием, возможно формирование технологического процесса нанесения покрытия на режущий инструмент:

1) Распыление дефектного поверхностного слоя. Технологический переход предназначен для подготовки поверхности инструмента к нанесению переходных подслоев покрытия и предполагает сьем материала, содержащего различные дефекты поверхности, которые в процессе эксплуатации

могут стать очагами разрушения и привести к преждевременному выходу инструмента из строя. Для распыления дефектного поверхностного слоя использовать бомбардировку поверхности ионами инертных газов (ионно-плазменное и ионно-лучевое травление);

2) Создание переходных модифицированных слоев между основной и последующими подслоями покрытия. Технологический переход выполняет формирование слоев, обеспечивающих определенные свойства будущему покрытию, такие как улучшенная адгезия подслоев покрытия к материалу основы, более эффективный отвод тепла из зоны резания и пр. Для формирования переходных слоев рекомендуется использовать низкоэнергетическую ионную имплантацию (энергия ионов 20...40 КэВ);

3) Формирование функционального слоя. Барьерные подслои покрытия, которые в процессе обработки находятся в непосредственном контакте с материалом обрабатываемой заготовки и обеспечивающие прирост стойкости инструмента. Для формирования функциональных подслоев покрытия рекомендуется использовать термоионное напыление, конденсацию в условиях ионной бомбардировки и напыление с использованием магнетронной распылительной системы.

Заключение

Методы ионной модификации, не ограниченные условиями равновесных фазовых диаграмм, воздействуя на механические и химические свойства, фазовый состав и структуру поверхностных слоев твердых сплавов, позволяют существенно повысить эксплуатационные характеристики режущих инструментов, значительно увеличив их стойкость в процессе механической обработки.

Литература

1. Боровицкий Г.В., Григорьев С.Н., Маслов А.Р. Справочник инструментальщика. – М.: Машиностроение, 2007. – 462 с.
2. Григорьев С.Н. Методы повышения стойкости режущего инструмента. – М.: Изд-во Машиностроение, 2011. – 368 с.
3. Зубарев Ю.М. Современные инструментальные материалы. - С-Пб.: Изд-во Лань, 2014. – 304с.
4. Зубарев Ю.М., Круглов А.И., Афанасенков М.А. Метод выбора элементов для модификации рабочих поверхностей инструментов ионно-вакуумной обработкой с применением конфигурационной модели вещества. – ж. «Металлообработка» №3 (111)/2019, с.49-53.
5. Сенчило И.А., Зубарев Ю.М., Бабошкин А.Ф. и др. Технология обработки с использованием потоков высокоэнергетических частиц. - СПб., Изд-во ПИМаш, 2004. – 116с.

References

1. Borovickij G.V., Grigor'ev S.N., Maslov A.R. Spravochnik instrumental'shchika. M.: Mashinostroenie, 2007. 462 p.
2. Grigor'ev S.N. Metody povysheniya stojkosti rezhushchego instrumenta. M.: Izdvo Mashinostroenie, 2011. 368 p.
3. Zubarev YU.M. Sovremennye instrumental'nye materialy. S-Pb.: Izd-vo Lan', 2014. 304 p.
4. Zubarev YU.M., Kруглов A.I., Afanasenkov M.A. Metod vybora elementov dlya modifikacii rabochih poverhnoستهj instrumentov ionno-vakuumnoj obrabotkoj s primeneniem konfiguracionnoj modeli veshchestva. zh. «Metalloobrabotka» №3 (111).2019, p.49.53.
5. Senchilo I.A., Zubarev YU.M., Baboshkin A.F. i dr. Tekhnologiya obrabotki s ispol'zovaniem potokov vysokoenergeticheskikh chastic. SPb., Izd-vo PIMash, 22004. 116p.

УДК 621.791.75:621.791.019

ПОВЕРХНОСТНОЕ УПРОЧНЕНИЕ СУДОВЫХ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ ИЗ БРОНЗЫ

Сергей Петрович Марков

к.т.н., доцент, заведующий кафедрой сварки судовых конструкций
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет 190121, Санкт-Петербург, ул.
Лотманская, 10
e-mail: markov_s_p@mail.ru

Вольдемар Освальдович Муктепавел

старший преподаватель кафедры сварки судовых конструкций
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет 190121, Санкт-Петербург, ул.
Лотманская, 10
e-mail: voldemarmukt@mail.ru

Виктор Васильевич Мурзин

к.т.н, доцент кафедры сварки судовых конструкций
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет 190121, Санкт-Петербург, ул.
Лотманская, 10
e-mail: ksv_smtu@mail.ru

Аннотация

При механической обработке бронзового литья выявляются литейные дефекты, которые исправляются выборкой с последующей сваркой дугowymi способами. Для последующей обработки отремонтированного изделия в качестве альтернативы термообработке и традиционным методам поверхностного пластического деформирования (дробеструйная обработка, обкатка роликами, проковка) перспективным признана ультразвуковая ударная обработка, которая обеспечивает получение качественно нового упрочнённого поверхностного слоя.

В настоящее время в наибольшей степени изучен метод ультразвуковой ударной обработки для изделий из сталей различных марок как с точки зрения механизма самого явления, так и технологии его применения и наименее изучен для других сплавов титана, алюминия, бронзы и других. В статье приведены результаты экспериментального изучения характеристик поверхностного слоя никель-алюминиевой бронзы, применяемой для изделий машиностроения, в том числе и для изготовления судовых гребных винтов. Проведено измерение глубины упрочненного слоя. Показано, что металл без упрочняющей поверхностной обработки подвержен большим коррозионным поражениям, чем металл с ультразвуковой ударной обработкой.

Ключевые слова: никель-алюминиевая бронза, ультразвуковая ударная обработка, упрочненный поверхностный слой, микротвердость, травление, коррозионная стойкость

SURFACE HARDENING OF THE BRONZE SHIP PROPELLER

Sergei P. Markov

Cand.Tech.Sci., docent, head of the department of ship structures welding
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: markov_s_p@mail.ru

Voldemar O. Muktepavel

senior lecturer of the department of ship structures welding
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: voldemarmukt@mail.ru

Viktor V. Murzin

Cand.Tech.Sci., docent of the department of ship structures welding
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 10, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: ksv_smtu@mail.ru

Abstract

During machining of bronze casting the revealed foundry defects are corrected by removing the part of metal with subsequent arc welding for repair. For the next step of metal processing as a possible alternative to heat treatment and traditional methods of surface plastic deforming (bead blasting, surface rollers, hammering) the ultrasonic impact treatment is recognized as to be very promising to implement the new hardened case in a qualitative sense.

At the present time the ultrasonic impact processing is studied to a greater extent for the products from steels of various grades from the point of view both natural phenomenon mechanism and application technology and is studied to a lesser extent for other alloys such as titan, aluminium, bronze and others. In the article the results are produced regarding experimental studying of characteristics of the surface

hardened case of nickel-aluminium bronze, usually applied to mechanical engineering products, including for manufacturing of ship propellers. The measurements of depth of the surface strengthened layer were carried out. It is shown, that the metal without surface strengthening processing is subjected to more corrosion losses than the metal with the ultrasonic impact treatment.

Keywords: nickel-aluminium bronze, ultrasonic impact treatment, surface hardened case, microhardness, acid pickling, corrosion resistance.

Введение

Поверхностное пластическое деформирование металлических материалов изменяет физико-механические характеристики приповерхностного слоя металла, выгодно перераспределяет остаточные сварочные напряжения в сварном шве и околошовной зоне, что позволяет повысить износостойкость и усталостную прочность для конструкций, подверженных циклическим нагрузкам [1, 2, 3, 4, 5].

Наряду с традиционными и успешно применяемыми методами поверхностного пластического деформирования, а именно, дробеструйная обработка, обкатка роликами, проковка и др., перспективным следует признать метод ультразвуковой ударной обработки бойками, который реально обеспечивает наклёп и упрочнение металла [6, 7, 8] и получение остаточных сжимающих напряжений в поверхностном слое [9]. В сравнении с аналогами пневмо- и электро-виброобработкой, ультразвуковая ударная обработка (УУО) позволяет осуществлять упрочнение объектов практически любой толщины без риска их ударного разрушения, а также отличается безопасностью для работающего, так как не создает вибраций корпуса инструмента. УУО является предпочтительной с точки зрения уровня шума и вибрации, возникающих при упрочнении конструкции.

В настоящее время в наибольшей степени изучен метод УУО для изделий из сталей различных марок как с точки зрения механизма самого явления, так и технологии его применения и

наименее изучен для других сплавов титана, алюминия, бронзы и других [1, 2, 3, 4, 5].

На основе исследований свойств никельалюминиевой бронзы марки БрА9Ж4Н4 (по зарубежной классификации Си-3), упрочненной УУО, в настоящей статье приведены результаты изучения характеристик поверхностного слоя бронзы.

Бронза этой марки применяется для изделий машиностроения, в том числе и для изготовления судовых гребных винтов.

При механической обработке бронзового литья выявляются литейные дефекты, которые исправляются выборкой с последующей сваркой дуговыми способами. Свойства основного металла литья и наплавленных участков требуют исследований для надлежащей коррозионно-усталостной прочности и кавитационной стойкости судовых гребных винтов, работающих в условиях сложных нагрузок и коррозионной среды.

1. Материалы и эксперименты

Исследовалась глубина упрочненного слоя на образцах литой и наплавленной бронзы. Материал пластин – бронза марки Бр.А9Ж4Н4, материал наплавки – бронза марки Бр.АЖНМц 8,5-4-5-1,5.

Часть образцов литой бронзы (без упрочняющей обработки) доводилась до нужной шероховатости дисками Дюрекса (гибкие шлифовальные абразивные диски), часть образцов обрабатывалась УУО (при этом создается шероховатая поверхность), часть образцов обрабатывалась УУО с последующей зачисткой дисками Дюрекса до нужной шероховатости.

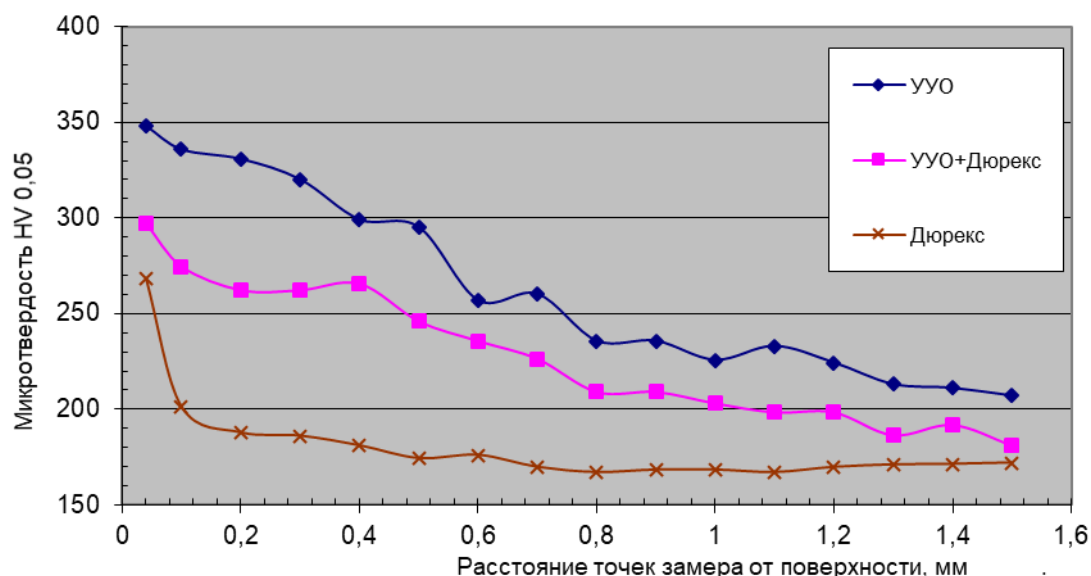


Рис. 1. Микротвердость (HV 0,05 средн.) основного металла после различных видов поверхностной обработки

Исследование глубины упрочненного слоя производилось путем определения фактических величин и закономерностей распределения микротвердости в точках на поверхности пластины и последовательно до глубины 1,5 мм. Замер микротвердости производился прибором ПМТ-3 в соответствии с ГОСТ 9450-76 «Измерение микротвердости вдавливанием алмазных наконечников». Микротвердость замерена при нагрузке 0,490Н (50гс) методом вдавливания четырехгранной алмазной пирамиды (HV 0,05). Результаты измерений отражены на рис. 1

В процессе ручной ультразвуковой ударной обработки поверхности создается упрочненный слой металла глубиной более 1,5 мм. Последующая доводка чистоты поверхности мягким диском Дюрекс уменьшает глубину наклепанного слоя на 0,3-0,5 мм, оставляя упрочненный слой глубиной не менее 1 мм.

Таким образом, УУО обеспечивает получение качественно нового упрочненного поверхностного слоя гребных винтов из бронзы типа Си-3.

В процессе исследований остаточных напряжений в поверхностных слоях образцов из бронзы был выявлен эффект положительного влияния УУО на коррозионную стойкость в агрессивных средах упрочненных зон.

Зоны основного и наплавленного металлов как в исходном состоянии, так и после УУО подвергались электрополирующему травлению на глубину 0,1 мм. Условия электрополирования: электролит «А», ток 10А, катод – нержавеющая сталь, время травления - 50 мин., температура 60°C. Электролит «А» приготовлен на основе ортофосфорной кислоты (H_3PO_4) с добавлением серной кислоты (H_2SO_4) и хромистого ангидрида (Cr_2O_3).

Количество образцов – два с вышеуказанными материалами образца и наплавки. Образец № 3/1 подвергнут ультразвуковой ударной упрочняющей обработке поверхности, образец № 4/1 – в исходном состоянии без упрочняющей обработки. Производилось фотографирование протравленных участков основного и наплавленного металла с увеличением.

Осмотр протравленных поверхностей произведен визуально без применения увеличительных приборов и с применением бинокулярного микроскопа МБС-9 фирмы ЛОМО и исследовательского металлографического микроскопа MeF-4 фирмы Reichert Jung.

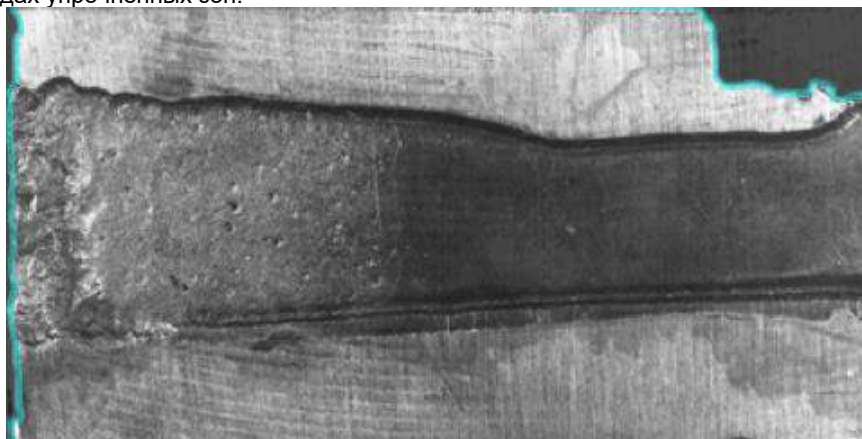


Рис.2. Фотография протравленной поверхности металла в исходном состоянии без упрочняющей обработки (левая часть – литой металл, правая часть - наплавленный металл)



Рис.3. Фотография протравленной поверхности металла, подвергнутой УУО обработке (левая часть – литой металл, правая часть - наплавленный металл)

Заключение

В результате травления выявлено, что участки основного металла, не подвергнутые УУО, значительно отличаются от участков основного металла, подвергнутого УУО (см. фотографии на рис. 2 и рис. 3)

Визуальным осмотром установлено, что металл в исходном состоянии без упрочняющей обработки (рис. 2), имеет большую шероховатость от травления, чем металл с УУО (рис.3). Кроме того, металл без УУО имеет на протравленной поверхности беспорядочно расположенные глубокие точечные язвы. Таким образом, основной металл без упрочняющей поверхностной обработки подвержен большим коррозионным

поражениям, чем основной металл с УУО. Коррозионная стойкость литой бронзы гребных винтов в поверхностном слое увеличивается после применения УУО.

В качестве вывода отметим, что ультразвуковая ударная обработка считается методом прежде всего послесварочной обработки, который создает комплексный технологический эффект повышения качества и надежности сварных конструкций. А технологические и ресурсные характеристики позволяют широко использовать этот метод в производстве и ремонте сварных конструкций.

Процесс УУО поверхности судового гребного винта изображен на рис.4.

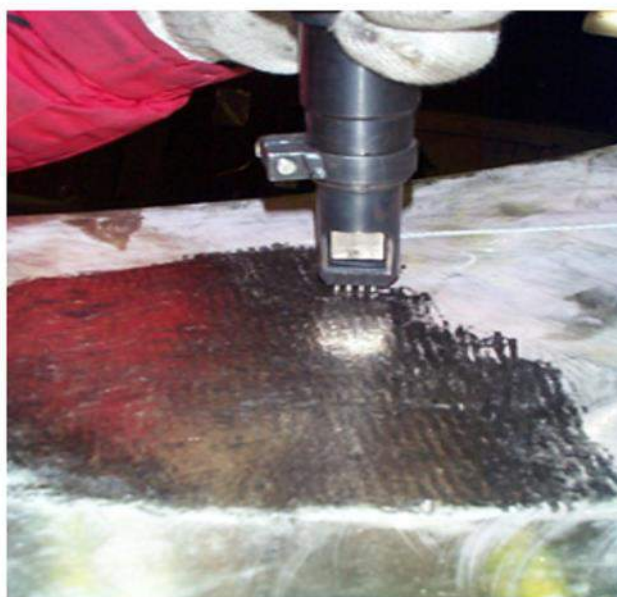


Рис.4 Упрочняющая ультразвуковая ударная обработка поверхности гребного винта

Литература

1. Патон Б.Е. Современные направления повышения прочности и ресурса сварных конструкций. // Автоматическая сварка. 2000. № 9-10. С. 3-9.
2. Статников Е.Ш., Кравцов Т.Г., Рыжов Н.Ф., Михеев П.П., Недосека А.Я. Повышение сопротивления усталости наплавленных валов ультразвуковой обработкой. // Автоматическая сварка. 1981. №10. С. 35-38.
3. J. Janosch, H. Koneczny, S. Debiez, E.S. Statnikov, V.J. Troufiakov, P.P. Improvement of Fatigue Strength in Welded Joint by Ultrasonic Hammer Peening. // IIW Doc XIII-1594-95. 1995.
4. W WRIGHT. Post-weld Treatment of a Welded Bridge Girder by Ultrasonic Hammer Peening.// Internal Research Report, Federal Highway Administration, Turner Fairbank Highway Research Center, USA, 1996.
5. Статников Е.Ш. Области применения операционных технологических процессов ультразвуковой ударной обработки в производстве сварных конструкций. // IIW/IIS – Doc. XIII-1667-97. 1997.
6. Статников Е.Ш., Муктепавел В.О., Труфяков В.И., Михеев П.П., Кузьменко А.З., Бломквист А. Оценка эффективности UIT сварных соединений из стали Weldox 420 по методике IIW. // IIW/IIS – Doc. XIII-1817-00. 2000.
7. Д. Фишер, Е. Статников, Л.Техини. Повышение усталостной прочности сварных балок путем применения УУО. // Документ МИС XIII-1916-02. 2002.
8. E.S. Statnikov, V.O.Muktepavel Technology of ultrasound impact treatment as a means of improving the reliability and endurance of welded metal structures.// Welding International. 2003. No.17(9), p.741-744.
9. Зарезин В.Е. Методика улучшения качества сварных швов ультразвуковой ударной обработкой с обоснованием оптимальных параметров упрочнения поверхностного слоя // Технико-технологические проблемы сервиса № 4(38). 2016. с. 16-22.

Reference

1. Paton B.E. Sovremennyye napravleniya povыsheniya prochnosti i resursa svarny`x konstrukcij. Avtomaticheskaya svarka. 2000. № 9-10. S. 3-9.
2. Statnikov E.Sh., Kravczov T.G., Ry`zhov N.F., Mixeev P.P., Nedoseka A.Ya. Povыshenie soprotivleniya ustalosti naplavlenny`x valov ul`trazvukovoj obrabotkoj. // Avtomaticheskaya svarka. 1981. №10. S. 35-38.
3. J. Janosch, H. Koneczny, S. Debiez, E.S. Statnikov, V.J. Troufiakov, P.P. Improvement of Fatigue Strength in Welded Joint by Ultrasonic Hammer Peening. IIW Doc XIII-1594-95. 1995.
4. W WRIGHT. Post-weld Treatment of a Welded Bridge Girder by Ultrasonic Hammer Peening. Internal Research Report, Federal Highway Administration, Turner Fairbank Highway Research Center, USA, 1996.
5. Statnikov E.Sh. Oblasti primeneniya operacionny`x tekhnologicheskix processov ul`trazvukovoj udarnoj obrabotki v proizvodstve svarny`x konstrukcij. IIW/IIS – Doc. XIII-1667-97. 1997.
6. Statnikov E.Sh., Muktepavel V.O., Trufyakov V.I., Mixeev P.P., Kuz`menko A.Z., Blomkvist A. Ocenka e`ffektivnosti UIT svarny`x soedinenij iz stali Weldom 420 po metodike IIW. IW/IIS – Doc. XIII-1817-00. 2000.
7. D. Fisher, E. Statnikov, L. Texini. Povыshenie ustalostnoj prochnosti svarny`x balok putem primeneniya UO. Dokument MIS XIII-1916-02. 2002.
8. E.S. Statnikov, V.O. Muktepavel Technology of ultrasound impact treatment as a means of improving the reliability and endurance of welded metal structures. Welding International. 2003. No.17(9), p.741-744.
9. Zarezin V.E. Metodika uluchsheniya kachestva svarny`x shvov ul`trazvukovoj udarnoj obrabotkoj s obosnovaniem optimal`ny`x parametrov uprochneniya poverxnostnogo sloya. Tekniko-tekhnologicheskie problemy` servisa № 4(38). 2016. s. 16-22.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

УДК 621.825 (0131)

КОНСТРУКТИВНЫЙ ОБЗОР И АНАЛИЗ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ МУФТ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Минас Арменакович Минасян

доктор технических наук, профессор
профессор кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: mamsar@mail.ru

Армен Минасович Минасян

кандидат технических наук
доцент кафедры вычислительной техники и информационных технологий
198262, Санкт-Петербург, пр. Ленинский, 101
e-mail: mamsar@mail.ru

Цзюньцзе Цзэн

аспирант
кафедра судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: tzeng817@gmail.com

Лэ Хи Ха

аспирант
кафедра судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: ha le<huyhalemt@mail.com

Аннотация

В настоящей работе представлен конструктивный обзор и анализ виброизолирующих муфт с металлическими упругими элементами. Отмечается важность и главная задача муфты в системе «двигатель – валопровод – энергетическая установка – корпус судна».

Приведены сравнительные свойства амортизирующих конструкций, изготовленных с применением различных упругих элементов.

Отмечается сложность выбора материала упругого элемента амортизирующих конструкций, в частности муфт.

Представляется анализ основных достоинств и недостатков различного рода металлических упругих элементов. Авторы утверждают о целесообразности разработки муфт с упругим элементом из стального каната с учетом опыта разработки и практического применения опорных канатных виброизолирующих конструкций. Поэтому обнаруженные в результате поиска по источникам муфты со стальными (неканатными) упругими элементами из цилиндрических пружин, металлической резины (МР), рессор, торсионов и т.д. в статье не представлены. Из проведенного авторами обзора в статье рассмотрены только новые канатные и комбинированные муфты.

Отмечается вероятная причина весьма узкого спектра известных конструктивных видов канатных муфт и практического их применения и недостаточная их известность инженерно-техническим работникам.

Ключевые слова: виброизоляция, муфты с металлическими упругими элементами, комбинированные муфты, гибкая муфта, полумуфта, стальной канат.

CONSTRUCTIVE REVIEW AND ANALYSIS OF VIBRATION ISOLATING COUPLINGS WITH METAL ELASTIC ELEMENTS

Minas A. Minasyan

Dr.Sci.Tech, professor
Professor, Department of Marine Internal Combustion Engines and Diesel Plants
St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: mamsar@mail.ru

Armen M. Minasyan

PhD in Engineering Science
Associate Professor of Computer Engineering and Information Technology

Leninsky, 101, St. Petersburg, 198262, Russian Federation
e-mail: mamsar@mail.ru

Tszyuntsze Tszen

post-graduate student

Department of Marine Internal Combustion Engines and Diesel Plants
St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: tzeng817@gmail.com

Le Hee Ha

post-graduate student

Department of Marine Internal Combustion Engines and Diesel Plants
St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: ha le <huyhalemt@mail.com

Abstract

Constructive review and analysis of vibration isolating couplings with metal elastic elements is presented in this paper. The essential role and the main task of a coupling in the system "propulsor - shaft line - power plant - vessel's hull" are highlighted.

Comparative properties of shock-absorbing structures fabricated with the use of various elastic elements are given.

The difficulty of choosing the material of the elastic element of shock-absorbing structures, in particular couplings, is indicated.

An analysis of the main advantages and disadvantages of various kinds of metallic elastic elements is presented. The authors state that it is advisable to design couplings with an elastic element made of steel rope, taking into account the experience in the development and practical application of support rope vibration-isolating structures. Therefore, couplings with steel (non-rope) elastic elements from coil springs, metal rubber (MR), springs, torsion bars, etc., discovered as a result of a search in different sources are not presented in the article. In the review performed by the authors, only new cable and combined couplings are presented.

The probable reason of a very narrow range of known design types of cable couplings, their practical application and the lack of awareness of engineering workers is indicated.

Key words: vibration isolation, couplings with metal elastic elements, combination couplings, flexible coupling, half coupling, steel rope.

Введение

Весьма важным узлом в системе «двигатель – валопровод – энергетическая установка – корпус судна» является виброизолирующая муфта, акустически развязывающая, например, главный двигатель от валопровода. Ее главная задача – обеспечить передачу крутящего момента на вал при одновременном уменьшении крутильной, продольной и поперечной составляющих вибрации [1].

Создание виброизолирующей муфты, эффективной по всем трем направлениям колебательных составляющих, является весьма сложной задачей.

Чаще всего используют конструкции, обеспечивающие виброизоляцию колебаний по одному направлению (например, при кручении).

В качестве материала упругих элементов муфт используют различные полимеры, пластмассы, резины, металлы и их сплавы, цельнометаллические упругодемпфирующие элементы (УДЭ) из прессованной нержавеющей проволоки, предварительно навитой в спираль, стальные канаты, металлическую пыль, а также пробку, войлок, жидкости и газы.

По материалу упругого элемента муфты делятся на резиновые, резинометаллические, пружинные, сетчатые [из материала металлическая резина (МР)], канатные (тросовые), пневматические и комбинированные [2-36].

Выбор материала упругого элемента только внешне может показаться несложной операцией.

Скрупулезный учет характерных свойств и особенности материала в сопоставлении с требованиями, которые предъявляются к конкретной муфте, выявляет всю сложность проблемы выбора. Особенно, если проектировщик интересуется не только вид материала, но и его качество. Первым шагом к обоснованному выбору материала должен стать анализ его характерных особенностей [2].

Сравнительные свойства амортизирующих конструкций, изготовленных с применением различных упругих элементов, приведены в таблице 1 [1, 2]. Основными достоинствами различного рода пружинных муфт являются механические, в том числе и упругие, свойства в широком эксплуатационном диапазоне температур; постоянство жесткостей и независимость жесткостей от частоты колебаний (для пружин постоянной жесткости); стойкость к воздействию масел, топлива, а также пресной и морской воды (при соответствующих покрытиях) и света, а также долговечность, простота эксплуатации и низкая стоимость. Основные недостатки стальных пружинных муфт, следующие:

– слабая демпфирующая способность вследствие малого внутреннего трения в материале, что обуславливает нежелательные вибрации при переходе через резонанс, а также проявление волновых резонансов;

– малая устойчивость в направлении, перпендикулярном его оси;

– наличие дополнительных устройств.

Во избежание вредных последствий указанных недостатков в конструкции муфт включают дополнительные элементы с недостающими свойствами [13, 15, 16-28, 31, 33, 34].

Поэтому из приведенного нами обзора [1-36] ниже представляем некоторые муфты, в которых в качестве стального упругого элемента применяется стальной канат [14, 19, 20, 25, 32, 36, 37].

Свойства стального каната включены в таблицу [2] отдельно от свойств металловолоконных структур, так как упругие элементы муфт из стального каната высокоэластичны, хорошо

работают как на растяжение, сдвиг так и на кручение. Опыт подсказывает, что вещи, содержащие свободные и гибкие соединения, такие как одежда, плетеные корзины более долговечны, поскольку часть упругой энергии расходуется на трение. Поэтому по структуре стальной канат является одним из наиболее подходящих материалов, используемых в качестве упругих элементов муфт. В связи с этим представляется оптимальным использование их в условиях вероятного воздействия различных агрессивных сред и в других специфичных условиях эксплуатации.

Таблица 1

Сравнительные свойства упругих элементов

		Эластомеры	Пружины (цилиндрические, конические и др.)	Металлическая резина (МР)	Металлическая сетка (пористый металл)	Стальной канат (трос)	Композитные Полимерные материалы	Пневматические оболочки	Магнитожидкостные элементы
Работоспособность	Сжатие	О	О	О	О	Х	Х	О	Х
	Растяжение	Х	О	П	О	Х	Х	У	Х
	Сдвиг	Х	П	П	О	Х	П	У	П
Обеспечение собственных частот	≤10 Гц	У	О	П	О	О	У	О	У
	10÷30 Гц	О	О	Х	Х	О	Х	-	Х
Способности нести нагрузки	Малые нагрузки	О	О	Х	Х	О	О	П	О
	Высокая интенсивность	Х	О	О	О	Х	У	О	П
Степень деформирования		Х	О	О	О	О	У	У	Х
Стойкость к воздействию	Коррозии и растворителей	Х	О	О	О	О	Х	У	У
	высоких температур	У	О	О	О	О	Х	У	П
Долговечность		У	О	О	О	Х	Х	У	П

Примечание: О – отлично; Х – хорошо; У – удовлетворительно; П – плохо.

1. Конструктивный обзор виброизолирующих канатных муфт.

1.1. Патент КНР CN 101691880 [14], Рис. 1.

Канатная муфта содержит: канатный упругий элемент 3 из отрезков, левый 1 и правый 5 фланцы и соответствующие полумуфты 2 и 4, болты 6, гайки 7 и клёщи 9, соединяющий диск 8. Клёщи 9 каждого одинакового куска стального каната равномерно распределены и закреплены на фланцах 2 и 4. Диск 8 между фланцами 2 и 4 служит для предохранения стальных канатов от обматывания при работе муфты.

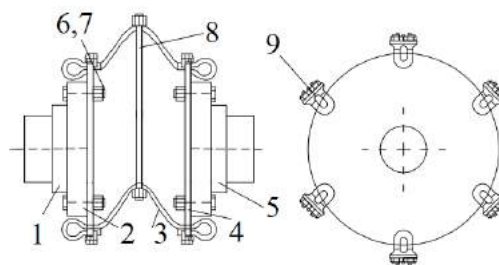


Рис. 1

1.2. Патент КНР CN 204437097 [32], Рис. 2.

Муфта содержит: левую 1 и правую 2 полумуфты с соответствующими роторами 3 и 4, ось 7 на трех подшипниках 5, 6, 8, фиксирующее соединение, выполненное в виде диска 9 со сквозными отверстиями для отрезков стальных канатов 10, болты 11 для крепления концов

отрезков стальных канатов 10 на левом 3 и правом 4 роторах.

Ось 7 имеет удлиненную, цилиндрическую форму и поддерживает вращающиеся части муфты, то есть роторы 3 и 4. Роль фиксирующего соединения в виде диска 9 со сквозными отверстиями для отрезков стальных канатов 10, заключается в предотвращении возникновения осевого растяжения между полумуфтами 1 и 2, при деформации отрезков стальных канатов 10.

Отверстия на диске 9 предназначены для уменьшения поперечной деформации стальных канатов 10.

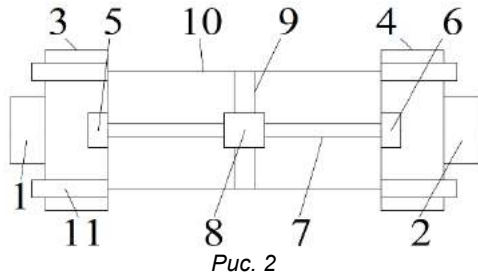


Рис. 2

Данная муфта [32] отличается от муфты [14] в основном дополнительными элементами 5-8.

1.3. Патент КНР CN 104533976 [19], Рис. 3.

Судовая эластичная муфта содержит: ведущий 3 и ведомый 6 фланцы; сильфонный 1 и цилиндрические спиральные упругие элементы 4; средство 2, ограничивающее угол поворота; цапфа, выполненная в виде втулки с кольцевым фланцем 5; спиральные витки 7, верхние и нижние монтажные опорные пластины 8.

В полости, образованной между средством 2 и фланцем 5, размещены цилиндрические спиральные упругие элементы 4.

Ведомый фланец 6 выполнен с внутренним фланцем для крепления кольцевого фланца 5 вставки. Внутренние ведущие опорные пластины 8 цилиндрических спиральных упругих элементов 4 торцевыми частями закреплены к средству 2, ограничивающему угол поворота, а по наружной плоскости свободно опираются на цапфу фланца 5.

Наружные ведомые опорные пластины 8 цилиндрических спиральных упругих элементов 4 торцевыми частями закреплены к кольцевому 5 и внутреннему 6 ведомому фланцам.

Сильфон 1 закреплен с одной стороны со средством 2 ограничения угол поворота, а с другой - с кольцом 5.

Упругий элемент 4 выполнен в вид спиральных проволок из нержавеющей стали 9, склеенные с углеродными волокнами 10.

Если судовой дизельный двигатель амортизированный, то между валом дизеля и валом отбора мощности, необходимо установить высокоэластичную муфту. Предлагаемое высокоэластичное соединение с металлическими упругими элементами в место резиновых, может использоваться в высокотемпературной среде, а также в условиях вероятного воздействия других агрессивных сред. Указанные особенности увеличивают срок службы муфты. Муфта может быть использована для эластичного соединения различных судовых передач.

1.4. Патент КНР CN 105134813 [20], Рис. 4.

Муфта содержит: платформу 1; полумуфту 2; четыре группы упругих элементов 3 из нескольких отрезков стальных канатов; болт 4; нажимную пластину 5; жёлоб 6; отверстия 7; возбуждающий узел 8; валы 9, 11; электродвигатель 10.

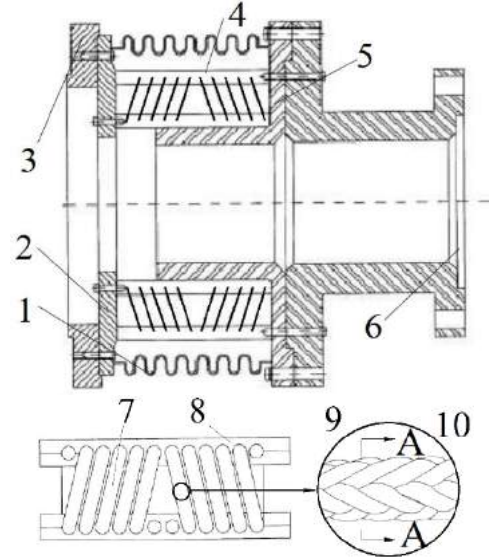


Рис. 3

Как следует из рисунка платформа 1 соединена с валом 9 возбуждающего узла 8.

Полумуфты 1 и 2 соединены друг с другом четырьмя группами стальных канатов 3. В обоих концах каждой группы стальные канатные куски сварены. Группы из кусков стальных канатов 3 зафиксированы к полумуфтам 1 и 2 с помощью нажимной пластины 5 и болтов 4. Жёлоб 6 нажимной пластины 5 служит для крепления стальных канатов 3. Кормовая и носовая часть болта 4 имеют отверстия 7, которые предотвращают ослабление гайки. Муфта выполнена из различных типов стального каната с расположением бок о бок. Муфта обеспечивает широкий объем применения.

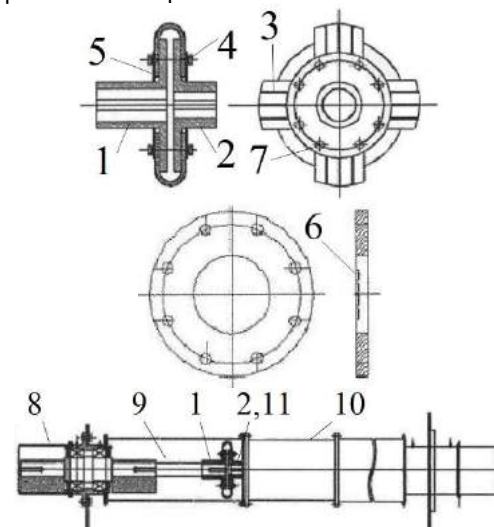


Рис. 4

1.5. Патент КНР CN 201973123 [25], Рис. 5.

Муфта содержит: 1, 3 – полумуфты одинаковой конструкции; 2-противовес; 4, 5 – основные и дополнительные стальные канаты (система канатов). Основные стальные канаты 4 служат для нормальных условий работы, а дополнительные стальные канаты 5 – для обеспечения относительного положения полумуфт 1 и 3 на холостом ходу и на обратном режиме.

При работе энергетической установки крутящий момент от ведущего вала через ведущую полумуфту 1, основной стальной канат 4 и противовес 2 передается к ведомой полумуфте 3. От крутящего момента изменение растягивающей силы на главном канате 4 является неравномерным. Поэтому для обеспечения равномерности растягивающей силы предусмотрены противовесы 2.

Соответствующие исследования подобной тросовой муфты представлены в работе [36], а некоторые виды – на рис. 6

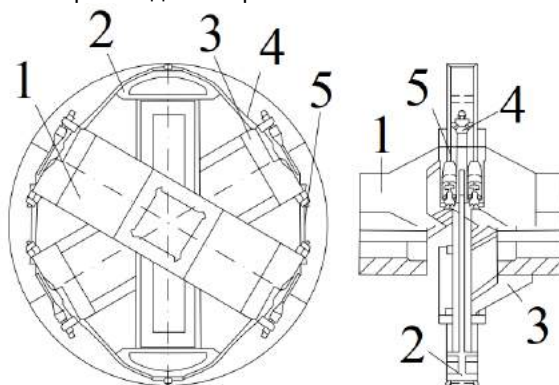


Рис. 5



Рис. 6. Канатные муфты [36]

2. Конструктивный анализ представленных канатных муфт

Технические решения по муфтам CN 101691880 [14] (рис. 1) и CN 204437097 [32], Рис. 2, по сути, одинаковы.

Муфта CN 101691880 [14] (рис. 1) отличается простотой конструкции, однако такая муфта обладает низкой энергоемкостью, высокой податливостью особенно в поперечной плоскости.

Недостатком муфты (рис. 2) является сложность конструкции и большие габариты по продольной оси.

Муфта, представленная на рис. 3 (патент КНР CN 104533976 [19]), отличается сложностью и надежностью конструкции.

Однако, техническое решение по рассмотрению упругого элемента 4 цилиндрической виброизолирующей конструкции в виде спиральных проволок из нержавеющей стали 9, склеенных с углеродными волокнами 10, является оригинальным.

Муфта по патенту КНР CN 105134813 [20], Рис. 4 обладает простотой конструкции и может найти применение для передачи небольших крутящих моментов.

Муфты, представленные на рис. 5 (патент КНР CN 201973123 [25]) и рис. 6 [36], заслуживают особого внимания и представляют интерес, поскольку они уже реально используются в дизельных установках.

Заключение

Экономическая выгода в производстве канатных муфт заключается в отсутствии необходимости создания дополнительных производственных мощностей для выпуска упругих элементов из стальных канатов, т.к. спектр типоразмеров канатов из различных сталей широкий с большим количеством диаметров и плетений, что позволяет изготавливать муфты с

разнообразными эксплуатационными характеристиками и размерами [2].

Эксплуатация муфт со стальными упругими элементами, в частности канатами, снижает затраты на обслуживание, позволяет передавать значительные крутящие моменты при незначительных размерах. При использовании муфт с упругими элементами из стальных канатов возможен их подбор по жесткости и для эксплуатации с различными величинами несоосностей. Особенным свойством муфт с упругими элементами из стальных канатов является возможность их использования при высоких температурах, агрессивных средах в условиях корабля, стойкости к ударным нагрузкам.

Анализ зарубежной научно-технической [1-12] и патентной литературы за последних десять лет в основном по Китайской Народной Республике [13-33] показал, что спектр известных конструктивных видов канатных муфт и практического их применения весьма узкий, кроме того они еще недостаточно известны инженерно-техническим работникам.

Это, по нашему мнению, связано с конструктивной сложностью создания компактных муфт, с выбором формы упругих канатных элементов, с проблемами обеспечения надежности их крепления к ведущей и ведомой частям полумуфт, с долговечностью стального каната и т.д.

Таким образом, есть основание выдвинуть гипотезу о возможности развития, усовершенствования и создания высокоэффективных муфт с канатными упругими элементами. С учетом сравнительных свойств стального каната (табл. 1) [2], известных канатных муфт [14, 19, 20, 25, 32, 36] и других источников [1, 3-13, 15-18, 21-24, 26-35], работы по их усовершенствованию и дальнейшему развитию, считаем актуальными.

Литература

1. Ионов А.В. Средства снижения вибрации и шума на судах. - СПб: ЦНИИ им. акад. А.Н.Крылова, 2000, -348 с.
2. Минасян М.А. Амортизация судовых дизельных энергетических установок : учеб. Пособие / М.А. Минасян, А.М. – СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2017. – 360 с.
3. ABB Motors and Mechanical US. URL: <https://www.baldor.com/brands/baldor-dodge/products/couplings--clutches--brakes/metallic-couplings>
4. Direct industry. URL: <https://www.directindustry.com/industrial-manufacturer/coupling-61051.html>
5. A POPPE + POTTHOFF COMPANY. URL: <https://www.rw-america.com/products/>
6. PUMPS & SYSTEMS. URL: <https://www.pumpsandsystems.com/what-difference-between-grid-coupling-and-gear-coupling>
7. BENZLERS. URL: <https://www.benzlers.com/products>
8. FLENDER. URL: <https://www.flender.com/en/products/couplings>
9. Stromag. URL: <https://www.stromag.com/products/couplings>
10. Renold. URL: <https://www.renold.com/products/couplings/>
11. Rexnord. <https://www.rexnord.com/products-services/process-motion-control/couplings>
12. Korea coupling co., Ltd. URL: <http://www.koreacoupling.co.kr/main.html>
13. Упругая муфта : пат. CN 101358625 А Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Kong Lingbin.; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 200710049678.9; заявл. 02,08,2007; опубл. 04,02,2009. – 13 с.
14. Гибкая муфта : пат. CN 101691880 А Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Wang jianxi.; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 200910172234.3; заявл. 11,09,2009; опубл. 07,04,2010. – 4 с.
15. Муфта для механического нагнетателя : пат. CN 101881306 А Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52; F16H 57/04. / Duan Kailei; CHINA JAPHL POWERTRAIN SYSTEMS CO., LTD; заявитель и

- патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201010140015.X; заявл. 31,03,2010; опубл. 10,11,2010. – 10 с.
16. Змеевидная муфта : пат. CN 103016557 A Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52; / Zeng Shunli, Wang Zeju Ren Peng; NINGXIA TIANDI NORTHWEST COAL MACHINE LIMITED COMPANY; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201210538236.1; заявл. 13,12,2012; опубл. 03,04,2013. – 7 с.
 17. Соединяющий модуль : пат. CN 103542009 A Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52; / Fabrice R; MASON DURAND GEAR COMPANY; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201310284675.9; заявл. 07,08,2013; опубл. 29,01,2014. – 10 с.
 18. Новая упругая муфта : пат. CN 104196909 A Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Wang Zhaojing, Ji Xingwen, Chen Chunfeng, Yuan Wenjia, Li Lin. Zhenjiang Souda Coupling CO., Ltd.; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201410467607.0; заявл. 15,09,2014; опубл. 10,12,2014. – 5 с.
 19. Судовая упругая муфта : пат. CN 104533976 A Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52 F16D 3/56. / Shi Guangzhou. Rokee Industry Technology (Jiangsu) Co., Ltd.; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201410631131.X; заявл. 10,11,2014; опубл. 22,04,2015. – 8 с.
 20. Тросовая гибкая муфта : пат. CN 105134813 A Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Zeng Ming, Fang Xi, Zhu Xiaomei, Zhang Jinnan; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201510652036.2; заявл. 12,10,2015; опубл. 09,12,2015. – 6 с.
 21. Эластичный демпфирование соединительный шарнир : пат. CN 201747812 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52 F16F 15/121. / Mao Youjun, Song Zhilong. Cn Gpower Gearbox Co., Ltd.; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201020275553.5; заявл. 28,07,2010; опубл. 16,02,2011. – 12 с.
 22. Специальная амортизаторная муфта с большим крутящим моментам : пат. CN 201884490 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52 F16D 3/12. / Zhang Yili.; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201020617749.8; заявл. 11,12,2010; опубл. 29,06,2011. – 9 с.
 23. Гибкая муфта : пат. CN 201944134 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Shen Jianlong. China Building Material Equipment Co., Ltd; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201120054348.0; заявл. 03,03,2011; опубл. 24,08,2011. – 5 с.
 24. Гибкая муфта : пат. CN 201973122 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Tan Yiyin. Wuxi Second Bearing Co., Ltd; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201120002545.8; заявл. 06,01,2011; опубл. 14,09,2014. – 5 с.
 25. Тросовая муфта : пат. CN 201973123 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52, F16D 3/04, F16D 3/06. / Han Gerling.; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201120127047.6; заявл. 27,04,2011; опубл. 14,09,2011. – 5 с.
 26. Высокая упругая муфта : пат. CN 202326798 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Chen Zehua. Shanghai Kelan Transmission Equipment Co., Ltd; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201120467940.3; заявл. 22,11,2011; опубл. 11,07,2012. – 6 с.
 27. Мягкий соединительный аппарат для дизельного двигателя : пат. CN 202531674 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52, F16D 3/12. / Chen Gongyi, Shi Min. Cixi Sanhuan Diesel Engine Co., Ltd; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201220201898.5; заявл. 08,05,2012; опубл. 14,11,2012. – 5 с.
 28. Упругая муфта : пат. CN 202579699 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52, F16D 3/84. / Wang Wanyu, Yao Shenggang, Zhang Miao. Zhejiang Ruizhou Machinery Co., Ltd; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201220247851.2; заявл. 25,05,2012; опубл. 05,12,2012. – 7 с.
 29. Новая упругая муфта : пат. CN 203655933 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Luo Lin. Wuhu Xinrong Pipe Industry Technology Co., Ltd; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201320807974.1; заявл. 11,12,2013; опубл. 18,06,2014. – 6 с.
 30. Быстрая муфта : пат. CN 203939886 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Sun Renda, Yang Mouxin. Zhejiang Hechao Motor Co., Ltd.; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201420286421.0; заявл. 29,05,2014; опубл. 12,11,2012. – 7 с.
 31. Высокая упругая муфта : пат. CN 204437097 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Zhu Guilin.; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201420870801.9; заявл. 29,12,2014; опубл. 01,07,2015. – 5 с.
 32. Гибкая муфта имеющая ось : пат. CN 204878408 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Wang Weiwei.; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201520496648.2; заявл. 10,07,2015; опубл. 16,12,2015. – 5 с.
 33. Тубовая упругая муфта : пат. CN 204985398 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Zhang Jianzhong. Wuxi Tianli Spring Factory; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 201524116670.1; заявл. 17,06,2015; опубл. 20,01,2016. – 6 с.
 34. Муфта с удерживающим пружиной : пат. CN 2012169402 U Китайская Народная Республика : МПК F16D 3/52. / Yuan Qinghao; Shi Senlin; Guo Ben; Zhu Huaihong; Du Ping; Li Hanping; Jin Junjie; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-исслед. ин-т связи. - № 12/981,690; заявл. 11,09,2015; опубл. 27,01,2016. – 5 с.
 35. Renoldflex Couplings // RENOLD, New York. – 2012. нетрос

36. Yanan Hu. Wire Rope Coupling Vibration Characteristics Analysis Based on Workbench / Huiping Feng, Huijuan Zhao // 7th International Conference on Education, Management, Information and Mechanical Engineering. – 2017. – Vol. 76, – P. 1268–1231.

References

1. Ionov A.V. Sredstva snizhenija vibracii i shuma na sudah. - SPb: CNII im. akad. A.N.Krylova, 2000, -348 s.
2. Minasjan M.A. Amortizacija sudovyh dizel'nyh jenergeticheskikh ustanovok : ucheb. Posobie / M.A. Minasjan, A.M. – SPb.: Izd-vo SPbGMTU, 2017. – 360 s.
3. ABB Motors and Mechanical US. URL: <https://www.baldor.com/brands/baldor-dodge/products/couplings--clutches--brakes/metallic-couplings>
4. Direct industry. URL: <https://www.directindustry.com/industrial-manufacturer/coupling-61051.html>
5. A POPPE + POTTHOFF COMPANY. URL: <https://www.rw-america.com/products/>
6. PUMPS & SYSTEMS. URL: <https://www.pumpsandsystems.com/what-difference-between-grid-coupling-and-gear-coupling>
7. BENZLERS. URL: <https://www.benzlers.com/products>
8. FLENDER. URL: <https://www.flender.com/en/products/couplings>
9. Stromag. URL: <https://www.stromag.com/products/couplings>
10. Renold. URL: <https://www.renold.com/products/couplings/>
11. Rexnord. <https://www.rexnord.com/products-services/process-motion-control/couplings>
12. Korea coupling co., Ltd. URL: <http://www.koreacoupling.co.kr/main.html>
13. Uprugaja mufta : pat. CN 101358625 A Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Kong Lingbin.; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 200710049678.9; zajavl. 02,08,2007; opubl. 04,02,2009. – 13 s.
14. Gibkaja mufta : pat. CN 101691880 A Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Wang jianxi.; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 200910172234.3; zajavl. 11,09,2009; opubl. 07,04,2010. – 4 s.
15. Mufta dlja mehanicheskogo nagnetatelja : pat. CN 101881306 A Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52; F16H 57/04. / Duan Kailei; CHINA JAPHL POWERTRAIN SYSTEMS CO., LTD; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201010140015.X; zajavl. 31,03,2010; opubl. 10,11,2010. – 10 s.
16. Zmeevidnaja mufta : pat. CN 103016557 A Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52; / Zeng Shunli, Wang Zeju Ren Peng; NINGXIA TIANDI NORTHWEST COAL MACHINE LIMITED COMPANY; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201210538236.1; zajavl. 13,12,2012; opubl. 03,04,2013. – 7 s.
17. Soedinjajushhij modul' : pat. CN 103542009 A Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52; / Fabrice R; MASON DURAND GEAR COMPANY; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201310284675.9; zajavl. 07,08,2013; opubl. 29,01,2014. – 10 s.
18. Novaja uprugaja mufta : pat. CN 104196909 A Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Wang Zhaojing, Ji Xingwen, Chen Chunfeng, Yuan Wenjia, Li Lin. Zhenjiang Souda Coupling CO., Ltd.; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201410467607.0; zajavl. 15,09,2014; opubl. 10,12,2014. – 5 s.
19. Sudovaja uprugaja mufta : pat. CN 104533976 A Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52 F16D 3/56. / Shi Guangzhou. Rokee Industry Technology (Jiangsu) Co., Ltd.; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201410631131.X; zajavl. 10,11,2014; opubl. 22,04,2015. – 8 s.
20. Trosovaja gibkaja mufta : pat. CN 105134813 A Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Zeng Ming, Fang Xi, Zhu Xiaomei, Zhang Jinnan; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201510652036.2; zajavl. 12,10,2015; opubl. 09,12,2015. – 6 s.
21. Jelastichnyj dempfirovanie soedinitel'nyj sharnir : pat. CN 201747812 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52 F16F 15/121. / Mao Youjun, Song Zhilong. Cn Gpower Gearbox Co., Ltd.; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201020275553.5; zajavl. 28,07,2010; opubl. 16,02,2011. – 12 s.
22. Special'naja amortizatornaja mufta s bol'shim krutjashhim momentam : pat. CN 201884490 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52 F16D 3/12. / Zhang Yili.; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201020617749.8; zajavl. 11,12,2010; opubl. 29,06,2011. – 9 s.
23. Gibkaja mufta : pat. CN 201944134 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Shen Jianlong. China Building Material Equipment Co., Ltd; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201120054348.0; zajavl. 03,03,2011; opubl. 24,08,2011. – 5 s.
24. Gibkaja mufta : pat. CN 201973122 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Tan Yiyin. Wuxi Second Bearing Co., Ltd; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201120002545.8; zajavl. 06,01,2011; opubl. 14,09,2014. – 5 s.
25. Trossovaja mufta : pat. CN 201973123 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52, F16D 3/04, F16D 3/06. / Han Geping.; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201120127047.6; zajavl. 27,04,2011; opubl. 14,09,2011. – 5 s.
26. Vysokaja uprugaja mufta : pat. CN 202326798 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Chen Zehua. Shanghai Kelan Transmission Equipment Co., Ltd; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201120467940.3; zajavl. 22,11,2011; opubl. 11,07,2012. – 6 s.
27. Mjagkij soedinitel'nyj apparat dlja dizel'nogo dvigatelja : pat. CN 202531674 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52, F16D 3/12. / Chen Gongyi, Shi Min. Cixi Sanhuan Diesel Engine Co., Ltd; zajavitel' i

- patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201220201898.5; zajavl. 08,05,2012; opubl. 14,11,2012. – 5 s.
28. Uprugaja mufta : pat. CN 202579699 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52, F16D 3/84. / Wang Wanyu, Yao Shenggang, Zhang Miao. Zhejiang Ruizhou Machinery Co., Ltd; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201220247851.2; zajavl. 25,05,2012; opubl. 05,12,2012. – 7 s.
29. Novaja uprugaja mufta : pat. CN 203655933 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Luo Lin. Wuhu Xinrong Pipe Industry Technology Co., Ltd; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201320807974.1; zajavl. 11,12,2013; opubl. 18,06,2014. – 6 s.
30. Bystraja mufta : pat. CN 203939886 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Sun Renda, Yang Mouxin. Zhejiang Hechao Motor Co., Ltd.; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201420286421.0; zajavl. 29,05,2014; opubl. 12,11,2012. – 7 s.
31. Vysokaja uprugaja mufta : pat. CN 204437097 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Zhu Guilin.; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201420870801.9; zajavl. 29,12,2014; opubl. 01,07,2015. – 5 s.
32. Gibkaja mufta imeejushhaja os' : pat. CN 204878408 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Wang Weiwei.; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201520496648.2; zajavl. 10,07,2015; opubl. 16,12,2015. – 5 s.
33. Tubovaja uprugaja mufta : pat. CN 204985398 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Zhang Jianzhong. Wuxi Tianli Spring Factory; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 201524116670.1; zajavl. 17,06,2015; opubl. 20,01,2016. – 6 s.
34. Mufta s uderzhivajushhim pruzhinom : pat. CN 2012169402 U Kitajskaja Narodnaja Respublika : MPK F16D 3/52. / Yuan Qinghao; Shi Senlin; Guo Ben; Zhu Huaihong; Du Ping; Li Hanying; Jin Junjie; zajavitel' i patentoobladatel' Voronezh. nauch.-issled. in-t svjazi. - № 12/981,690; zajavl. 11,09,2015; opubl. 27,01,2016. – 5 s.
35. Renoldflex Couplings // RENOLD, New York. – 2012. netros
36. Yanan Hu. Wire Rope Coupling Vibration Characteristics Analysis Based on Workbench / Huiping Feng, Huijuan Zhao // 7th International Conference on Education, Management, Information and Mechanical Engineering. – 2017. – Vol. 76, – P. 1268–1231.

УДК 621. 436. 001. 63

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ ТОПЛИВОПОДАЧИ В ДИЗЕЛЯХ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ В КАЧЕСТВЕ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА

Александр Юрьевич Чистяков

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок, систем и оборудования

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лотманская, 3
e-mail: glucker2000@mail.ru

Геннадий Бенцианович Горелик

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры двигателей внутреннего сгорания

Тихоокеанский государственный университет
680035, Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136
e-mail: ggorelik@mail.ru

Олег Николаевич Мозолев

старший преподаватель кафедры двигателей внутреннего сгорания

Тихоокеанский государственный университет
680035, Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136
e-mail: oleg19793@yandex.ru

Аннотация

В статье представлены результаты математического моделирования процессов топливоподачи судового дизеля при работе по винтовой характеристике при использовании дизельного топлива и водотопливной эмульсии с водосодержанием 30% в качестве альтернативного топлива. В результате исследования выявлены особенности процессов топливоподачи и влияние альтернативного топлива на рабочие характеристики впрыскивания серийной топливной аппаратуры при работе на номинальных и на частичных режимах.

При оценке качества работы топливной аппаратуры на водотопливной эмульсии учитывались: изменение характеристики подачи топлива; изменение параметров впрыскивания; особенности распыливания топлива в начальной и конечной фазах впрыскивания и сокращение доли топлива, поданного за период посадки иглы; повышение стабильности последовательных циклов впрыскивания за счет увеличения активного хода плунжера на 25-30 %; особенности процессов распыливания за счет влияния эффекта теплового взрыва капель топлива и т.п.

При применении водотопливной эмульсии возможно существенное повышение качества работы судового дизеля, недостижимое при работе на дизельном топливе. При этом имеет место экономия топлива и повышение показателей надежности.

Ключевые слова: водотопливная эмульсия; критерий стабильности; рабочие процессы дизельной топливной аппаратуры; математическое моделирование процессов топливоподачи судового дизеля; распыливание топлива; характеристика подачи топлива; остаточное давление; межцикловая нестабильность; альтернативное топливо.

FEATURES OF FUEL SUPPLY PROCESSES IN DIESELS WHEN USING WATER-FUEL EMULSION AS AN ALTERNATIVE FUEL

Aleksandr Yu. Chistyakov

candidate of engineering sciences, docent
associate Professor, Department of Ship Power Plants,
Systems and Equipment,

State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: glucker2000@mail.ru

Gennadiy B. Gorelik

doctor of engineering sciences, professor
professor of department of Internal combustion engines
Pacific National University

Tikhookeanskaya, 136, Khabarovsk 680035, Russian Federation
e-mail: ggorelik@mail.ru

Oleg .N. Mozolev

Senior Lecturer of department of Internal combustion engines
Pacific National University
Tikhookeanskaya, 136, Khabarovsk 680035, Russian Federation
e-mail: oleg19793@yandex.ru

Abstract

The article presents the results of the mathematical modeling of marine diesel's fuel supply processes during the screw characteristic while using diesel fuel and water-fuel emulsion with 30% water content as an alternative fuel. As a result of the study, the features of the fuel supply processes and the effect of alternative fuel on the serial fuel equipment injection characteristics during operation in nominal and partial modes were identified

Considering the quality of fuel equipment operation on a water-fuel emulsion the following features were taken into account, they are changing the fuel supply characteristic; changing injection parameters; features of fuel atomization in the initial and final phases of injection and a reduction in the proportion of fuel supplied during the period of needle setting; rising the stability of consequent cycle injection by increasing the active stroke of the plunger by 25-30%; features of injection processes due to the influence of the thermal explosion effect, etc.

While using water-fuel emulsion, a significant increase in the quality of marine diesel engine operation is possible, this is not accomplished on the diesel fuel. At the same time, there is a fuel economy and increasing in reliability indicators.

Key words: water-fuel emulsion; stability criterion; operating processes of diesel fuel equipment; mathematical modeling of marine diesel's fuel supply processes; fuel atomization; characteristic of supply process; residual pressure; intercycle instability; alternative fuel.

Введение

Практика подтверждает, что применение водотопливной эмульсии (ВТЭ) дает существенный положительный эффект как по экономии топлива, так и по улучшению ряда других показателей работы двигателя (особенно для двигателей бывших в эксплуатации). Возникает вопрос, как же объяснить механизм положительного влияния ВТЭ на процессы впрыскивания и работу двигателя внутреннего сгорания.

Для понимания природы положительного эффекта при использовании ВТЭ следует более подробно остановиться на отдельных статьях этого эффекта, предлагаемых в качестве рабочих гипотез для последующей реализации:

- изменение характеристики подачи топлива;
- изменение параметров впрыскивания (повышение давления, длительности подачи, возможности появления повторных впрыскиваний и т.п.);
- особенности распыливания топлива в начальной и конечной фазах впрыскивания и сокращение доли топлива, поданного за период посадки иглы;
- повышение стабильности последовательных циклов впрыскивания за счет увеличения активного хода плунжера на 25...30 %;
- особенности процессов распыливания, влияния эффекта теплового взрыва и т.п.

Отличия в протекании рабочих процессов топливоподачи, факелообразования и последующего смесеобразования при работе на ВТЭ связаны в первую очередь с параметрами эмульсии (плотностью, сжимаемостью, скоростью распространения волны давления в эмульсии, вязкостью), далее, с особенностями распада струи в канале распылителя и при выходе ее в полость камеры сгорания, развала струи топлива сразу при выходе ее из сопла распылителя и, наконец, непосредственно связаны с процессами сгорания топливовоздушной смеси в основных фазах горения.

Исследование процессов топливоподачи судового дизеля на номинальном и частичных режимах

Особенности процессов топливоподачи можно выявить путем математического моделирования работы топливной аппаратуры (ТА), для чего необходимо располагать информацией по физико-механическим свойствам ВТЭ, полученным на первом этапе исследования [1, 2]. Следует провести исследование основных свойств эмульсии и выявить отклонения в протекании процессов топливоподачи при различном водосодержании в эмульсии. Это касается значений коэффициентов расхода топлива в элементах тракта ТА, потерь давления в нагнетательном трубопроводе, оценке остаточного давления в последовательных циклах впрыскивания.

Безусловно, можно утверждать, что активный ход плунжера увеличится примерно на величину $0,8c_w$, где c_w – массовое водосодержание в эмульсии. В соответствии с критерием Сифмана N возрастает максимальное давление впрыскивания при незначительном увеличении продолжительности топливоподачи, что положительно отразится на качестве смесеобразования и сгорания для близ номинальных режимов. На частичных режимах эффект усиливается, так как уменьшается межцикловая нестабильность процессов топливоподачи (критерий стабильности X [3] стремится к значению $0 < X < 1$).

Более сложной задачей является сопоставительный анализ процессов распада струи впрыскиваемого чистого топлива и эмульсии. Это необходимо для того, чтобы теоретически предсказать эффект от использования эмульсий как альтернативного топлива. Только при понимании природы происходящих явлений возможно целенаправленное исследование, конечной целью которого является практическое внедрение ВТЭ в рядовую эксплуатацию двигателей внутреннего сгорания.

Доводка процессов топливоподачи позволяет снизить на дизеле удельный эффективный расход топлива до 7...10% (особенно, когда речь идет о высокофорсированных дизелях, у которых начальная и конечная фазы сокращены до 5...7% от всей подачи)

Но при высоком наддуве начинают проявлять себя повторные впрыскивания топлива. Вот почему применение ВТЭ повышает экономичность дизеля особенно при невысоких степенях его форсирования. Эффект улучшения экологического воздействия на окружающую атмосферу более существенен.

Математическое моделирование процессов получило широкое применение в практике исследования систем топливоподачи дизелей при работе на различных топливах и режимах. При создании новых двигателей, форсировании существующих путем внедрения новых модификаций и в ходе выполнения доводочных работ возникает целый комплекс мероприятий, направленный на перенастройку системы топливоподачи, расширения рабочего диапазона цикловых подач, улучшение качества работы ТА в зоне малых частот вращения и частичных режимов.

В ходе эксплуатации дизелей появляется целый ряд вопросов, требующих безотлагательного решения, например, коксование распылителей форсунок, неравномерность распределения топлива по цилиндрам и последовательным циклам, использование топлив расширенного фракционного состава или альтернативных топлив. Это требует больших затрат времени и средств на выполнение анализа.

Разработка и последующая отладка новых систем впрыскивания выполняется, как правило, на базе экспериментального исследования, что не всегда дает адекватный и однозначный результат. Так, установка датчиков давления на трубопровод высокого давления (ТВД), датчиков перемещения на элементы ТА вносит изменения в рабочие процессы впрыскивания, нарушая гидравлические характеристики системы и приводя даже к ошибочным результатам. А ведь влияние ряда отдельных параметров находится в пределах нескольких процентов, поэтому возможности эксперимента существенно снижаются.

Вместе с этим экспериментальные исследования требуют выполнения дорогостоящих работ по изготовлению прецизионных деталей ТА, что ограничивает количество исследуемых элементов и не позволяет в ряде случаев найти оптимальное значение. Следует отметить, что нередко доводка системы топливоподачи состоит в необходимости использовать эффект совместного действия именно таких факторов, которые отдельно оказывают малозаметное влияние на изменение основных параметров впрыскивания.

Значительными возможностями располагает расчетно-экспериментальное исследование. Ограниченный эксперимент имеет цель на первом этапе получить необходимые данные для математического аппарата, описывающего процессы в объекте. Этот математический аппарат (математическая модель) построен на уравнениях математической физики, отражающих все происходящие явления в ТА. Далее, расчетное

исследование позволяет получить оптимальное решение конкретной задачи.

Целью данного расчетного исследования являлось:

1. выявить влияние альтернативного топлива на рабочие характеристики впрыскивания серийной ТА при работе как на номинальных, так и на частичных режимах;
2. оценить положительные стороны работы ТА на качество протекания процессов впрыскивания;
3. сделать выводы по целесообразности использования ВТЭ;
4. принять решение о диапазоне применения альтернативных топлив.

Исследование рабочих процессов топливоподачи дизелей типа ДРА-300 на базе 6 ЧСПН2А 18/22-600 (ДД 108).

Дизель-редукторный агрегат (ДРА-300), состоящий из дизеля 6ЧСПН2А 18/22 с 2-х кратной форсировкой рабочего процесса за счет наддува. Оборудован реверс-редукторной передачей на винт фиксированного шага и применяется на судах морского флота неограниченного района плавания. ДРА имеет систему дистанционного автоматизированного управления (ДАУ). Краткие данные объекта: мощность номинальная – 220 кВт; частота вращения номинальная – 750 мин⁻¹; минимально-устойчивая частота холостого хода – 300 мин⁻¹; минимально-устойчивая частота коленчатого вала под нагрузкой – 225 мин⁻¹; топливо дизельное летнее по ГОСТ 305-82; удельный эффективный расход топлива при работе по винтовой характеристике на номинальной мощности – 222+11 г/кВт·ч, на режиме 75% нагрузки – 229+11 г/кВт·ч, на режиме 50% нагрузки – 230+12 г/кВт·ч.

Дизель имеет топливный насос высокого давления (ТНВД) блочный ТН-1В.0616-3, форсунки с распылителем 8×0,25×140° при давлении начала подачи – 20,6 МПа. ТВД имеет внутренний диаметр 2 мм. Ход рейки ТНВД определяется путем задания величины цикловой подачи как для случая применения дизельного топлива (ДТ), так и при использовании водотопливной эмульсии. При этом для каждого режима работы определяется величина остаточного давления в ТВД путем последовательного моделирования нескольких последовательных циклов впрыскивания (порядка 6...12 циклов).

Для обеспечения необходимых для работы математической модели ТА параметров режима использовалась винтовая характеристика дизеля, представленная на рис. 1. План расчетного исследования на первом этапе включает сопоставительный анализ процессов подачи при работе на дизельном топливе и ВТЭ. На втором этапе - выявление возможности расширения рабочего диапазона подач за счет снижения устойчивых минимальных подач топлива под нагрузкой и на режимах холостого хода.

Минимальная цикловая подача определялась по экспериментальным данным часового расхода топлива на соответствующих режимах работы. Для режимов работы ТА на ВТЭ активный ход плунжера ТНВД подбирался таким образом, чтобы количество дизельного топлива, впрыскиваемого за один цикл топливоподачи, соответствовало

необходимому для этого режима количеству согласно экспериментальным данным. При этом, с учетом повышения качества протекания рабочих процессов подача выполняется по зависимости $0,95g_{ц}$ для 30% ВТЭ (именно 30% водосодержание признано дизелистами оптимальным).

Результаты расчетного исследования представлены в таблице, где приняты следующие обозначения: h_w – ход плунжера насоса высокого давления до начала отсечки (активный ход плунжера); $P_{ост}$ – (условное) остаточное давление в ТВД установившегося режима после внесения возмущения (после 12 циклов впрыскивания); $P_{нmax}$ – максимальное давление установившегося режима в штуцере ТНВД; $P_{кmax}$ – максимальное давление установившегося режима в месте установки датчика давления в ТВД; $P_{фmax}$ – максимальное давление установившегося режима

в объеме распылителя форсунки; $P_{интегр}$ – среднее интегральное давление установившегося режима в форсунке, определяющее качество распыливания; $V_{иг}$ – скорость посадки иглы распылителя на седло, определяющая работоспособность распылителя; $G_{пп}$ – количество топлива, поданного за период посадки иглы; V_k – объемная подача топлива через нагнетательный клапан насоса; V_f – объемная подача топлива через распылитель; g_1 – основная подача топлива; g_2 – подача топлива в течение повторного впрыскивания; g_1/g_2 – величина повторного впрыскивания в %; $\Phi_{вп}$ – продолжительность основного впрыскивания; $\Phi_{пп}$ – продолжительность повторных впрыскиваний; X – критерий стабильности процессов топливоподачи, позволяющий оценить устойчивость впрыскивания в последовательных циклах.

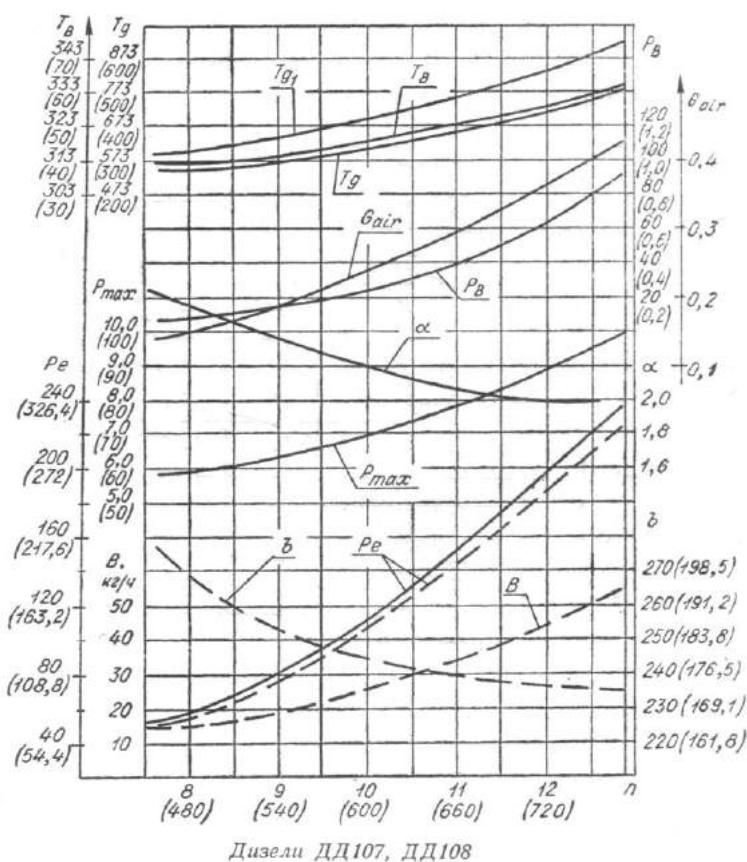


Рис. 1. Винтовая характеристика ДРА-300 (ДД 108):

P_e – мощность эффективная на фланце реверс-редукторной передачи, кВт; n – частота вращения коленчатого вала, $c^{-1}(мин^{-1})$; B – часовой расход топлива, кг/час; $P_{max} (P_z)$ – максимальное давление сгорания, МПа; b – удельный расход топлива, г/кВтч; G_{air} – расход воздуха, кг/с; α – коэффициент избытка воздуха; T_g – температура отработавших газов на выходе из цилиндра, К; T_{g1} – температура отработавших газов на входе в турбокомпрессор, К(°С)

Таблица

Работа судового дизеля 6ЧСН2А 18/22 (ДРА-300) по винтовой характеристике на ДТ и ВТЭ

Параметры работы дизеля	Тип топлива	Режимы работы дизеля, % от $P_{ном}$ при:							
		100	75	50	25	минимальных установившихся оборотах под нагрузкой		минимальных установившихся оборотах холостого хода	
						По ГОСТ10150-88	Минимальный предполагаемый режим	По ГОСТ10150-88	Минимальный предполагаемый режим
$P_{в}$, кВт		220	165	110	55	20	0	-	-
n , мин ⁻¹		750	675	600	486	225	200	300	250
$P_{з}$, МПа		9,8	8,0	6,9	6,0	5,8	5,8	5,8	5,8
b , г/кВт ч		231	240	245	270	275	-	-	-
$g_{ц1}$, г/цикл	ДТ	0,370	0,325	0,250	0,169	0,135	0,101	0,037	0,025
	ВТЭ	0,477	0,419	0,322	0,218	0,174	0,131	0,047	0,033
$h_{ш}$, см	ДТ	0,872	0,818	0,72	0,626	0,541	0,521	0,469	0,457
	ВТЭ	0,949	0,85	0,772	0,6541	0,561	0,5411	0,478	0,472
$P_{ост}$, МПа	ДТ	4,56	3,33	-5,13	-14	-9,55	-7,79	-6,24	-6,36
	ВТЭ	4,76	1,69	-3,65	-5,19	-7,41	-5,1	-4,59	0,36
$P_{н макс}$, МПа	ДТ	52,9	47,8	38,6	33,2	25,7	25,1	25	21,4
	ВТЭ	42,8	45,5	39,1	35,6	24,4	27,3	24,4	25,7
$P_{к макс}$, МПа	ДТ	56,8	51,6	47,7	41,7	31,5	28,8	32,1	29,7
	ВТЭ	49,6	50,9	51,7	43,1	27,6	28,3	29,3	27,3
$P_{ф макс}$, МПа	ДТ	56,8	50,7	46	41	28,5	25,5	28,4	27,3
	ВТЭ	54,4	51,6	50,4	45	27,1	25,5	27,8	23,7
$P_{интегр}$, МПа	ДТ	39	34,7	28,3	23,8	17,4	18,9	15,8	17,3
	ВТЭ	53,2	33,1	28,5	24,3	18,5	19,6	18,1	20,7
$V_{ш}$, см/с	ДТ	83,4	123	114,9	57,5	113,2	34,6	41,3	22,4
	ВТЭ	126	162,5	172,4	3,73	36,8	29,9	8,23	20,2
$G_{пл}$, %	ДТ	2,3	2,13	-	-	-	-	-	-
	ВТЭ	2,43	1,63	-	-	-	-	-	-
$V_{к1}$, см ³ /цикл	ДТ	0,4509	0,3966	0,3057	0,203	0,1741	0,1262	0,0428	0,0222
	ВТЭ	0,5424	0,4706	0,3692	0,253	0,1962	0,1536	0,0541	0,0377
$V_{г1}$, см ³ /цикл	ДТ	0,4509	0,3951	0,3047	0,2037	0,1742	0,1243	0,0393	0,0307
	ВТЭ	0,5424	0,4708	0,3690	0,2567	0,1925	0,1533	0,0544	0,0374
$g_{ц2}$, г/цикл	ДТ	0,366	0,321	0,248	0,166	0,141	0,101	0,032	0,025
	ВТЭ	0,476	0,413	0,324	0,225	0,169	0,135	0,048	0,0329
$g_{г1}$, г/цикл	ДТ	0,357	0,319	0,248	0,166	0,141	0,101	0,032	0,025
	ВТЭ	0,476	0,413	0,324	0,225	0,169	0,135	0,048	0,0329
$g_{г2}$, г/цикл	ДТ	0,0094	0,0024	0	0	0	0	0	0
	ВТЭ	0	0	0	0	0	0	0	0
g_1/g_2 , %	ДТ	3,66	0,75	-	-	-	-	-	-
	ВТЭ	-	-	-	-	-	-	-	-
$\Phi_{вп}$, град.	ДТ	15,7	13,34	10,49	6,47	3,04	2,84	1,06	0,92
	ВТЭ	18,8	15,9	12,21	8,07	3,65	2,88	2,05	1,83
$\Phi_{пл}$, град	ДТ	42-43,5 и 51-52	39,6- 40,1	-	-	-	-	-	-
	ВТЭ	-	-	-	-	-	-	-	-
X , отн.ед.	ДТ	0,481	0,77	0,14	1,41	1,77	1,04	1,96	1,9-2
	ВТЭ	0,407	1,11	0,29	1,22	1,9...2	1,11	0,407	0,630

Как следует из таблицы, моделирование рабочих процессов ТА выполнялось для режимов работы судового дизеля по винтовой характеристике при использовании дизельного топлива и водотопливной эмульсии с 30% водосодержанием. Следует отметить, что при работе на режимах 100% и 75% нагрузки на дизельном топливе имеют место повторные впрыскивания соответственно 3,66% и 0,75%. Работа на ВТЭ не сопровождается повторными впрыскиваниями. Следовательно, можно говорить

о расширении рабочего диапазона подач при улучшении топливной экономичности и снижении выбросов токсичных составляющих в отработавших газах. При этом среднее интегральное давление впрыскивания на номинальном режиме повышается на 14,2 МПа, что свидетельствует о существенном улучшении смесеобразования и эффективности рабочего процесса дизеля. Продолжительность основного впрыскивания увеличивается с 15,7 град.п.кул.в. до

18,8 при работе на номинальном режиме и с 13,34 град.п.кул.в. до 15,9 для 75% режима.

Для частичных режимов работы следует особо отметить существенное влияние ВТЭ на повышение стабильности последовательных впрыскиваний топлива [3]. Так, критерий стабильности X для режимов 50 и 25% нагрузки соответственно находится в области аperiодических и колебательных процессов при работе на дизельном топливе ($X=0,14$ и $X=1,41$), что существенно не сказывается на размах колебаний частоты вращения коленчатого вала и не лимитирует качество работы дизеля. Зато режимы минимальных устойчивых частот вращения под нагрузкой и, особенно, минимальных устойчивых оборотов холостого хода при работе на дизельном топливе характеризуются значениями $X=1,77$ и $X=1,96$ при значительных колебаниях частоты вращения вплоть до пропуска подач через цикл, т.е. степень нестабильности частоты вращения достигает критического порога, оговоренного в ГОСТ 10150-88 (минимально устойчивые обороты под нагрузкой при работе по винтовой характеристике – 225 мин⁻¹, минимально устойчивые обороты холостого хода – 300 мин⁻¹).

При этом при работе на ВТЭ критерий стабильности $X=K\phi+Kn=1,9...2$ не характеризует непосредственно колебания топливоподачи в последовательных циклах впрыскивания вследствие того, что расходная характеристика через форсунку имеет малый наклон, тогда как расходная характеристика через нагнетательный клапан определяет величину X и практически формирует процессы у насоса высокого давления, не влияющие на межцикловую неравномерность подач.

И этот минимальный порог ограничивает рабочий диапазон дизеля «снизу». «Сверху»

ограничения накладываются повторные впрыскивания топлива.

Заключение

Применение ВТЭ позволяет расширить рабочий диапазон режимов и повысить качество протекания процессов топливоподачи. Так, при работе на дизельном топливе на режиме минимальных устойчивых оборотов холостого хода при значении критерия стабильности близком к $X=2$, не только затруднительно дальнейшее снижение частоты вращения, но и обеспечение относительно устойчивых от цикла к циклу значений параметров процесса впрыскивания, а, значит, экономических и экологических показателей дизеля на режиме. Переход же на ВТЭ обеспечивает значение критерия стабильности $X<1$ ($X=0,407$ для исследуемого режима при частоте вращения 300 мин⁻¹, а при дальнейшем снижении частоты вращения до 250 мин⁻¹ – $X=0,63$).

При работе на дизельном топливе на режиме минимальных устойчивых оборотов под нагрузкой ($X=1,77$), дальнейшее снижение частоты вращения невозможно, но переход на ВТЭ обеспечивает значение $X=1,11$ при частоте вращения 200 мин⁻¹. Таким образом, при использовании ВТЭ возможно существенное повышение качества протекания процессов топливоподачи, а, значит, и работы судового дизеля, оснащенного штатной ТА, недостижимое при работе на дизельном топливе. При одновременной стабилизации от цикла к циклу параметров рабочих процессов ТА на частичных режимах работы дизеля это приводит не только к повышению его экономических и экологических показателей, но и расширению рабочего диапазона устойчивых цикловых подач.

Литература

1. Горелик Г. Б., Коньков А. Ю., Кончаков Е. И. Возможности и перспективы применения водотопливных эмульсий в судовых дизелях в качестве альтернативного топлива // Морские интеллектуальные технологии. – 2017. – № 3 (37). – Т. 2. – С. 97-102.
2. Горелик, Г. Б., Коньков А. Ю. Оценка качества водотопливной эмульсии // Морские интеллектуальные технологии. – 2018. – № 4(42). – Т. 5. – С. 105-110.
3. Горелик Г. Б. «Перетекание» электрической мощности при параллельной работе дизель-генераторов и обеспечение качества режимов малых нагрузок: монография – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2016. – 250 с.

References

1. Gorelik G. B., Kon'kov A. Yu., Konchakov E. I. (2017). Vozmozhnosti i perspektivy primeneniya vodotoplivnykh emul'siy v sudovykh dizelyakh v kachestve al'ternativnogo topliva. Morskie intellektual'nye tekhnologii, 3(37), 97–102.
2. Gorelik, G. B., Kon'kov A. Yu. (2018). Otsenka kachestva vodotoplivnoy emul'sii. Morskie intellektual'nye tekhnologii, 4(42), 105–110.
3. Gorelik G. B. «Peretekanie» elektricheskoy moshchnosti pri parallel'noy rabote dizel'-generatorov i obespechenie kachestva rezhimov malykh nagruzok, monografiya. Khabarovsk, PNU Publ., 2016. 250 p.

УДК 621.039

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МАЛОМАСШТАБНОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ ПАССИВНОГО ОТВОДА ТЕПЛА МОРСКОЙ РЕАКТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Николай Николаевич Пейч

кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры судовой ядерной и водородной энергетики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: nikpeitch@mail.ru

Дмитрий Николаевич Шаманов

заведующий научно-исследовательским сектором перспективных энергоустановок
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: shim@smtu.ru

Александр Валериевич Гравшин

аспирант кафедры судовой ядерной и водородной энергетики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: gravbin@mail.ru

Дмитрий Анатольевич Алексеев

инженер научно-исследовательского сектора перспективных энергоустановок
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail:alekc78@inbox.ru

Аннотация

Представлены результаты экспериментального исследования модели системы пассивного отвода тепла, в которой движущий напор циркуляции теплоносителя создается пароводяным инжектором, использующим пар, образующийся за счет тепловыделений источника. Испытывались две схемы системы, технические решения которых предложены в патенте № 2631057. Стенд включает парогенератор, пароводяной инжектор, теплообменник, размещенный ниже парогенератора, трубопроводы и измерительную аппаратуру позволяющую измерять и записывать параметры с интервалом 1 сек. Изменялись давления, температуры, расход теплоносителя и тепловая мощность парогенератора. Кроме того, вычислялись и записывались тепловая мощность, отводимая через теплообменник, движущий напор циркуляции и др. Эксперименты проводились при избыточных давлениях насыщенного пара в парогенераторе не более 30 кПа. Тепловая мощность источника тепла изменялась в диапазоне 30÷100%. Движущий напор циркуляции достигал значений до 45 кПа. Получены статические характеристики схем, подтверждающие их способность полностью отводить тепло источника, несмотря на возникновение при снижении мощности циклического режима циркуляции теплоносителя. Отвод тепла через нижний теплообменник охлаждаемый морской водой, запасы которой неограниченны, позволяет продлить пассивный режим отвода тепла при снижении мощности до уровня потерей тепла в окружающую среду. Полученные результаты могут использоваться при проектировании систем пассивного отвода тепла.

Ключевые слова: Остаточное тепловыделение, пассивные системы, пароводяной инжектор.

EXPERIMENTAL STUDY OF A SMALL SIZED MODEL OF PASSIVE COOLING SYSTEM OF MARINE REACTOR INSTALLATION

Nikolay N. Peich

the docent, candidate of technical Sciences
the professor of the department of ship nuclear and hydrogen energy
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: nikpeitch@mail.ru

Dmitriy N. Shamanov

head of the research sector of advanced power plants
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: shim@smtu.ru

Alexander V. Gravshin

graduate student of the department of ship nuclear and hydrogen energy
State marine technical university of Saint-Petersburg

Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: grav6in@mail.ru

Dmitriy A. Alekseev

Eng. of the research sector of advanced power plants
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: alekc78@inbox.ru

Abstract

The results of an experimental study of a model of a passive heat removal system are presented, in which the driving pressure of the coolant circulation is created by a steam-water injector using steam generated by the heat source heat excretion. Two system circuit designs were tested, which technical solutions had been proposed in patent No. 2631057. The test bed includes a steam generator, a steam-water injector, a heat exchanger located below the steam generator, pipelines, and the measuring equipment allowing to measure and record parameters with an interval of 1 second. There were measured the pressure, temperature, flow rate, and thermal power of the steam generator. In addition, the thermal power discharged through the heat exchanger, the driving pressure of the circulation, etc. were calculated and recorded. The experiments were carried out at saturated steam gauge pressures in the steam generator of not above 30 kPa. The heat source thermal power varied in a range of 30 to 100%. The driving pressure of circulation reached values up to 45 kPa. The static characteristics of the circuits are obtained confirming their ability to remove completely the heat of the source, despite the occurrence of a cyclic coolant circulation mode when the power is reduced. Heat removal through the lower heat exchanger cooled by the sea water, which the reserves are unlimited, allows to extend the passive mode of heat removal, while reducing power to the level of heat losses to the environment. The results can be utilized when designing the passive heat removal systems.

Key words: Residual Heat Release, Passive Cooling Systems, Steam-Water Injector

Введение

Программа освоения Арктики и Северного морского пути предусматривает строительство новых ледоколов с реакторными энергоустановками (РУ) повышенной мощности. К таким установкам предъявляются повышенные требования по радиационной безопасности, особенно в случае аварии с полной потерей источников электропитания. На действующих ледоколах для такой ситуации предусмотрены цистерны аварийного расхолаживания (ЦАР) способные поддерживать отвод остаточных тепловыделений (ОТВ) в течение времени не более получаса [1]. На плавучем энергоблоке «Михаил Ломоносов» для отвода ОТВ в аварийной ситуации предусмотрены размещенные значительно выше РУ ЦАР с запасом воды 50 м³ [2]. По данным [3] этого запаса должно хватить для пассивного расхолаживания в течение более суток. На строящихся ледоколах проекта 22220 (ЛК60) для отвода ОТВ предусмотрены теплообменники размещенные также значительно выше РУ и охлаждаемые потоком воздуха [2]. Длительность процесса пассивного отвода ОТВ не ограничена. Но размещение значительно выше ватерлинии масс воды или теплообменников может оказаться неприемлемым для плавучих объектов с большой мощностью атомной энергоустановки, т.к. снижает остойчивость и повышает ветровые нагрузки.

Между тем для морских РУ целесообразно использовать в качестве конечного поглотителя тепла остаточных тепловыделений морскую воду, запасы которой неограниченны. Это позволит продлить длительность пассивного режима расхолаживания при снижении мощности ОТВ до уровня потерь в окружающую среду, а также уменьшить габариты и массу оборудования системы, разместить его ниже ватерлинии и тем

самым улучшить остойчивость. Такая система будет отвечать требованиям Федеральных норм и правил «Общие положения обеспечения безопасности судов и других плавсредств с ядерными реакторами» (НП-022-17) [4]. Однако, отвод ОТВ к морской воде находящейся на уровне или ниже источника ОТВ с использованием для циркуляции охлаждающих теплоносителей движущего напора создаваемого при естественной циркуляции невозможен. Но для создания необходимого и достаточного для этой цели движущего напора циркуляции возможно применение пароводяного инжектора (ПВИ), для работы которого используется пар образующийся в результате отвода ОТВ [3].

С целью исследования свойств системы пассивного отвода тепла (СПОТ) с ПВИ в лаборатории кафедры судовой ядерной и водородной энергетики СПбГМТУ была разработана маломасштабная модель (МММ) в двух вариантах. Схемы вариантов МММ соответствовали техническим решениям, предложенным в патенте № 2631057 [5]. Мнемосхемы МММ представлены на рис. 1. На мнемосхемах представлены схемы соединений элементов и измеряемые и вычисляемые параметры. Модель оснащена измерительной аппаратурой, позволяющей вести запись параметров в статическом и динамическом режимах с интервалом 1 секунда. Непосредственно измерялись давления, температуры, расход и тепловая мощность источника тепла. Помимо этого с использованием уравнений теплового баланса вычислялись и записывались значения тепловой мощности отводимой через теплообменник (ТО), расхода пара, коэффициента инжекции и движущего напора циркуляции создаваемого ПВИ. Эксперименты

проводились при избыточных давлениях насыщенного пара в парогенераторе (ПГ) не более 30 кПа. Тепловая мощность источника тепла

изменялась в диапазоне 30÷100%. Движущий напор циркуляции в зависимости от режима достигал значений до 45 кПа.

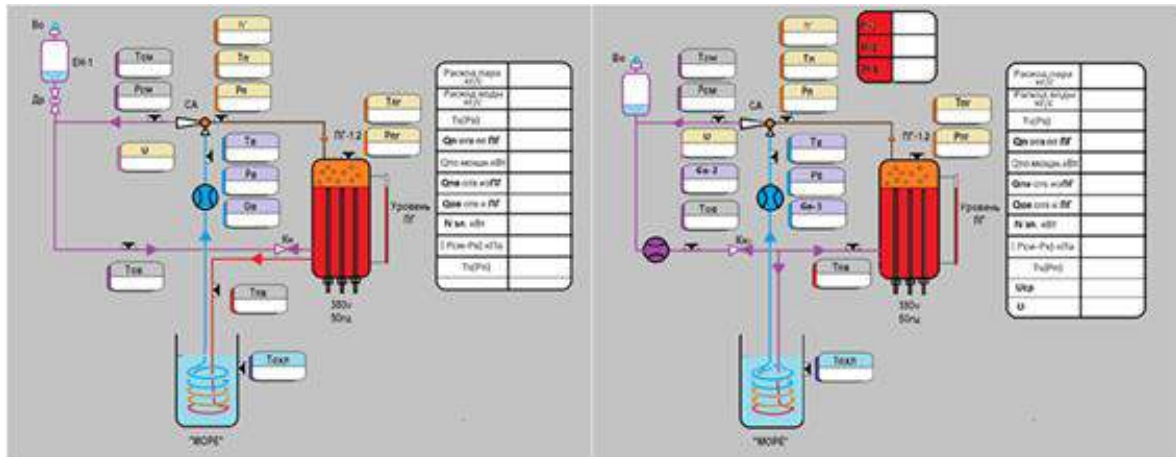


Рис. 1. Мнемосхемы СПОТ-М1 (слева) и СПОТ-М2 (справа).

Основные результаты

Статическая тепловая характеристика модели СПОТ-М1 представлена на рис.2. На всех режимах тепловая мощность, отводимая через теплообменник, превышает тепловую мощность источника. Поэтому система во всем диапазоне мощностей работает в циклическом режиме. Стабильность температур системы свидетельствует о том, что несмотря на нестабильность циркуляции существует полный отвод тепла через теплообменник (и в том числе в окружающую среду).

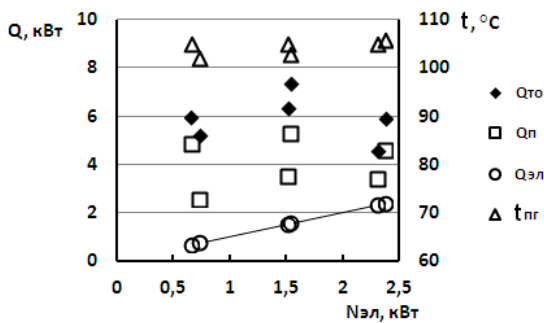


Рис. 2. Статическая характеристика модели СПОТ-М1.

Особенностью этой схемы является то, что в фазе циркуляции отвод тепла от источника происходит двумя путями. Основной отвод идет за счет отвода теплоносителя непосредственно из парогенератора к теплообменнику. Но одновременно с этим происходит отвод тепла из ПГ с паром, идущим на ПВИ. Однако, тепло отводимое паром остается в системе. Поэтому отвод тепла через ТО является единственным путем отвода тепла к конечному поглотителю.

Кроме того, напор, создаваемый ПВИ, идет на подачу теплоносителя в ПГ (Рсм-Рпг). Движущий напор для циркуляции теплоносителя по тракту через ТО создается за счет разности давлений в ПГ и в камере смешения ПВИ (Рпг-Рв).

Изменение параметров системы в циклическом режиме показаны на рис. 3. Циркуляция в системе возникает вследствие резкого роста движущего напора (Рпг-Рв). При работе ПВИ и наличии расхода теплоносителя, когда отвод тепла превышает тепловую мощность источника, а расход пара на ПВИ превышает скорость парообразования, давление в системе снижается до значения, при котором циркуляция прекращается. В фазе циркуляции значение движущего напора изменяется незначительно. Т.е. незначительно и изменение значения расхода теплоносителя. В этой фазе имеет положительное значение разность (Рпг-Рп) свидетельствующая о расходе пара по паропроводу из ПГ к ПВИ.

В следующей фазе паузы при отсутствии циркуляции и отвода тепла к теплообменнику отсутствует и расход пара из ПГ поскольку (Рпг-Рп)=0. Но т.к. парообразование в ПГ продолжается, то давление в системе при этом растет до значения, при котором происходит запуск работы ПВИ и возобновление циркуляции и отвода тепла двумя путями. Далее циклы повторяются.

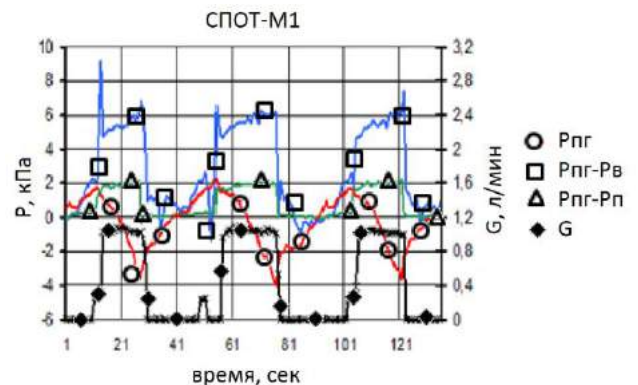


Рис.3. Изменение параметров системы в циклическом режиме.

Процесс запуска циркуляции в схеме СПОТ-М1 показан на рис. 4. Из графика видно, что появление расхода вызвано резким снижением давления Рв, что объясняется возникновением конденсации

пара в камере смешения ПВИ. Т.к. расход стабилизировался, то в этой фазе (см. рис 3) происходит падение давления в ПГ Рпг и связанных с ним давлений Рп и Рв. Стабильность разности (Рп-Рв) подтверждает стабильность движущего напора циркуляции и стабильность расхода G.

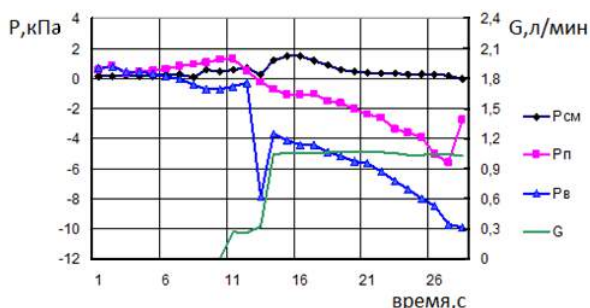


Рис. 4. Процесс запуска циркуляции

Процессы отвода и подвода тепла в циклическом режиме показаны на рис. 5. Наряду с постоянным подводом тепла элетронагревателем Qэл (положительное значение) происходит отвод тепла через ТО и с паром на ПВИ Qп (оба отрицательны). Но по тракту, соединяющему выход ПВИ с ПГ, происходит поступление тепла Qов с теплоносителем при температуре tсм на выходе ПВИ.

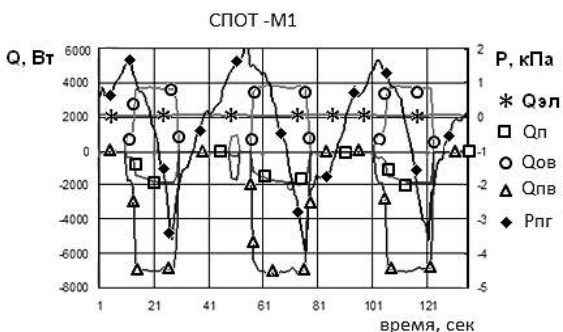


Рис. 5. Процесс подвода и отвода тепла в ПГ в циклическом режиме

На рис. 6 показана статическая характеристика модели СПОТ-М2 на различных режимах мощности источника. Из графика видно, что при больших мощностях все выделяемое в источнике тепло надежно в стабильном и длительном режиме отводится через нижний ТО. Однако, как и в схеме СПОТ-М1, в режиме с превышением отвода тепла по сравнению с выделяемым режимы отвода тепла становятся циклическими.

Движущий напор циркуляции, обеспечивающий движение теплоносителя через ТО, в этой схеме определяется как разность давлений на выходе ПВИ и в его камере смешения (Рсм-Рв).

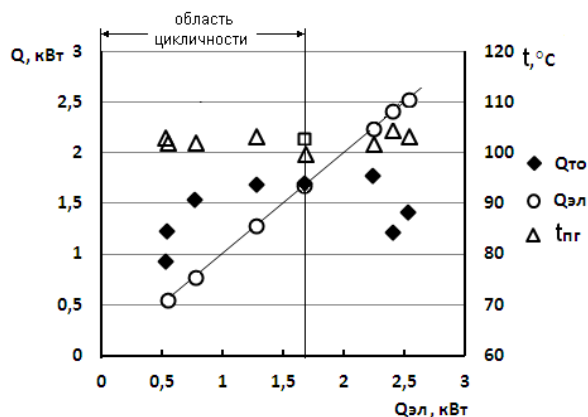


Рис. 6. Статическая характеристика модели СПОТ-М2.

Данные рис. 6 показывают, что на всех режимах обеспечивается стабильность температур. Рост температуры в системе при снижении мощности и возникновения циклического режима работы не происходит. Т.е. на всех режимах происходит полный отвод тепла к конечному поглотителю через ТО. На малых режимах уменьшение мощности отвода тепла через ТО объясняется увеличивающимся влиянием потерь системой тепла в окружающую среду. Потери тепла системой при температурах близких к 100 °С оцениваются в диапазоне 200-250 Вт, которые постоянны во времени и особенно заметны становятся при увеличении периодов циклов.

На рис. 7 показан переходный процесс изменения параметров при уменьшении мощности источника тепла. Скачкообразное снижение тепловой мощности почти в 1.5 раза сопровождается плавным снижением давления в ПГ и соответствующим снижением с той же скоростью давления на выходе ПВИ. Снижение мощности отвода тепла через теплообменник за рассматриваемый интервал времени менее значительно. Снижение Qто объясняется уменьшением движущего напора циркуляции, т.к. уменьшается давление Рсм и связанным с ним уменьшением расхода теплоносителя через ТО.

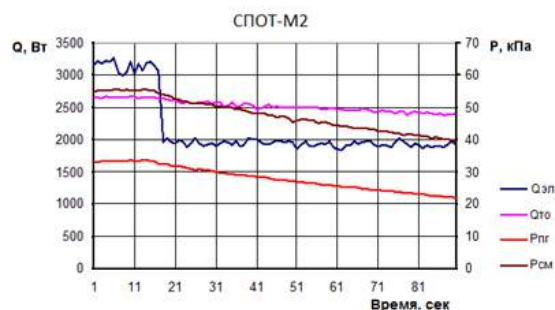


Рис. 7. Переходный процесс в схеме СПОТ-М2

Параметры циклических режимов показаны на рис. 8. Длительность фазы циркуляции обозначена как τ_p . Разность $(\tau_p - \tau_r)$ определяет длительность фазы паузы - отсутствия циркуляции.

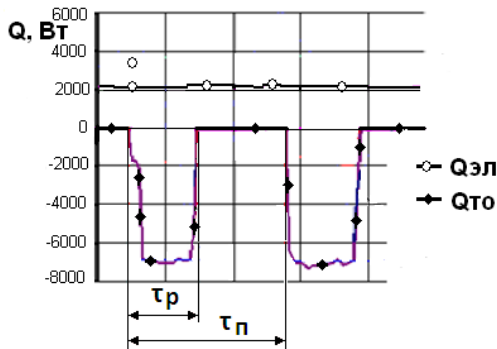


Рис. 8. Параметры циклических режимов: τ_p – длительность периода цикла; τ_r – длительность интервала отвода тепла

Основные закономерности параметров циклических режимов работы системы отвода тепла показана на рис. 9. Величина выводимого через теплообменник тепла $Q_{то}$ в фазе τ_r практически стабильна, т.е. не зависит от изменения мощности $Q_{эл}$. Это означает, что при существовании расхода отвод тепла в замкнутом циркуляционном тракте не зависит от подводимой мощности $Q_{эл}$. Поэтому при достижении условия $Q_{то} > Q_{эл}$ возникает циклический режим работы системы отвода тепла. В циклическом режиме при снижении мощности источника $Q_{эл}$ уменьшается длительность фазы существования расхода τ_r в отдельном цикле и увеличивается период отдельного цикла τ_p , а следовательно и длительность фазы паузы. Но несмотря на циклическую работу средняя величина отвода тепла $Q_{то}$ также стабильна. При этом сохраняется полный отвод подводимого тепла и не происходит рост температуры и давления в системе.

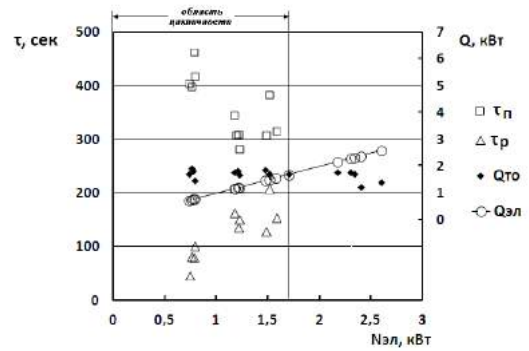


Рис. 9. Характеристики циклических режимов.

Заключение

1. Экспериментально подтверждены работоспособность двух схем СПОТ, техническое решение которых предложено в патенте № 2631057, и возможность отводить тепловыделения к теплообменнику, расположенному ниже источника тепла.
2. Схемы СПОТ-М1 и СПОТ-М2 способны отводить тепло источника при снижении тепловой мощности источника как при стабильном, так и при циклическом режимах циркуляции теплоносителя.
3. При снижении тепловой мощности источника, на уровне мощности при котором мощность теплоотвода через нижний теплообменник превышает тепловую мощность источника тепла, стабильный режим циркуляции теплоносителя сменяется циклическим режимом без потери способности полного отвода тепловыделений.
4. Схема СПОТ-М1 допустима только для РУ с ПГ с естественной циркуляцией.
5. Схема СПОТ-М2 допустима как для РУ с ПГ с естественной циркуляцией, так и для РУ с прямоточными ПГ.
6. Схема СПОТ-М2 по сравнению со схемой СПОТ-М1 допускает возможность получать большие значения движущего напора для циркуляции теплоносителя.
7. Поскольку расположенный ниже источника тепла теплообменник морской реакторной установки может охлаждаться в качестве конечного поглотителя тепла морской водой, запасы которой неограниченны, то появляется возможность продлить длительность процесса пассивного отвода остаточных тепловыделений при снижении их мощности до уровня соответствующего потерям тепла в окружающую среду.

Литература

1. Королев В.И., Ластовцев А.Ю. Повышение безопасности атомных плавучих объектов за счет совершенствования систем безопасности, предотвращающих выход теплоносителя в окружающую среду, Вестник Государств. ун-та морского и речного флота им. адм. С. О. Макарова №1 — СПб: Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2015 - С. 60 – 67.
2. Королев В.И., Ластовцев А.Ю., Малышев В.А. «Организация циркуляции сред для нормального и аварийного охлаждения активных зон атомных плавучих объектов». Уч.пособие . СПб, ГМА им. адм. С.О.Макарова. 2012.
3. Пейч Н.Н., Шаманов Д.Н., Гравшин А.В. О возможности совершенствования систем пассивного отвода тепла морских реакторных установок путем использования пароводяного инжектора. Морские интеллектуальные технологии. 2019. № 2 (44), т.1, с. 124-130.
4. Федеральные нормы и правила в области использования атомной энергии «Общие положения обеспечения безопасности судов и других плавсредств с ядерными реакторами» НП—022-17

5. Пейч Н.Н., Шаманов Д.Н., Алексеев Д.А., Аленичев О.Н., Гравшин А.В. Система пассивного отвода тепла реакторной установки. Патент №2631057 Бюл. «Изобретения. Полезные модели», 2017, №26.

References

1. Korolev V.I., Lastovcev A.Ju. Increase safety of Nuclear facilities by floating improvement of security systems, leakage of the coolant in environment. Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova, 2015, № 1(29) p. 60-68.
2. Korolev V.I., Lastovcev A.Ju., Malyshev V.A. The organization of circulation of media for normal and emergency cooling of active zones of atomic floating objects. Textbook. SPb. GMA im. Adm. S.O.Makarova, 2012.
3. Peich N.N., Shamanov D.N., Gravshin A.V. On the Possibility of Perfection of Passive Cooling Systems for marine reactor installations by the Use of a Steam-Water Injector. St. Peterburg state marine technical university (SPBSMTU)// Morskie intellektualnye tehnologii. 2019, № 2 (44) v.1 p.124-130.
4. Order of Rostekhnadzor of 04.09.2017 No. 351. Electronic resource: <https://rg.ru/2017/09/29/rostekhnadzor-prikaz351-site-dok.html> (дата обращения 20.02.2019)
5. Peich N.N., Shamanov D.N., Alekseev D.A., Alenichev O.N., Gravshin A.V. System of passive removal of heat of Reactor Installation. Patent. (RU) 2631057. 2016-09-18.

УДК 62-713.5, 621.039.534...24

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМ ПАССИВНОГО ОТВОДА ТЕПЛА С ПВСА ДЛЯ РЕАКТОРНЫХ УСТАНОВОК

Анастасия Васильевна Аполлова

старший преподаватель кафедры судовой ядерной и водородной энергетики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: an.vas.petrova@gmail.com

Вячеслав Вячеславович Кожемякин

доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой судовой ядерной и водородной энергетики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: kogh2012@yandex.ru

Дмитрий Николаевич Шаманов

заведующий научно-исследовательского сектора перспективных энергетических установок
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: shim@smtu.ru

Борис Александрович Тихомиров

доктор технических наук, профессор кафедры судовых турбин и турбинных установок
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: b_tikhomirov@mail.ru

Егор Сергеевич Русаков

студент группы 2301 кафедры судовой ядерной и водородной энергетики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: egor.ruso@yandex.ru

Аннотация

С целью повышения безопасности реакторных установок в данной работе проведен анализ работоспособности нескольких систем пассивного отвода тепла с пароводяными струйными аппаратами (ПВСА).

Целью проводимых экспериментальных исследований является изучение и анализ функционирования разрабатываемых систем пассивного отвода тепла с пароводяными струйными аппаратами для реакторных установок.

В соответствии с поставленной целью был проведен ряд испытаний для объектов. В ходе испытаний рассматривались следующие режимы: режим первичного автоматического запуска ПВСА, режим отвода тепла в процессе снижения подводимой мощности, режим автоматического перезапуска ПВСА.

В процессе испытаний в режиме реального времени экспериментально определялись характеристики и особенности функционирования объектов испытаний путем измерений параметров сред, и протекающих теплофизических процессов, производилась их регистрация и последующий анализ. Результаты испытаний позволили выявить ряд особенностей функционирования предлагаемых систем и их отдельных элементов.

Ключевые слова: система пассивного отвода тепла, аварийное расхолаживание, пароводяные струйные аппараты, экспериментальные данные.

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF THE PASSIVE HEAT REMOVAL SYSTEMS FOR REACTOR INSTALLATIONS

Anastasia V. Apollova

The senior lecturer of the department of ship nuclear and hydrogen energy
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: an.vas.petrova@gmail.com

Vyacheslav V. Kozhemyakin

The associate professor, Dr.Sci.Tech.,
The head of the department of ship nuclear and hydrogen energy
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: kogh2012@yandex.ru

Dmitry N. Shamanov

The head of the scientific and research sector for Advanced Energy Facilities
State marine technical university of Saint-Petersburg

Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: shim@smtu.ru

Boris A. Tikhomirov

Dr.Sci.Tech., the professor

The professor of the department of ship turbines and turbine installations
State marine technical university of St.Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: b_tikhomirov@mail.ru

Egor S. Rusakov

The student group 2301 of the department of ship nuclear and hydrogen energy
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: egor.ruso@yandex.ru

Abstract

In this paper, an analysis of efficiency of several passive heat removal systems with steam-water jet devices was made in order to increase the safety of nuclear reactors.

The purpose of the conducted experimental research is to study and analyze the functioning of this passive heat removal systems with steam-water jet devices for nuclear reactors. In accordance with the purpose of the study, a series of tests for the devices was carried out.

During the tests, the following operating modes were considered: the mode of primary automatic start of steam-water jet device, the mode of heat removal in the process of reducing the input power, the mode of automatic restart of steam-water jet device.

During testing, the characteristics and functional specifics of the test objects were experimentally determined in real time by measuring the parameters of the medium and the ongoing thermophysical processes, their registration and subsequent analysis were performed. Test results revealed specific features of the functioning of the proposed systems and their individual elements.

Key words: passive heat removal system, the emergency cooling, steam-water jet devices, experimental data.

Введение

После аварии на АЭС «Фукусима-1» ужесточились требования к безопасности реакторных установок, это привело к совершенствованию систем безопасности за счет перехода от активных принципов работы к системам безопасности с пассивными принципами [1]. Примером такой системы является система пассивного отвода тепла (далее СПОТ), которая должна передавать тепло от активной зоны ядерного паропроизводящего агрегата к конечным поглотителям (заборной воде и/или атмосферному воздуху) при штатном и аварийном расхолаживании, а также при работе на статических режимах малой мощности без участия паротурбинной установки. При этом процесс отвода тепла должен осуществляться без использования дополнительных источников энергии. Это означает, что СПОТ должна преобразовывать часть отводимой тепловой энергии в работу по перемещению теплоносителя в ней самой. Без затрат электроэнергии, этот процесс можно осуществить с помощью естественной циркуляции (ЕЦ) и/или пароводяных струйных аппаратов (ПВСА).

Применение естественной циркуляции подразумевает размещение охладителя выше источника тепла, в то время как при осуществлении циркуляции ПВСА расположение охладителя, в известных пределах, не имеет значения. Однако в контуре с ПВСА возникает сложная обратная связь. Расход ПВСА зависит от давления и недогрева теплоносителя на выходе из ПВСА до насыщения. В свою очередь, расход определяет недогрев. Сложность реализации системы расхолаживания с ПВСА заключается в особенности пароводяного

струйного аппарата нормально функционировать в достаточно узком интервале по недогреву. При малой величине недогрева напора ПВСА оказывается недостаточно для преодоления гидравлического сопротивления контура – наступает, так называемый, срыв циркуляции по «горячей воде». При большой величине недогрева пар конденсируется вблизи парового сопла – наступает, так называемый, срыв по «холодной воде». Кроме того, для запуска ПВСА, т.е. для того, чтобы ПВСА начал создавать напор, необходимо через ПВСА обеспечить циркуляцию теплоносителя. Это можно сделать с помощью пусковой емкости или с помощью естественной циркуляции.

Таким образом, целью работы являлось проведение исследований, направленных на поиск и обоснование технических решений направленных на создание СПОТ, в которой:

- при подключении к парогенератору (ПГ) должен самостоятельно (автоматически) осуществляться запуск ПВСА;

- ПВСА должен обеспечивать максимально возможный диапазон отводимой мощности остаточных тепловыделений реактора, оставаясь при этом в режимных параметрах по недогреву;

- должен обеспечиваться повторный запуск ПВСА при срыве (остановке) циркуляции теплоносителя.

Для достижения поставленной цели были проведены экспериментальные исследования систем пассивного отвода тепла с ПВСА, основывающиеся на двух принятых базовых схемных решениях.

1. Схемные решения СПОТ

Для экспериментального подтверждения работоспособности СПОТ с ПВСА и проведения исследований на Приморской учебно-научной базе СПБГМТУ был модернизирован полунатурный испытательный стенд «Бета-К» [2, 3] в фактически многофункциональную исследовательскую установку «Бета-К-ТСН», которая состоит из нескольких блоков, что позволяет быстро и без существенных затрат формировать различные схемы СПОТ.

Согласно программе и методикам испытаний, при проведении исследований, наибольшее внимание уделялось оцениванию следующих характеристик и параметров функционирования макетов СПОТ:

- 1) Автоматический запуск системы СПОТ. Критерием запуска является установление устойчивого расхода воды G_B через приемную камеру струйного аппарата (аппаратов);
- 2) Автоматический (без участия оператора) перезапуск, в случае останова циркуляции, пароводяного струйного аппарата;
- 3) Характер теплофизического процесса отводимой мощности СПОТ в зависимости от располагаемой мощности парогенератора.

В текущей работе рассматривались два схемных решения СПОТ:

1. схема «Макет 2», описание и результаты экспериментальных исследований данной СПОТ с ПВСА представлены в работе [4];
2. схема «макет 150816», изготовлена согласно патенту «ОКБМ Африкантов» [5], упрощенная гидравлическая схема приведена на рисунке 1.

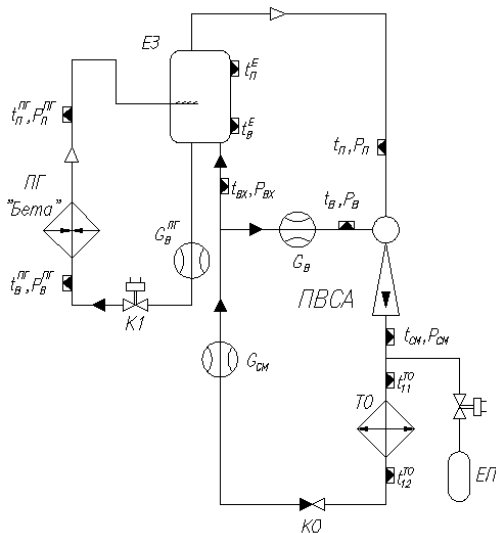


Рис. 1. Схема СПОТ «макет 150816»: ПГ «Бета» – парогенератор; ЕЗ – промежуточная емкость запаса воды; ТО – водо-водяной теплообменный аппарат; ПВСА – пароводяной струйный аппарат; ЕП – пусковая емкость; К1 – дистанционно управляемая запорная арматура; КО – обратный клапан

2. Режим первичного автоматического запуска ПВСА СПОТ

Для всех испытуемых объектов процесс первичного запуска инициировался

переключением дистанционно управляемой арматуры. При этом парогенератор по пару отключается от штатной схемы отвода тепла, и подключается к схеме макета СПОТ. Одновременно производилось открытие емкости БОК, находящейся при заводом более низком давлении, нежели рабочее давление ПГ. Возникающий при этом перепад давлений между ПГ и БОК, приводит к появлению расхода воды через инжектор, камера смешения которого представляет собой трубку Вентури. Этот расход $G_{см}(п)$, является суммой расходов теплоносителя и складывается из:

- объема среды, поступающей через паровое сопло ПВСА (за счет вытеснения воды из парового тракта) - $G_п(п)$;
- объема среды, поступающей через приемную камеру ПВСА (за счет вытеснения теплоносителя из водяных трактов СПОТ) – $G_в(п)$.

Величина стартового расхода $G_{см}(п)$, а также скорость и длительность заполнения емкости БОК, будут обусловлены располагаемым начальным перепадом давлений между ПГ и БОК, а также располагаемым начальным свободным объемом БОК. В этом процессе следует обратить внимание на особенность расходной характеристики трубки Вентури, т.е. камеры смешения инжектора (см. рис. 2), достигающей в начальном периоде процесса заполнения емкости БОК своей максимальной пропускной способности, и являющейся «стабилизатором» расхода среды [6].

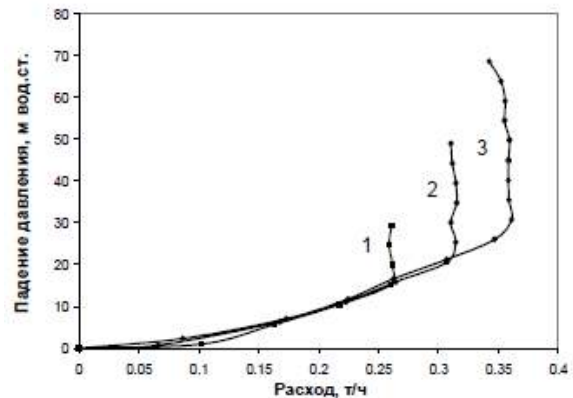


Рис. 2. Расходные характеристики трубы Вентури ($d_{мин}=2мм$) при разных значениях давления воды на входе: 1 – $p_1=0,4$ МПа, 2 – $P_1=0,6$ МПа, 3 – $P_1=0,8$ МПа

Наличие расхода воды через проточную часть аппарата является первым, но недостаточным качественным условием запуска ПВСА. Вторым обязательным качественным условием его запуска является попадание пара в приемную камеру инжектора. Процесс заполнения емкости БОК сопровождается вытеснением воды из паропроводов ПГ-ПЕ и ПЕ-СА и замещением её паром, вследствие чего, при достаточном располагаемом свободном объеме БОК, пар попадет в приемную камеру ПВСА, инициируя процесс его запуска.

Возможность и плавность процесса запуска ПВСА будут определяться количественными условиями запуска – соответствием параметров сред (на момент соблюдения двух качественных

обязательных условий возможности запуска) – давления, температуры и текущих расходов – рабочему режиму ПВСА, соответствующему этим параметрам. Чем большее несоответствие будет наблюдаться – тем более нестабильным будет процесс, сопровождающий выход ПВСА на расчетный режим. К количественным условиям, определяющим возможность запуска инжектора, также относятся ограничения рабочих режимов ПВСА по «горячей» и «холодной» воде, и предельный срывной напор ПВСА. Наиболее подробно количественные параметры и условия запуска ПВСА рассмотрены в работе [7].

Очень важным моментом в процессе замещения паром воды паропроводов для обеспечения дальнейшего (после стартового) устойчивого функционирования ПВСА, является образование запаса парового объема под верхней крышкой ПЕ, обеспечивавшей освобождение рабочего сечения паропровода пара ПЕ-СА.

Пример протекания процесса стартового режима автоматического запуска ПВСА приведен на рисунке 3. Объектом испытаний являлся «макет 150816», изготовленный согласно патенту «ОКБМ Африкантов».

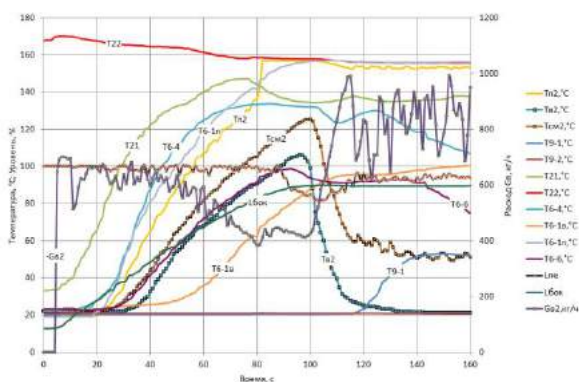


Рис. 3. Изменение температур в контрольных точках при развитии процесса автоматического запуска ПВСА в схеме СПОТ «макет 150816»

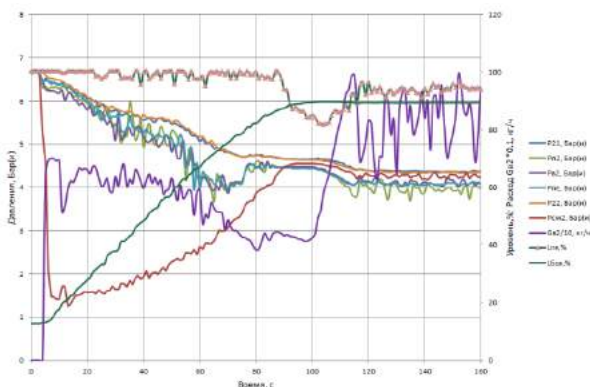


Рис. 4. Изменение давлений в контрольных точках при развитии процесса автоматического запуска ПВСА в схеме СПОТ «макет 150816»

На рисунках 3 и 4, кроме температур и давлений, приведены, сопровождающие развитие процесса запуска ПВСА, изменения уровней ПЕ и

БОК, а также изменение расхода воды через приемную камеру ПВСА.

В описываемом эксперименте, начальный уровень БОК составлял 12,7% при атмосферном давлении. Таким образом «свободный» объем БОК (объем «воздушной подушки») на начало испытаний составлял 39,4 л при атмосферном давлении. Из представленных рисунков хорошо просматриваются процессы вытеснения теплоносителя в БОК и замещения его паром в паропроводах ПГ-ПЕ и ПЕ-СА. Поступление пара в паровое сопло ПВСА происходит после 82 секунды (датчик Тп2 показал температуру насыщения). С этого момента соблюдаются оба качественных условия для запуска ПВСА. Процесс ПВСА сопровождаемый конденсацией пара в приемной камере инжектора, приводит к понижению давления Рв, относительно давлений Рп и Рпе. Образование перепада Рпе-Рв является причиной возникновения расхода из ПЕ через ПВСА в БОК и приводит к уменьшению уровня ПЕ. Данный процесс влечет за собой образование «паровой подушки», способствующей дальнейшему успешному развитию процесса запуска ПВСА. Столь явное проявление процесса формирования «паровой подушки» в ПЕ - результат наличия прямой ветви ПЕ – приемная камера ПВСА.

Минимальный начальный «свободный» объем емкости БОК можно определить, как количество воды, поступившей в БОК за период, соответствующий разнице времени на момент поступления пара в паровое сопло и момента начала расхода в БОК. Конкретно для рассматриваемой схемы, минимальный «свободный» объем БОК при атмосферном давлении составляет 28,5 л.

На основе анализа экспериментальных данных было определено, что за обозначенный выше период, через ПВСА в БОК поступило: по паровому тракту - 6,1 л. воды, по водяному – 22,4 л. Зная конструктивные объемы трубопроводов, легко вычисляется объем воды, теряемой из ПГ в процессе первичного запуска ПВСА – очень важный параметр, требующий отдельного внимания при конструктивном расчете объема БОК и длин паропроводов. Характерными явлениями, сопровождающими запуск ПВСА, являются – увеличение давления смеси до величины, превышающей давления пара и воды на входе ПВСА, а также прекращение роста температур Тв и Тсм. Завершением процесса удачного запуска является выход ПВСА на расчетные режимные параметры работы.

На рисунках 3 и 4 отчетливо просматриваются условия достижения максимальной пропускной способности проточной частью ПВСА (с 6 по 50 сек) – процесс при котором, несмотря на изменения перепада Рп-Рсм и Рв-Рсм величина расхода Gв остается практически постоянной.

Процесс запуска ПВСА в схеме СПОТ «Макет 2» во многом схож с описанными выше процессами. Разница состоит в организации трактов вытеснения теплоносителя в БОК. Схема «Макет 2» при запуске гарантирует большой недогрев воды до насыщения на входе ПВСА. Это реализовано за счет размещения теплообменного аппарата между «горячим» контуром ПГ и

приемной камерой ПВСА. С точки зрения организации условий первичного запуска, а также автоматического перезапуска ПВСА в процессе работы, эта схема более устойчива к возможному запариванию водяных трактов. Применительно к схеме «Макет 150816» надо заметить, что если бы паропроводы ПГ-ПЕ, ПЕ-СА имели бы в два раза больший объем, то запуск аппарата вполне мог быть затруднен ввиду малой величины недогрева воды до насыщения на входе ПВСА. Даже при рассмотренных выше условиях запуска этой схемы из «холодного» состояния (около 20°C), к моменту поступления пара в паровое сопло, температура воды на входе ПВСА уже достигала величины 90°C.

Критериями успешного завершения процесса автоматического запуска ПВСА и приведения СПОТ в состояние пассивного отвода тепла, являются наличие свободного газового объема. Для схем «Макет 150816» и «Макет 2» уровень ПЕ составляет 85-95%.

На основании проведенных экспериментальных исследований представленных макетов СПОТ можно сделать выводы:

1. Все представленные схемы при корректной реализации начальных условий и согласованных гидравлических параметрах, способны к развитию процесса автоматического запуска струйного аппарата с выходом его на штатный режим циркуляции.

2. «Макет 150816» склонен к возникновению пусковых режимов близким к предельным режимам работы ПВСА по «горячей воде». На этот факт необходимо обратить особое внимание, особенно, если режим запуска будет организован не одновременным открытием арматуры подачи теплоносителя и открытия пусковой емкости, а поочередным - с задержкой на развитие процесса ЕЦ в тракте ПГ-ПЕ.

3. В любом случае свободный объем пусковой емкости на момент инициирования работы СПОТ должен быть не меньше объема воды, содержащейся в паропроводе подачи пара на ПВСА – для обеспечения возможности её вытеснения и замещения паром и доставки пара в приемную камеру ПВСА.

4. Максимальный свободный объем БОК для схем, обеспечение стартового режима которых предусматривает организацию расхода в емкость с заведомо более низким давлением, должен рассчитываться из соображений недопущения «обезвоживания» ПГ (для схем без невозвратного клапана в питательной ветке ПГ). А также временем уравнивания давлений БОК и Рсм (для схем, содержащих невозвратный клапан в питательной ветке ПГ).

6. Емкость БОК должна иметь первоначальный объем воды, не допускающей заброс воздуха из нее в магистрали контура СПОТ ПГ при возможном вакуумировании в процессе отвода тепла.

7. Конструктивно емкость БОК должна быть расположена выше уровня всех трубопроводов контура СПОТ ПГ. Подключение к контуру должно осуществляться либо в нижней точке БОК, либо посредством внутренних патрубков, опущенных до дна емкости.

3. Режим отвода тепла в процессе снижения подводимой мощности

Изучаемые в рамках настоящей работы модели СПОТ можно отнести к системам с организацией процесса ЕЦ по контуру ПГ-ПЕ («макет 150816» и «макет 2»).

Надо признать, что реализованное на экспериментальном стенде взаимное геометрическое расположение контура СПОТ, включающего ПГ, ПЕ и СА, относительно уровня ПГ оказалось не вполне удачным. Располагаемая конструктивная разность высот оказалась недостаточной для обеспечения одновременного протекания процессов ЕЦ и циркуляции посредством ПВСА. Причиной тому явилось падение давления в ПЕ, возникающее при отборе пара на паровое сопло работающего ПВСА. Падение давления в ПЕ не только нивелировало развитие процесса ЕЦ, но и привело к возникновению релаксационных режимов работы схем с ЕЦ. Пример протекания такого процесса, развивающегося при испытаниях схемы «Макет 150816» приведен на рисунке 5. Процесс протекает при постоянной величине подводимой электрической мощности 56 кВт. Давление и температура пара на выходе ПГ практически неизменны, что говорит о нахождении ПГ в квазистационарном состоянии. Графики изменения параметров температур, расходов и уровней в емкостях СПОТ, приведенные на этом рисунке, наглядно описывают характер и направления потоков теплоносителя СПОТ.

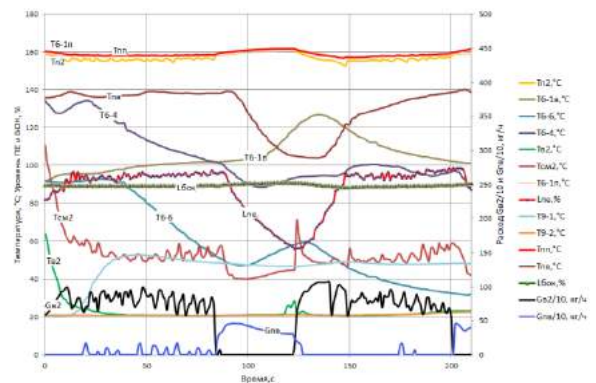


Рис. 5 – Пример протекания релаксационного процесса при испытаниях схемы «Макет 150816»

Возникновение циркуляции теплоносителя, обеспечиваемой ПВСА, сопровождается падением давления в паровом сопле (об этом свидетельствует уменьшение T_s пара (T_{n2})). При этом под влиянием расхода пара ПГ-ПЕ (емкость промежуточная) наблюдается некоторое падение давления в ПЕ. Это падение давления нивелирует располагаемый гидравлический напор теплоносителя, находящегося в ПЕ и способствует перетоку теплоносителя из ПГ в ПЕ по питательной ветке – об этом свидетельствует повышение температуры $T_{пв}$ и следом за ней $T_{б-4}$. Процесс повышения температур сопровождается заполнением ПЕ водой из питательной ветки ПГ. При достижении уровня ПЕ ~96% наблюдается

неустойчивое равновесие – равенства гидростатического напора ПЕ и разряжения, создаваемого расходом пара ПВСА. При этом температуры Т_{пв} и следом Т₆₋₄ на некоторое время стабилизируются. Одновременно с расходом циркуляции ПВСА по контуру смесь-теплообменник – вода, в ПЕ возвращается масса теплоносителя, равная массе пара при температуре Т₆₋₆. Масса возвращаемого теплоносителя в данном процессе составляет порядка 0,015 кг/сек. за двадцать секунд уровень ПЕ увеличивается на 3%, что соответствует 4 см высоты. Этого оказывается достаточно для возникновения ЕЦ. Процесс неустойчивый, так как находится вблизи неустойчивого равенства условий благоприятствующих ЕЦ и условий ей препятствующих. Тем не менее, расход ЕЦ сопровождается падением температуры питательной ветки ПГ Т₆₋₄ и некоторому понижению (с учетом транспортного запаздывания теплоносителя) температуры Т_{пв} на входе ПГ. Процесс продолжается до тех пор, пока, вследствие повышения уровня ПЕ, не запрется сечение паропровода ПЕ-ПВСА. Остановка ПВСА, вызванная прекращением подачи пара, приводит к выравниванию давления в ПЕ. Одновременно происходит затопление парового сопла ПВСА (ПВСА и ПЕ представляют собой сообщающиеся сосуды, соединенные веткой ПЕ – приемная камера ПВСА). Фактор, препятствующий ЕЦ, исчезает. Начинается интенсивный сброс воды в ПГ из ПЕ (с соответствующим изменением температур в контрольных точках). В процессе переброса воды в ПГ и уменьшения уровня ПЕ происходит освобождение парового сопла ПВСА и его запуск. Затем, процесс повторяется. Таким образом, теплоноситель в данной схеме перемещается из ПЕ в ПГ при возникновении расхода ЕЦ и движется обратно из ПГ в ПЕ под действием разряжения, создаваемым расходом пара на сопло работающего ПВСА. Очень схожий характер процессов имеют процессы релаксации в схеме «макет 2». Важный вклад в протекание этих процессов вкладывают паровые объемы ПЕ и ПГ, а также газовый объем БОК. Являясь аperiодическими звеньями, они придают этим процессам колебательные свойства. При уменьшении подводимой мощности, длительность ЕЦ в релаксационных процессах увеличиваются, а длительность работы ПВСА – уменьшается.

По результатам изложенного материала можно сделать следующие выводы:

1. Релаксационные процессы, возникавшие при испытаниях объектов «Макет 150816» и «Макет 2» явились следствием неудачного (малого по разнице высот) геометрического расположения ПГ и ПЕ;

2. Циклических процессов циркуляции теплоносителя, возникающих при превышении отводимой СПОТ мощности над подводимой к ПГ, можно избежать – путем решения задачи принудительного изменения параметров теплоотвода СПОТ (например, использованием нескольких параллельно включенных ПВСА, работающих на отдельные секции ТО);

3. При применении схем с ЕЦ и промежуточной емкостью ПЕ, целесообразно в

емкости ПЕ изготовить перегородку, разделяющую её на два объема – объем стабильного уровня воды, соединенный с питательным трактом ПГ и объем запаса воды, соединенный с трактом ПВСА. В верхней части ПЕ оба объема объединены. Разделение ПЕ на два объема организует в системе СПОТ два самостоятельных циркуляционных тракта, а именно прямоточный парогенератор и объем стабильного уровня воды ПЕ, установленной выше ПГ, создадут тракт ЕЦ через прямоточный парогенератор, а другой – циркуляционный тракт отвода тепла от емкости ПЕ посредством ПВСА. Данное схемное решение позволит уменьшить взаимное влияние циркуляционных трактов ЕЦ и ПВСА друг на друга.

4. Режим автоматического перезапуска ПВСА

Как показали результаты проведенных экспериментальных исследований, срыв (остановка) циркуляции по тракту ПВСА, может быть вызвана следующими причинами:

1. Прекращение подачи пара по паровому тракту ПВСА ввиду заполнения промежуточной емкости запаса воды ПЕ и закрытию сечения паропровода ПВСА;

2. Выход текущих параметров сред за пределы допустимых параметров возможного функционирования ПВСА («срыв по горячей воде», «срыв по холодной воде», превышение допустимого предельного напора);

3. Попадание или выделение из теплоносителя воздуха в камере смешения струйного аппарата.

При возникновении любой причины остановки циркуляции ПВСА необходимо создать условия для его повторного автоматического (без участия обслуживающего персонала и использования электроэнергии) запуска. В исследованных схемных решениях с ЕЦ («макет 150816», «макет 2») алгоритм автоматического запуска ПВСА осуществлялся посредством освобождения затопленного парового сопла ПВСА при возникновении естественной циркуляции и снижении уровня в ПЕ, являющейся сообщающимся сосудом со струйным аппаратом. Экспериментальные исследования показали достаточно высокую эффективность принятого решения даже при снижении уровня ниже среза кромки сопла ПВСА и запаривании приемной камеры аппарата, ПВСА запускался (по истечении длительного времени и повышении давления в системе) под действием процесса вытеснения воды из парогенератора (или промежуточной емкости) через водяной тракт и приемную камеру ПВСА – в баллон объемного компенсатора. То есть автоматический запуск происходил как при понижении уровня в ПЕ, так и при его заполнении.

Серьезной проблемой при проведении испытаний стал воздух, выделяющийся в процессе нагрева воды контура СПОТ. Наличие воздуха в системе крайне негативно влияет на характер работы ПВСА. Попадание воздушного пузыря в камеру смешения приводит к срыву циркуляции. Для решения этой проблемы не исключена необходимость применения в составе приемного тракта ПВСА «воздушных ловушек», снабженных автоматическими конденсатоотводчиками.

Заключение

В результате натурных исследований был получен большой объем экспериментальных данных и выявлены особенности и характеры протекания процессов, свойственные как конкретным схемным решениям, так и системам циркуляции с ПВСА в принципе.

Также в ходе работы были получены экспериментальные подтверждения возможности создания системы, способной в непрерывном

режиме, без срывов (остановок) принудительной, инициируемой ПВСА, циркуляции работать в широком диапазоне изменения величины отводимого тепла – до момента перехода на естественную циркуляцию.

Дальнейшие исследования целесообразно проводить с учетом возможности создания комбинированной системы пассивного отвода тепла с учетом влияния качки, крена, и дифферента.

Литература

1. Королев В.И., Ластовцев А.Ю., Повышение безопасности атомных плавучих объектов за счет совершенствования систем безопасности, предотвращающих выход теплоносителя в окружающую среду. Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова, 2015, № 1(29), с. 60-68.
2. Шаманов Н.П., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Соломянский В.Б., Алексеенко И.М. Полунатурный стенд для экспериментальных исследований судового ядерного моноблочного паропроизводящего агрегата «Бета» // Морской Вестник. – 2011. – № 2(38). – С. 47-48.
3. Шаманов Н.П., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Соломянский В.Б., Андреев А.Г. Экспериментальные исследования на полунатурном стенде судового ядерного моноблочного паропроизводящего агрегата «Бета-К» на приморской учебно-научной базе СПбГМТУ // Морской Вестник. – 2012. – № 2(42). – С. 29-31.
4. Аполлова А.В., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Шаманов Н.П. Экспериментальные исследования системы пассивного отвода тепла на Приморской учебно-научной базе СПбГМТУ // Морские интеллектуальные технологии. – 2018. – № 4(42) Т.1. – С. 115-123.
5. Большухин М.А., Пахомов А.Н., Соколов А.Н., Хизбуллин А.М. Система аварийного отвода тепла. Патент РФ на полезную модель № 150816 от 27.02.2015.
6. Крамченков Е.М., Губарев В.Я., Стерлигов В.А., Урбанович Л.И., Ермаков О.Н. Эффект запираения расхода в трубке Вентури, Труды 4-й Российской национальной конференции по теплообмену. Т. 5. Испарение, конденсация. Двухфазные течения. – М., МЭИ, 2006. – С. 262-264.
7. Андреев А.Г. Исследование параллельной работы пароводяных струйных аппаратов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. СПб, 2012, 25 с.

References

1. Korolev V.I., Lastovtsev A.YU. (2015). Povyshenie bezopasnosti atomnykh plavuchikh ob"ektov za schet sovershenstvovaniya sistem bezopasnosti, predotvrashhayushhikh vykhod teplonositelya v okruzhayushhuyu sredu. Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova. 1(29), 60-68.
2. Shamanov N.P., Kozhemyakin V.V., Shamanov D.N., Solomyanskij V.B., Alekseenko I.M. (2011). Polunaturnyj stend dlya ehksperimental'nyh issledovanij sudovogo yadernogo monoblochnogo paroproizvodyashchego agregata «Beta». Morskoy Vestnik. 2(38), 47-48.
3. Shamanov N.P., Kozhemyakin V.V., SHamanov D.N., Solomyanskij V.B., Andreev A.G. (2012). EHksperimental'nye issledovaniya na polunaturnom stende sudovogo yadernogo monoblochnogo paroproizvodyashchego agregata «Beta-K» na primorskoj uchebno-nauchnoj baze SPbGMTU. Morskoy Vestnik. 2(42), 29-31.
4. Apollova A.V., Kozhemyakin V.V., Shamanov D.N., Shamanov N.P. (2018). Eksperimental'nye issledovaniya sistemy passivnogo otvoda tepla na Primorskoj uchebno-nauchnoj baze SPbGMTU. Morskie intellektual'nye tekhnologii. 4(42) T.1, 115-123.
5. Bol'shuhin M.A., Pahomov A.N., Sokolov A.N., Hizbullin A.M. Sistema avarijnogo otvoda tepla. Patent RF na poleznuyu model' № 150816 ot 27.02.2015.
6. Kramchenkov E.M., Gubarev V.YA., Sterligov V.A., Urbanovich L.I., Ermakov O.N. (2006). Effekt zapiraniya raskhoda v trubke Venturi. Trudy 4-j Rossijskoj natsional'noj konferentsii po teploobmenu. T. 5. Isparenje, kondensatsiya. Dvukhfaznye techeniya. M., MEI, 262-264.
7. Andreev A.G. Issledovanie parallel'noj raboty parovodyanykh strujnykh apparatov (2012). Avtoreferat dissertatsii na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk. SPb, 25 s.

УДК 629.352

ПРИМЕНЕНИЕ ОРТОГОНАЛЬНЫХ ПОЛИНОМОВ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Вячеслав Вячеславович Кожемякин

доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой энергетики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: kogh2012@yandex.ru

Анастасия Васильевна Аполлова

старший преподаватель кафедры энергетики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: an.vas.petrova@gmail.com

Владимир Олегович Кожемякин

инженер проблемной научно-технической лаборатории
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: kozhemiakinvlad@gmail.com

Роман Александрович Иванов

доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник
Крыловский государственный научный центр 196158, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44
e-mail: r_ivanov@rambler.ru

Аннотация

При изучении динамических режимов работы судовых энергетических установок, математические модели которых представляются в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных, определенное распространение нашли методы, основанные на замене уравнений с частными производными системами обыкновенных дифференциальных уравнений с последующим их численным решением. В качестве метода получения таких систем в настоящей работе рассматриваются методы, основанные на использовании разложения искомой функции, зависящей от пространственной переменной, по ортогональным полиномам, заданным на ограниченном промежутке изменения $[a, b]$, на основе следующих линейно-независимых функций: $1, x, x^2, \dots, x^n, \dots$. Такой подход позволяет обобщить наиболее часто применяемые методы приближенного интегрирования по пространственным координатам и сформировать процедуру оценки допустимой при этом погрешности.

Сформирована процедура использования ортогональных полиномов Гегенбауэра при численном решении динамического уравнения теплового баланса, записанного для несжимаемого теплоносителя, посредством которого моделируются температурные поля жидкостей и газов в различных теплообменных аппаратах, трубопроводах и коллекторных системах.

Полученная система обыкновенных дифференциальных уравнений обобщает традиционно применяемые при решении динамических задач методы, устанавливающие связь между средней температурой теплоносителя с его входной и выходной температурами.

Ключевые слова: ортогональные полиномы Гегенбауэра, весовая функция, динамические режимы, дифференциальные уравнения, приближенное решение, уравнение распространения тепла.

APPLICATION OF ORTHOGONAL POLYNOMIALS FOR THE STUDY OF DYNAMIC MODES OF OPERATION OF SHIP'S POWER ENGINEERING INSTALLATIONS

Vyacheslav V. Kozhemyakin

Dr.Sci.Tech., associate professor
The head of the department of ship nuclear and hydrogen energetics
State marine technical university of St. Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: kogh2012@yandex.ru

Anastasia V. Apollova

The senior lecturer of the department of ship nuclear and hydrogen energetics
State marine technical university of St. Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: an.vas.petrova@gmail.com

Vladimir O. Kozhemyakin

The senior lecturer of the department of ship nuclear and hydrogen energetics
 State marine technical university of St.Petersburg
 Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
 e-mail: kozhemiakinvlad@gmail.com

Roman A. Ivanov

Dr.Sci.Tech., the professor
 The chief researcher
 Krylov State Research Center
 Moskovskoe shosse, 44, St. Petersburg 196158, Russian Federation
 e-mail: r_ivanov@rambler.ru

Abstract

When studying the dynamic operating modes of the ship power engineering installations, mathematical models of which are represented as a system of partial differential equations, methods based on replacing partial differential equations with systems of ordinary differential equations with their subsequent numerical solution have been practiced to some extent. In this paper we consider methods based on the expansion of the desired function, which depends on the spatial variable, into orthogonal polynomials given on a limited interval of variation [a, b], based on the following linearly independent functions: $1, x, x^2, \dots, x^n, \dots$ as a method of obtaining such systems. This approach allows us to generalize the most frequently used methods of approximate integration over spatial coordinates and form a procedure for assessing the error allowed in this case.

A procedure has been developed for using the Gegenbauer orthogonal polynomials for the numerical solution of the dynamic heat balance equation written for an incompressible coolant, by means of which are simulated the temperature fields of liquids and gases in various heat exchangers, pipelines, and collector systems.

The resulting system of ordinary differential equations generalizes the methods traditionally used in solving dynamic problems that establish the relationship between the average temperature of the coolant its input and output temperatures.

Ключевые слова: Gegenbauer orthogonal polynomials, weight function, dynamic modes, differential equations, approximate solution, heat distribution equation.

Введение

При изучении динамических режимов работы судовых энергетических установок, математические модели которых представляются в виде системы дифференциальных уравнений в частных производных, определенное распространение нашли методы, основанные на замене уравнений с частными производными системами обыкновенных дифференциальных уравнений с последующим их численным решением. Обыкновенные дифференциальные уравнения получаются путем приближенного интегрирования исходных систем по пространственным координатам при сохранении знака точного дифференцирования по временной переменной [1, 2, 3].

В качестве метода получения таких систем в настоящей работе рассматриваются методы, основанные на использовании разложения искомой функции, зависящей от пространственной переменной, по ортогональным полиномам. Такой подход позволяет обобщить наиболее часто применяемые методы приближенного интегрирования по пространственным координатам и сформировать процедуру оценки допускаемой при этом погрешности.

Для одномерных задач ортогональные полиномы, заданные на ограниченном промежутке изменения $[a, b]$, могут быть построены на основе следующих линейно-независимых функций: $1, x, x^2, \dots, x^n, \dots$, отличающихся друг от друга весовым множителем $\omega(x)$ [4].

$\omega(x)$ – функция действительного переменного, удовлетворяющая требованиям:

$\int_a^b \omega(x) > 0; \int_a^b x^n \cdot \omega(x) \cdot dx$ – существует при любых n .

В таком случае может быть построена последовательность многочленов $p_0(x), p_1(x), p_2(x), \dots$, однозначно определяемых следующими условиями:

- $p_n(x)$ есть многочлен степени n , причем коэффициент при большей степени n положителен;
- многочлены $p_0(x), p_1(x), p_2(x)$, ортогональны и нормируемы, то есть

$$\int_a^b \omega(x) \cdot p_h(x) \cdot p_k(x) dx = \begin{cases} 0 & \text{при } h \neq k; \\ 1 & \text{при } h = k. \end{cases} \quad (1)$$

Говорят, что многочлены $p_n(x)$ образуют систему ортогональных в интервале (a, b) полиномов с весом $\omega(x)$.

Из общей теории приближенных вычислений [5], при соблюдении определенных условий к аппроксимируемой функции $f(x)$, последняя может быть представлена в виде разложения по ортогональным полиномам (2):

$$f(x) = \sum_{n=0}^{\infty} (c_n \cdot p_n). \quad (2)$$

При выборе конкретной используемой ортогональной системы задача аппроксимации заданной функции с требуемой точностью формулируется следующим образом.

Пусть заранее указаны произвольные малые пределы допустимой погрешности $\pm \epsilon$ приближенного описания искомой функции. И будем выбирать такие ортогональные полиномы, с помощью которых результат получается с заданной точностью при минимальном числе разложений.

Наиболее широко классические ортогональные полиномы на конечном промежутке $[a, b]$

охватываются полиномами Якоби. Это бесконечное семейство полиномов, ортогональных с весом $\omega(x) = (1-x)^\alpha(1+x)^\beta$ на промежутке $[-1, +1]$, характеризующихся двумя параметрами: α и β .

Если исключить кривобокое взвешивание, при котором левая и правая части симметричного интервала $[-1, +1]$ имеют разные веса, то полиномы Якоби сводятся к ультрасферическим полиномам, или полиномам Гегенбауэра - $P_n^\lambda(x)$, которые рассматриваются в настоящей работе.

1. Свойства полиномов Гегенбауэра

Весовая функция полиномов Гегенбауэра $\omega(x) = (1-x^2)^{\lambda-\frac{1}{2}}$ зависит от одного параметра λ , изменяющегося от $-\frac{1}{2}$ до $+\infty$. Графическое изображение этой функции, при различных λ , представлено на рисунке 1.

При этом необходимо учитывать тот факт, что ультрасферические полиномы Гегенбауэра $P_n^\lambda(x)$ обладают следующим свойством. Если λ имеет какое-либо значение, заключенное между $+\infty$ и 0, то амплитуды последовательных колебаний все время возрастают при переходе от $x = 0$ к $x = \pm 1$. Если λ имеет значение, заключенное между 0 и $-\frac{1}{2}$, они все время убывают.

Случай $\lambda \rightarrow +\infty$ (кривая 1 на рисунке 1) соответствует ряду Тейлора, для которого наилучшее приближение к точному значению аппроксимируемой функции достигается лишь в окрестности точки $x = 0$.

Случай $\lambda = \frac{1}{2}$ (кривая 2 на рисунке 1) приводит к полиномам Лежандра, для которых осуществляется наиболее естественное взвешивание: $\omega(x) = 1$. Здесь ни одной точке интервала $[-1, +1]$ не отдается предпочтение. Вместе с тем, разложение $f(x)$ по полиномам Лежандра не оказывается лучшим, так как погрешность любого конечного разложения с n членами колеблется около нуля с изменяющимися амплитудами. Амплитуды постоянно, хотя и медленно, возрастают при переходе через середину интервала и достигают максимума 1 в обеих конечных точках $x = \pm 1$.

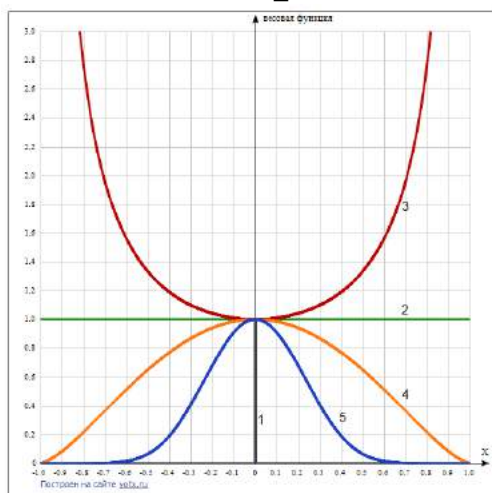


Рис. 1. График изменения весовой функции $\omega(x)$:

1. $\lambda \rightarrow +\infty$; 2. $\lambda = \frac{1}{2}$; 3. $\lambda = 0$; 4. $\lambda = 1$; 5. $\lambda = 10$

Следовательно, погрешность не вполне одинаково распределена по всему интервалу. Для обеспечения того, чтобы погрешность не превысила предела $\pm \varepsilon$ даже в крайних точках ± 1 , придется расплатиться слишком большим числом членов, ибо внутри интервала точность получается больше, чем необходимо.

Не возникает преимущества, если амплитуды колебаний погрешности будут постоянно убывать при переходе от $x = 0$ к $x = \pm 1$. В этом случае погрешность получается больше, чем нужно на краю интервала [5].

Случай $\lambda = 0$ (кривая 3 на рисунке 1). Здесь амплитуды, в отличие от полиномов Лежандра, остаются постоянными на всем интервале. Следовательно, погрешности оказываются распределенными равномерно по всему интервалу, и число членов, которые при этом нужны для достижения точности $\pm \varepsilon$, не может быть уменьшено, поскольку $f(x)$ уклоняется от истинного ее значения на величину, не большую чем $\pm \varepsilon$, в любой точке заданного интервала $[-1, +1]$. Эти полиномы называются по имени русского математика – полиномами Чебышева 1 рода.

Случай $\lambda = 1$ (кривая 4 на рисунке 1) соответствует полиномам Чебышева 2 рода.

Таким образом, если бы речь шла только об аппроксимации функций с помощью ортогональных полиномов, когда критерием близости исходной и аппроксимированной функцией является среднеквадратичная ошибка, то наилучшими были бы ортогональные полиномы Чебышева 1 рода.

Однако при решении динамических задач энергетических установок, среднеквадратичная ошибка не всегда является определяющей. Вместе с ней нас может интересовать и ряд других показателей: качественное совпадение, приоритетные значения функции в некоторых точках промежутка и прочие. Поэтому вид применяемого ортогонального полинома должен учитывать эти дополнительные требования.

2. Последовательность использования полиномов Гегенбауэра при построении приближенного решения уравнения в частных производных

Процедуру использования ортогональных полиномов Гегенбауэра при решении динамических задач проиллюстрируем на примере уравнения теплового баланса, записанного для несжимаемого теплоносителя, посредством которого моделируются температурные поля жидкостей и газов в различных теплообменных аппаратах, трубопроводах и коллекторных системах.

Оно получается из общего уравнения распространения тепла в движущейся вещественной среде, представленного, в частности в работе [2], выведенного на основании первого закона термодинамики.

В векторной форме это уравнение имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{div}(\lambda \cdot \operatorname{grad} T) + q_V + L_V + \frac{DP}{d\tau} + P \cdot \rho \cdot \frac{Dv}{d\tau} = \\ = \rho \cdot \frac{Di}{d\tau} + \rho \cdot \frac{Dw^2}{d\tau} \end{aligned} \right\} (3)$$

Здесь q_V – тепло, втекающее в единицу объема среды; L_V – работа, совершаемая внешними силами над единицей объема среды; i – теплосодержание; ρ – плотность среды; τ – время; w – скорость движения (течения) среды.

Уравнение (3) выражает тот факт, что изменение полной энергии тела, складывающейся в данном случае из его внутренней и кинетической энергии, обусловлено количеством теплоты, подводимой к телу, и внешней работой, совершаемой над ним.

Примем следующие, традиционные при исследовании динамических режимов работы теплообменных аппаратов [1-3, 6-9], предположения:

- температура теплоносителя постоянна в любом сечении трубопровода и изменяется только вдоль его продольной координаты, т.е. рассматривается одномерная задача;
- расход теплоносителя постоянен и его параметры, в том числе плотность и теплоемкость, не зависят от температуры;
- температура стенки трубопровода по толщине трубопровода постоянна.

Без ограничения общности эта процедура может быть распространена и на другие уравнения, имеющие операторы дифференцирования по пространственным координатам при соблюдении условий, определяющих формальные признаки возможности аппроксимации искомым функциям ортогональными полиномами. Подставляя выражения (6) в исходное уравнение (4), имея при этом в виду, что производная от полинома Гегенбауэра степени n может быть выражена через полиномы низших степеней посредством формулы

$$\frac{d}{dx} P_n^\lambda(x) = 2 \cdot (n - 1 + \lambda) \cdot P_{n-1}^\lambda + 2 \cdot (n - 3 + \lambda) \cdot P_{n-3}^\lambda + 2 \cdot (n - k + \lambda) \cdot P_{n-k}^\lambda + \dots,$$

получаем следующее соотношение:

$$\sum_{n=0}^{\infty} \left\{ P_n^\lambda(x) \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} \theta_n(\tau) + W_1 \cdot \theta_n(\tau) \cdot [2 \cdot (n - 1 + \lambda) \cdot P_{n-1}^\lambda(x) + 2 \cdot (n - 3 + \lambda) \cdot P_{n-3}^\lambda(x) + k_1 \cdot \theta_n(\tau) \cdot P_n^\lambda(x)] \right\} = k_1 \cdot T.$$

Умножая это выражение почленно на $\omega(x) \cdot P_n^\lambda$, интегрируя от -1 до +1 и пользуясь свойством ортогональности полиномов Гегенбауэра на этом интервале, получаем бесконечную систему обыкновенных дифференциальных уравнений относительно неизвестных функций $\theta_n(\tau)$, которая для первых $k + 1$ уравнений имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\tau} \theta_0 + k_1 \cdot \theta_0 + W_1 \cdot 2 \cdot \lambda \cdot \theta_1 + W_1 \cdot 2 \cdot \lambda \cdot \theta_3 + \dots + W_1 \cdot 2 \cdot \lambda \cdot \theta_{(2r-1)/2} + \dots = k_1 \cdot T_0; \\ \frac{d}{d\tau} \theta_1 + k_1 \cdot \theta_1 + W_1 \cdot 2 \cdot (\lambda + 1) \cdot \theta_2 + W_1 \cdot 2 \cdot (\lambda + 1) \cdot \theta_4 + \dots + W_1 \cdot 2 \cdot (\lambda + 1) \cdot \theta_{2r/2} + \dots = k_1 \cdot T_1; \\ \frac{d}{d\tau} \theta_2 + k_1 \cdot \theta_2 + W_1 \cdot 2 \cdot (\lambda + 2) \cdot \theta_3 + W_1 \cdot 2 \cdot (\lambda + 2) \cdot \theta_5 + \dots + W_1 \cdot 2 \cdot (\lambda + 2) \cdot \theta_{(2r-1)/2} + \dots = k_1 \cdot T_2; \\ \dots; \\ \frac{d}{d\tau} \theta_k + k_1 \cdot \theta_k = k_1 \cdot T_k. \end{aligned} \quad (7)$$

$$T_n = \frac{1}{\|P_n^\lambda\|} \int_{-1}^1 T \cdot \omega(x) \cdot P_n^\lambda(x) dx, \quad \|P_n^\lambda\| = \int_{-1}^1 T \cdot \omega(x) \cdot [P_n^\lambda(x)]^2 dx, \quad \text{где } n = 0, 1, 2, \dots, k.$$

Для удобства система уравнений (7) может быть записана в матричной форме.

$$\frac{d}{d\tau} (\theta_k) + (\theta_k) \cdot (M) = k_1 \cdot (T_k) \quad (8)$$

$$(\theta_k) = (\theta_0, \theta_1, \theta_2, \theta_3, \dots, \theta_k) \quad (9)$$

$$(T_k) = (T_0, T_1, T_2, T_3, \dots, T_k) \quad (10)$$

$$(M) = \begin{pmatrix} k_1 & 2(\lambda + 0)W_1 & 0 & 2(\lambda + 0)W_1 & 0 & 2(\lambda + 0)W_1 & \dots & \nabla \cdot 2(\lambda + 0)W_1 \\ 0 & k_1 & 2(\lambda + 1)W_1 & 0 & 2(\lambda + 1)W_1 & 0 & \dots & \nabla \cdot 2(\lambda + 1)W_1 \\ 0 & 0 & k_1 & 2(\lambda + 2)W_1 & 0 & 2(\lambda + 2)W_1 & \dots & \nabla \cdot 2(\lambda + 2)W_1 \\ 0 & 0 & 0 & k_1 & 2(\lambda + 3)W_1 & 0 & \dots & \nabla \cdot 2(\lambda + 3)W_1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & k_1 \end{pmatrix}, \quad (11)$$

где $\nabla = \begin{cases} 0, & \text{если } \frac{k}{2} - \text{целое;} \\ 1, & \text{если } \frac{k}{2} - \text{дробное.} \end{cases}$

В классе этих предпосылок уравнение теплового состояния теплоносителя в движущейся среде принимает вид:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + W_1 \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x} = -k_1 \cdot (\theta - T). \quad (4)$$

Здесь: W_1 – скорость движения теплоносителя, м/с; L – длина трубки, м; θ – температура теплоносителя, °C; T – температура стенки трубки, °C; $k_1 = \frac{\alpha \cdot \Pi}{\rho \cdot c \cdot S}$ – коэффициент, характеризующий скорость теплообмена между теплоносителем и стенкой трубопровода (постоянная времени), 1/с; α – коэффициент теплопередачи, Дж/(с·м²·°C); ρ – плотность жидкости, кг/м³; c – теплоемкость жидкости, Дж/(кг·°C); Π – периметр теплообмена, м; S – площадь поперечного сечения теплоносителя, м²; x – продольная координата, м.

Решение уравнения (4) будем искать в виде ряда (5):

$$\theta(x, \tau) = \sum_{n=0}^{\infty} \theta_n(\tau) \cdot P_n^\lambda(x). \quad (5)$$

Здесь:

$$\theta_0(x, \tau) = \int_{-1}^1 \omega(x) \cdot \theta(x, \tau) \cdot P_0^\lambda(x) dx;$$

$$\theta_1(x, \tau) = \int_{-1}^1 \omega(x) \cdot \theta(x, \tau) \cdot P_1^\lambda(x) dx;$$

$$\theta_2(x, \tau) = \int_{-1}^1 \omega(x) \cdot \theta(x, \tau) \cdot P_2^\lambda(x) dx; \dots;$$

$$\theta_n(x, \tau) = \int_{-1}^1 \omega(x) \cdot \theta(x, \tau) \cdot P_n^\lambda(x) dx. \quad (6)$$

$\omega(x) = (1 - x^2)^{\lambda - \frac{1}{2}}$; $P_n^\lambda(x)$ – полином Гегенбауэра n -ой степени.

Полученная система обыкновенных дифференциальных уравнений, использующая разложение искомой функции по классическим ортогональным полиномам Гегенбауэра, обобщает традиционно применяемые при решении динамических задач методы, устанавливающие связь между средней температурой теплоносителя с его входной и выходной температурами.

Действительно, если довольствоваться одним членом разложения, т.е. положить, что $\theta = \theta_0 \cdot P_0^\lambda$, то это соответствует случаю, когда предполагается равенство средней температуры выходной температуры:

$$\theta = \frac{1}{2} \cdot \int_{-1}^{+1} \theta(x, \tau) dx = \theta(1, \tau).$$

Посредством несложных преобразований можно также показать, что ограничение двумя членами разложения: $\theta = \theta_0 \cdot P_0^\lambda + \theta_1 \cdot P_1^\lambda$ эквивалентно допущению о равенстве средней температуры полусумме входной и выходной температур:

$$\theta = \frac{1}{2} \cdot \int_{-1}^{+1} \theta(x, \tau) dx = \frac{\theta(-1, \tau) + \theta(1, \tau)}{2}.$$

Ниже приводятся формулы первых 3-х полиномов Гегенбауэра и рекуррентное соотношение для вычисления последующих членов.

$$P_0^\lambda(x) = 1; P_1^\lambda(x) = 2\lambda \cdot x;$$

$$P_2^\lambda(x) = 2\lambda \cdot (\lambda + 1) \cdot [x^2 - \frac{1}{2\lambda + 1}];$$

$$P_3^\lambda(x) = \frac{4}{3} \cdot \lambda \cdot (\lambda + 1) \cdot (\lambda + 2) \cdot [x^3 - \frac{3}{2\lambda + 4} \cdot x];$$

$$P_{n+1}^\lambda(x) = \frac{2 \cdot (n + \lambda)}{n + 1} \cdot x \cdot P_n^\lambda(x) - \frac{(n - 2\lambda - 1)}{n + 1} \cdot P_{n-1}^\lambda(x).$$

Литература

1. Шевяков А.А., Яковлев Р.В. Инженерные методы расчета динамики теплообменных аппаратов. М: Машиностроение, 1968, 320 с.
2. Иванов Р.А. Математическое моделирование динамических режимов работы судовых энергетических установок с электрохимическими генераторами. Учебник. СПб: СПбГМТУ, 2007, 170 с.
3. Митенков Ф.М., Моторов Б.И. Нестационарные режимы судовых ядерных паропроизводящих установок. Л: Судостроение, 1970, 200 с.
4. Градштейн И.С., Рыжик И.М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. Москва: Государственное издательство физико-математической литературы, 1962, 1100 с.
5. К. Ланцош. Практические методы прикладного анализа. Москва: Государственное издательство физико-математической литературы, 1961, 523 с.
6. Саркисов А.А., Крайнов А.А., Лихтеров Б.М. Динамические режимы работы судовых ядерных энергетических установок. Л: Судостроение, 1971, 270 с.
7. Горбачев С.П., Кириенко К.И. Моделирование режимов заправки криогенного емкостного оборудования. Вести газовой науки. 2015, № 1(21), с. 124-132.
8. Иванов Р. А., Арсеньев Ю.Н., Копытов Ю.В. Математическая модель системы утилизации двуокси углерода судовых энергетических установок. VI Международный Балтийский научный форум. Калининград: БГАРФ, Электронное издание, 2018, с. 275-285.
9. Смирнов Л.В. Использование математического моделирования при проектировании и анализе запроектных и аварийных процессов в ядерных энергетических установках. Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2018, 59 с.

References

1. Shevjikov A.A., Jakovlev A.A. Ingenernye metody rascheta dinamiki teploobmennych apparatov. M: Mashinostroenie, 1968, 320 s.
2. Ivanov R.A. Matematicheskoe modelirovanie dinamicheskikh regimov raboty sudovych energeticheskikh ustanovok s elektrokhimicheskimi generatorami. Uchebnik. SPB: SPBGMTU, 2007, 170 s.
3. Mitenkov F.M., Motorov B.I. Nestachionarnye regimy sudovych jadernych paroproisvodjchich ustanovok. L: Sudostroenie, 1970, 200 s.
4. Gradshyein I.S., Rygik I.M. Tablichi integralov, summ, rjdov i proisvedenii. M: Gosudarstvennoe isdatelstvo fisiko-matematicheskoi literatury, 1962, 1100 s.
5. K. Lanchosh. Prakticheskie metody prikladnogo analisa. M: Gosudarstvennoe isdatelstvo fisiko-matematicheskoi literatury, 1961, 523 s.

Как частные случаи из этих выражений могут быть получены аппроксимационные системы уравнений при разложении по полиномам Лежандра (при $\lambda = \frac{1}{2}$) и Чебышева второго рода (при $\lambda = 1$).

Предельный переход $\lambda \rightarrow 0$ приводит к полиномам Чебышева первого рода:

$$T_n(x) = \lim_{\lambda \rightarrow 0} \frac{P_n^\lambda(x)}{\lambda} = \frac{2^n \cdot n!}{(2 \cdot n)!} \cdot \sqrt{x^2 - 1} \frac{d^n}{dx^n} [(x^2 - 1)^{n - \frac{1}{2}}].$$

Первые члены и рекуррентное соотношение для них принимают вид:

$$T_0(x) = 1; T_1(x) = x;$$

$$T_2(x) = 2 \cdot x^2 - 1;$$

$$T_3(x) = 4 \cdot x^3 - 3 \cdot x; \dots;$$

$$\dots \dots \dots$$

$$T_{n+1}(x) = 2 \cdot x \cdot T_n(x) - T_{n-1}(x).$$

Заключение

Рассмотрен метод численного решения исходных систем уравнений с частными производными путем их замены конечной системой обыкновенных дифференциальных уравнений, получаемых при аппроксимации искомых функций по пространственной координате в виде разложения по ортогональным полиномам Гегенбауэра. Погрешность использование такого подхода [5] не превысит значения первого опущенного ряда разложения по ортогональным полиномам Гегенбауэра (4), равно $\theta_n(\tau) \cdot P_n^\lambda(x)$.

6. Sarkisov A.A., Krainov A.A., Lichterov B.M. Dinamicheskie regimy raboty sudovykh jadernykh energeticheskikh ustanovok. L: Sudostroenie, 1971, 270 s.
7. Gorbachev S.P., Kirienko K.I. Modelirovanie regimov kriogenogo emkostnogo oborudovaniy. Vesti gazovoi nauki. 2015, № 1(21), s. 124-132.
8. Ivanov R.A., Aeseniev U.N., Kopytov U.V. Matematicheskaj model sistemy utilizachii dvoukisi ugleroda sudovykh energeticheskikh ustanovok. VI Megdunarodnyi Baltiiskii nauchnyi forum. Kaliningrad: BGARF, Elektronnoe izdanie, 2018, s. 275-285.
9. Smirnov L.V. Ispolzovanie matematicheskogo modelirovaniy pri proektirovanii i analize zaproektnykh i avariinykh processov v jadernykh energeticheskikh ustanovkakh. Nignii Novgorod: NGTU im. R.E. Alekseeva, 2018, 59 s.

УДК 621.039.534...23

РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ДАВЛЕНИЯ ОТ НАГРУЗКИ ПРИ РАБОТЕ ПАРОВОДЯНОГО СТРУЙНОГО АППАРАТА НА СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИКАХ

Анастасия Олеговна Гайсина

студент группы 2401

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3

e-mail: ngaisina@bk.ru

Вячеслав Вячеславович Кожемякин

доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой судовой ядерной и водородной энергетики

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3

e-mail: kogh2012@yandex.ru

Владимир Олегович Кожемякин

старший преподаватель кафедры судовой ядерной и водородной энергетики

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3

e-mail: kozhemiakinvlad@gmail.com

Аннотация

В работе предложено расчетно-теоретическое исследование зависимости давления от нагрузки при работе пароводяного струйного аппарата при помощи программы для ЭВМ. В расчетной части, выбранная схемы выполнена по аналогии с первым контуром моноблочного паропроизводящего агрегата «Бета».

В ходе работы был разработана программа для ЭВМ, позволяющая учитывать основные взаимосвязи параметров при расчете статических характеристик с учетом срыва пароводяных струйных аппаратов. С помощью программы было проведено расчетно-теоретическое исследование влияния конструктивных и режимных параметров на статические характеристики ППА типа «Бета».

В результате был уточнен алгоритм расчета контура циркуляции с пароводяными струйными аппаратами, с учетом срыва ПВСА и выполнены расчетно-теоретические исследования. А также было установлено, что при снижении нагрузки снижаются давление в первом контуре, температуры, недогрев смеси до насыщения и предельный напор.

Ключевые слова: статические характеристики, пароводяной струйный аппарат, контур циркуляции.

CALCULATION AND THEORETICAL STUDY OF THE DEPENDENCE OF PRESSURE ON LOAD WHEN OPERATING A STEAM-WATER JET APPARATUS ON STATIC CHARACTERISTICS

Anastasia O. Gaisina

The student of group 2301

State marine technical university of St. Petersburg

Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation

e-mail: ngaisina@bk.ru

Vyacheslav V. Kozhemyakin

Dr.Sci.Tech., associate professor

The head of the department of ship nuclear and hydrogen energetics

State marine technical university of St. Petersburg

Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation

e-mail: kogh2012@yandex.ru

Vladimir O. Kozhemyakin

The senior lecturer of the department of ship nuclear and hydrogen energetics

State marine technical university of St. Petersburg

Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation

e-mail: kozhemiakinvlad@gmail.com

Abstract

The paper proposes a calculation and theoretical study of the dependence of pressure on load during operation of a steam-water jet apparatus using a computer program. In the calculation part, the selected circuit is made by analogy with the first primary circle of integral nuclear steam supply system «Beta».

In the course of the work, a computer program was developed that allows to take into account the main interrelations of parameters when calculating the static characteristics taking into account the failure of the steam-water jet apparatus. With the help of the program, and theoretical study of the influence of

design and operational parameters on the static characteristics of the integral steam supply system "Beta" was carried out.

As a result, the algorithm for calculating the circulation circuit with the steam-water jet apparatus with allowance of the steam-water jet apparatus failure was refined, and calculation and theoretical studies were performed. It was also found that when the load is reduced, the pressure in the primary circuit, temperature, underheating of the mixture to saturation and ultimate pressure decreases.

Key words: static characteristics, the steam-water jet apparatus, circulation circuit.

Введение

Ядерный моноблочный паропроизводящий агрегат (ППА) типа «Бета» представляет собой ППА с кипящей активной зоной, в котором циркуляция теплоносителя первого контура обеспечивается пароводяными струйными аппаратами (ПВСА).

В статье [1,3] была исследована зависимость давления и уровня воды в ППА типа «Бета» от нагрузки, был выполнен расчет статических характеристик.

Однако авторы не использовали математическую модель срыва ПВСА.

На Приморской учебно-научной базе СПбГМТУ был создан полунатурный стенд судового ядерного моноблочного паропроизводящего агрегата «Бета-К» [5]. Экспериментальные исследования на стенде «Бета-К» подтвердили правильность математической модели ПВСА [6].

Наличие экспериментально подтвержденной математической модели ПВСА позволило создать программу для ЭВМ [4], которая позволяет выполнить конструктивный расчет первого контура с ПВСА, имеющими различные коэффициенты инжекции.

Таким образом, не существует программы для ЭВМ, которая при расчете статических характеристик хотя бы в первом приближении учитывала основные взаимосвязи параметров в ППА типа «Бета».

Поэтому целями данной работы являются:

- проработка математической модели работы ПВСА с учетом срыва;
- расчетно-теоретическое исследование статических характеристик с учетом срыва ПВСА.

2. Последовательность решения поставленной задачи

Перед расчетом статических характеристик должен быть выполнен конструктивный расчет – по заданным параметрам на номинальной нагрузке определены конструктивные параметры, прежде всего диаметр камеры смешения ПВСА. Было принято решение использовать для этого программу для ЭВМ [3].

По причине того, что в ППА «Бета» многие параметры влияют друг на друга, было решено, не усложнять математическую модель избыточными конструктивными подробностями первого контура.

Сложность решения поставленной задачи связана, в первую очередь, со сложностью отладки такой программы для ЭВМ.

3. Математическая модель и алгоритм расчета статических характеристик первого контура с ПВСА

Созданная программа для ЭВМ основана на математической модели и алгоритме расчета расходов, температур и давления в первом контуре с ПВСА, приведенных в работе [2].

Было установлено, что рекомендованные в пособии формулы некорректно описывают работу ПВСА перед срывом.

Для расчета расхода ПВСА была рекомендована формула:

$$G_B = f_{KC} \frac{1414 A}{1 + \frac{1}{u} \sqrt{\frac{v'}{v}}} \sqrt{\frac{p_B}{\rho_B}} \left[1 - \left(\frac{273 + z \cdot t_B + (1-z) \cdot t_{CM}}{273 + t'} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right], (1)$$

где G_B – расход воды на входе в ПВСА, кг/с; f_{KC} – площадь поперечного сечения цилиндрического участка проточной части, м²; u – коэффициент инжекции; p_B – давление воды на входе в ПВСА, МПа; v_B – удельный объем воды на входе в ПВСА, м³/кг; t_B , t_{CM} – температура соответственно воды на входе в ПВСА и смеси на выходе из ПВСА, °С; n – показатель политропы; A , z – эмпирические коэффициенты, зависящие от формы проточной части.

Температура смеси t_{CM} приближается к температуре насыщения t' , тогда расход воды на входе в инжектор G_B должен приближаться к нулю. Это может произойти, только если выражение $z \cdot t_B + (1-z) \cdot t_{CM}$ в числителе формулы (1) будет стремиться к температуре насыщения t' . Однако при $z \neq 0$ это выражение оказывается меньше t' . В результате при $t_{CM} = t'$ расход G_B оказывается не равен нулю.

Поэтому при расчете расхода по формуле (1) была внесена поправка: при $\Delta t_{CM} < 10$ корректируется коэффициент z по формуле

$$z = z \frac{\Delta t_{CM}}{10}, \text{ где } \Delta t_{CM} - \text{недогрев смеси на выходе из ПВСА до насыщения.}$$

Для расчета предельного (срывного) напора дана следующая формула:

$$\Delta p_{срив} = p'(t_{CM}) + \Delta p_{сК} + \Delta p_{Д} - p_B, (2)$$

где $\Delta p_{срив}$ – предельный (срывной) напор ПВСА, МПа; $p'(t_{CM})$ – давление на выходе из цилиндрической камеры смешения (экспериментально установлено, что это давление

равно давлению насыщения при температуре смеси), МПа; $\Delta p_{ск}$ – повышение давления в скачке конденсации, МПа; $\Delta p_{д}$ – повышение давления в диффузоре, МПа.

Температура смеси $t_{см}$ приближается к температуре на линии насыщения t' и расход воды на входе в инжектор $G_{в}$ приближается к нулю, предельный напор должен приближаться к нулю. При приближении расхода $G_{в}$ к нулю $\Delta p_{ск}$ и $\Delta p_{д}$ тоже приближаются к нулю.

Поэтому при расчете предельного (срывного) напора по формуле (2) была внесена поправка:

если $p'(t_{см}) - p_B > 0$, то принимается $p'(t_{см}) - p_B = 0$.

4. Расчетно-теоретическое исследование влияния статических характеристик первого контура с ПВСА

4.1. Исходные данные

Исследования проведены для первого контура со следующими параметрами:

- мощность на номинальной нагрузке 175 МВт;
- давление 12 МПа;
- температура смеси 303 °С;
- массовое паросодержание на выходе из активной зоны 0,07;
- количество ПВСА 32.

Для того чтобы упорядочить отключение и запуск ПВСА, они устанавливаются с разными коэффициентами инжекции. В данном исследовании принято 4 группы по 8 ПВСА.

Шаг разверки по коэффициенту инжекции принят равным 1, и коэффициенты инжекции имеют значения: 11,84 – 12,84 – 13,84 – 14,84.

4.2. Статические характеристики при шаге разверки по коэффициенту инжекции равном 1

Результаты расчета статических характеристик при шаге разверки 1, представлены на рисунках 1-6.

Исследования подтвердили установленную ранее [3] тенденцию изменения параметров при снижении нагрузки.

При снижении нагрузки снижается давление в первом контуре – это связано с взаимодействием кипящей АЗ и ПВСА (Рис. 1).

При снижении давления снижаются температура насыщения, температура воды на входе в ПВСА и температуры смеси на выходе из ПВСА (Рис. 2). При этом недогрев смеси до температуры насыщения снижается (Рис. 3).

При уменьшении недогрева смеси до насыщения, соответственно уменьшается и расход воды на входе в ПВСА (Рис. 4).

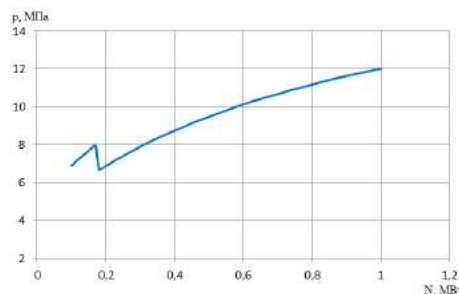


Рис. 1 – Зависимость давления от нагрузки при $\Delta u = 1$.

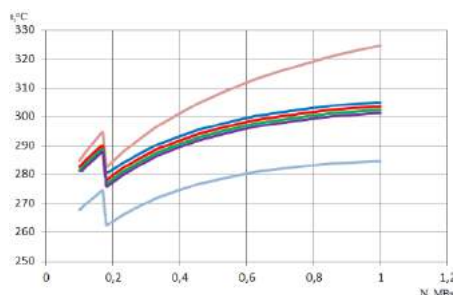


Рис. 2 – Зависимость температуры пара на линии насыщения (розовая линия), температуры воды (голубая линия), температуры смеси на выходе из инжектора с коэффициентами инжекции $u = 10,51$ (синяя линия), $u = 12,51$ (красная линия), $u = 14,51$ (зеленая линия), $u = 16,51$ (фиолетовая линия) от нагрузки при $\Delta u = 1$.

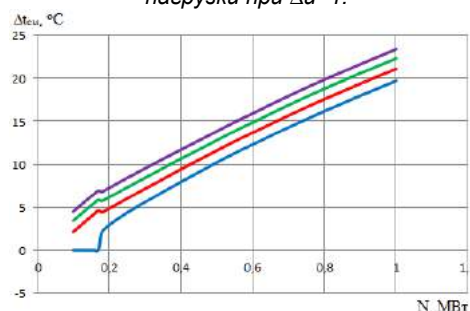


Рис. 3 – Зависимость недогрева смеси на выходе из инжектора от нагрузки при $\Delta u = 1$. $u = 11,84$ (синяя линия), $u = 12,84$ (красная линия), $u = 13,84$ (зеленая линия), $u = 14,84$ (фиолетовая линия).

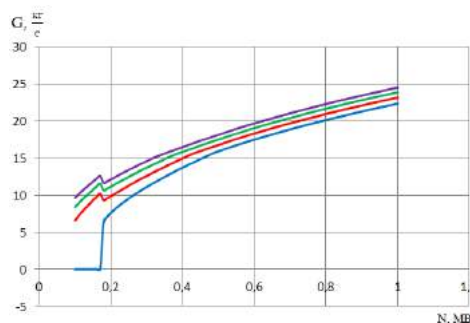


Рис. 4 – Зависимость расхода воды на входе в ПВСА от нагрузки при $\Delta u = 1$. $u = 11,84$ (синяя линия), $u = 12,84$ (красная линия), $u = 13,84$ (зеленая линия), $u = 14,84$ (фиолетовая линия).

Изменение расхода, в свою очередь, приводит к увеличению коэффициента инжекции (Рис. 5) и снижению предельного (срывного) напора (Рис. 6).

При снижении мощности, суммарная мощность камер смешения становится избыточной. Несмотря на то, что ПВСА с самым маленьким коэффициентом инжекции имеет наибольший предельный напор, при снижении недогрева смеси до насыщения он оказывается в самых тяжелых условиях. Предельный напор этого ПВСА начинает быстро снижаться и при нагрузке 18% происходит срыв по горячей воде.

После того, как произойдет срыв по горячей воде 4 ПВСА с $u = 11,84$, уменьшится суммарная площадь камеры смешения оставшихся работающих ПВСА, тем самым улучшив условия их работы.

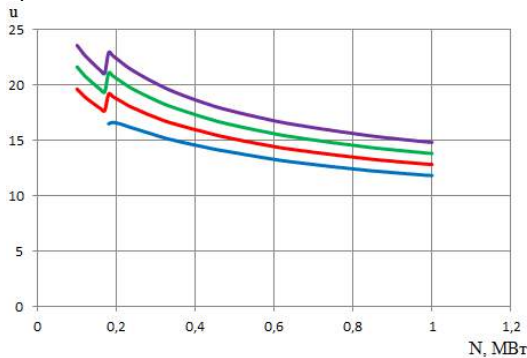


Рис. 5 – Зависимость коэффициента инжекции от нагрузки при $\Delta u = 1$.
 $u = 11,84$ (синяя линия), $u = 12,84$ (красная линия), $u = 13,84$ (зеленая линия), $u = 14,84$ (фиолетовая линия).

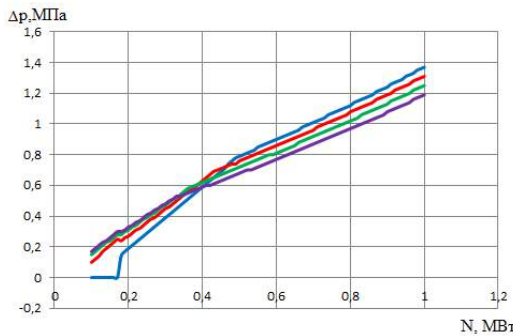


Рис. 6 – Зависимость предельного напора от нагрузки при $\Delta u = 1$.

$u = 11,84$ (синяя линия), $u = 12,84$ (красная линия), $u = 13,84$ (зеленая линия), $u = 14,84$ (фиолетовая линия).

Это выражается в том, что давление (Рис. 1) немного восстановится, а соответственно увеличится температура пара на линии насыщения t' и все температуры в целом. Срывной напор также немного увеличится (Рис. 6).

4.3. Статические характеристики при шаге развертки по коэффициенту инжекции равном 2

Шаг развертки по коэффициенту инжекции принят равным 2, и коэффициенты инжекции имеют значения: 10,51 – 12,51 – 14,51 – 16,51.

Результаты расчета статических характеристик, проведенного по аналогии с п. 4.2, при шаге развертки $\Delta u = 2$, представлены на Рис. 7-12.

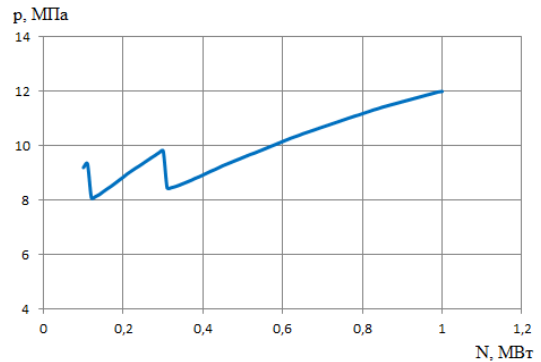


Рис. 7 Зависимость давления от нагрузки при $\Delta u = 2$.

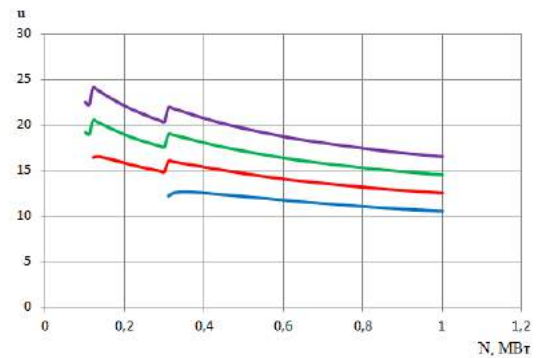


Рис. 8 – Зависимость коэффициента инжекции от нагрузки при $\Delta u = 2$.
 $u = 10,51$ (синяя линия), $u = 12,51$ (красная линия), $u = 14,51$ (зеленая линия), $u = 16,51$ (фиолетовая линия).

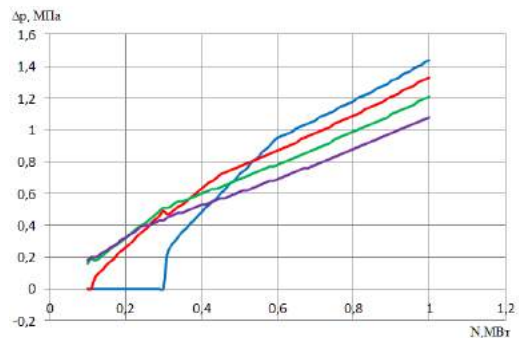


Рис. 9 – Зависимость предельного напора от нагрузки при $\Delta u = 2$.
 $u = 10,51$ (синяя линия), $u = 12,51$ (красная линия), $u = 14,51$ (зеленая линия), $u = 16,51$ (фиолетовая линия).

В случае с шагом развертки по коэффициенту инжекции $\Delta u = 2$, срыв первой группы ПВСА с коэффициентом инжекции $u = 10,51$ происходит при нагрузке 31%, а при нагрузке 12% наблюдается срыв второй группы инжекторов $u = 12,51$.

4.4. Анализ результатов расчета

Ход кривой, при повышении давления и снижении мощности, приблизительно такой же, как в варианте с шагом развертки коэффициента инжекции.

Минимальный провал давления во время срыва по горячей воде, при $\Delta u = 1$, достигает 6,6 МПа, в то время как при шаге развертки по коэффициенту инжекции $\Delta u = 2$ он достигает отметки 8 МПа.

В разработанной программе использовано допущение, что при снижении предельного напора до нуля происходит срыв по горячей воде сразу всех 8 ПВСА группы. На самом деле, происходит срыв только одного или двух инжекторов группы (в первом варианте – одного или двух инжекторов с коэффициентом инжекции $u = 11,84$). При этом условия работы оставшихся работающих инжекторов с коэффициентом инжекции $u = 11,84$ улучшаются. При дальнейшем снижении нагрузки произойдет срыв по горячей воде еще одного или двух инжекторов с коэффициентом инжекции $u = 11,84$.

Заключение

Был уточнен алгоритм расчета контура циркуляции с ПВСА с учетом срыва ПВСА, создана программа для ЭВМ и выполнены расчетно-теоретические исследования.

Установлено, что при снижении нагрузки снижаются давление в первом контуре,

температуры, недогрев смеси до насыщения и предельный напор.

В первую очередь происходит срыв с самым маленьким коэффициентом инжекции.

После того, как произойдет срыв по горячей воде нескольких ПВСА, параметры несколько восстанавливаются.

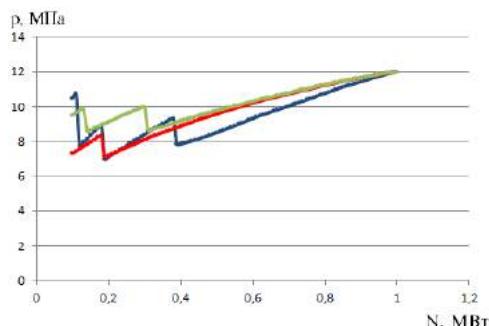


Рис. 10 Зависимость давления от нагрузки при $t=308^\circ\text{C}$ и $x=0,07$ (зеленая линия), $t=308^\circ\text{C}$ и $x=0,07$ (красная линия), $t=303^\circ\text{C}$ и $x=0,12$ (синяя линия).

Из приведенного графика (Рис.10) можно сделать выводы, что увеличение массового паросодержания не желательно, по причине существенного падения давления. Необходимо увеличивать температуру смеси или уменьшать недогрев смеси, так как это приведет к более раннему срыву ПВСА, а как следствие, к меньшему провалу.

Литература

1. Бахтин П.В., Кожемякин В.В. Зависимость давления и уровня воды в ядерном паропроизводящем агрегате типа «Бета» от нагрузки. Морские интеллектуальные технологии, 2017, № 4 (38), с. 100-105.
2. Кожемякин В.В., Аполлова А.В., Кожемякин В.О. Расчет первого контура с ПВСА. Учебн. пособие СПбГМТУ. – Санкт-Петербург, 2017.
3. Кожемякин В.В., Кожемякин В.О., Шаманов Н.П. Расчетно-теоретическое исследование статических характеристик ядерного моноблочного паропроизводящего агрегата типа «Бета»: режимы без отключения пароводяных струйных аппаратов. Морской вестник, 2014, № 1 (49), с. 51-54
4. Кожемякин В.В. Шаманов Н.П., Кожемякин В.О. Расчет конструктивных и теплофизических параметров пароводяных струйных аппаратов для ядерных моноблочных паропроизводящих агрегатов типа «Бета». Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2013619086. Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам Российской Федерации, 2013.
5. Шаманов Н.П., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Соломянский В.Б., Алексеенко И.М. Полунатурный стенд для экспериментальных исследований судового ядерного моноблочного паропроизводящего агрегата «Бета». Морской вестник, 2011, № 2 (38), с. 47-48.
6. Шаманов Н.П., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Соломянский В.Б., Андреев А.Г., Коршунов А.И. Экспериментальные исследования на полунатурном стенде судового ядерного моноблочного паропроизводящего агрегата «Бета-К» на Приморской учебно-научной базе СПбГМТУ. Морские интеллектуальные технологии, 2011, № 4, с. 21-28.

References

1. Bakhtin P.V., Kozhemyakin V.V. Zavisimost' davleniya i urovnya vody v yadernom paroproizvodyashchem agregate tipa «Beta» ot nagruzki. Morskiye intellektual'nyye tekhnologii, 2017, № 4 (38), s. 100-105.
2. Kozhemyakin V.V., Apollova A.V., Kozhemyakin V.O. Raschet pervogo kontura s PVSA. Uchebn. posobiye SPbGMTU. – Sankt-Peterburg, 2017.
3. Kozhemyakin V.V., Kozhemyakin V.O., Shamanov N.P. Raschetno-teoreticheskoye issledovaniye staticheskikh kharakteristik yadernogo monoblochnogo paroproizvodyashchego agregata tipa «Beta»: rezhimy bez otklyucheniya parovodyanykh struynykh apparatov. Morskoy vestnik, 2014, № 1 (49), s. 51-54
4. Kozhemyakin V.V. Shamanov N.P., Kozhemyakin V.O. Raschet konstruktivnykh i teplofizicheskikh parametrov parovodyanykh struynykh apparatov dlya yadernykh monoblochnykh paroproizvodyashchikh agregatov tipa «Beta». Svidetel'stvo o gosudarstvennoy registratsii programmy dlya EVM № 2013619086. Federal'naya sluzhba po intellektual'noy sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam Rossiyskoy Federatsii, 2013.

5. Shamanov N.P., Kozhemyakin V.V., Shamanov D.N., Solomyanskiy V.B, Alekseyenko I.M. Polunaturnyy stand dlya eksperimental'nykh issledovaniy sudovogo yadernogo monoblochnogo paroproizvodyashchego agregata «Beta». Morskoy vestnik, 2011, № 2 (38),s. 47-48.
6. Shamanov N.P., Kozhemyakin V.V., Shamanov D.N., Solomyanskiy V.B, Andreyev A.G., Korshunov A.I. Eksperimental'nyye issledovaniya na polunaturnom stende sudovogo yadernogo monoblochnogo paroproizvodyashchego agregata «Beta-K» na Primorskoy uchebno-nauchnoy baze SPbGMTU. Morskiye intellektual'nyye tekhnologii, 2011, № 4, s. 21-28.

УДК 621.436:504.4.054

ВЫБРОСЫ ЧЕРНОГО УГЛЕРОДА ОТ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ: ПОСЛЕДСТВИЯ, ЗАМЕРЫ И ПУТИ УМЕНЬШЕНИЯ

Станислав Альбинович Скоморовский

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: sas47@mail.ru

Георгий Владимирович Черкаев

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры экологии промышленных зон и акваторий

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: gcherkaev@mail.ru

Елена Александровна Чихонадских

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры экологии промышленных зон и акваторий

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: hel.60@mail.ru

Аннотация

В настоящее время загрязнение атмосферы является актуальной проблемой, особенно, если в выбросах присутствуют мелкодисперсные частицы, такие как черный углерод, образующийся при неполном сгорании органического топлива в судовых двигателях. Черный углерод может оказывать различное воздействие в зависимости от того, где он выбрасывается или осаждается. Исследование влияния выбросов черного углерода особенно актуальны для регионов, покрытых снегом и льдом, к которым, в первую очередь, относится Арктический регион. Также черный углерод оказывает негативное воздействие на здоровье человека. Являясь кратковременной причиной загрязнения атмосферы, черный углерод за короткий период оказывает существенное воздействие на компоненты окружающей среды. В соответствии с законом экологической корреляции (внутреннего динамического равновесия), взаимодействие энергетических компонентов в природных системах количественно нелинейно. Любое слабое воздействие одного из показателей вызывает сильные изменения во всей системе в целом, и любое местное преобразование природы может вызвать глобальные ответные реакции в биосфере.

В статье рассматриваются вопросы, связанные с анализом воздействия черного углерода на окружающую среду, описаны механизмы замеров за выбросами.

Ключевые слова: сажа, черный углерод, судовой двигатель, выбросы в атмосферу, загрязнение окружающей среды.

BLACK CARBON EMISSIONS FROM MARINE ENGINES: CONSEQUENCES, MEASUREMENTS AND WAYS TO REDUCE

Stanislav A. Skomorovskiy

docent, Candidate Sci. Tech.

State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: sas47@mail.ru

Georgii V. Cherkaev

docent, Candidate Sci. Tech.

State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: gcherkaev@mail.ru

Elena A. Chikhonadskikh

docent, Candidate Sci. Tech.

State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: hel.60@mail.ru

Abstract

At present, atmospheric pollution is an urgent problem, especially if fine particles, such as black carbon, are present in the emissions, which are formed during incomplete combustion of organic fuel in marine engines. Black carbon can have different effects depending on where it is emitted or deposited. The study of the impact of black carbon emissions is particularly relevant for regions covered with snow and ice, which primarily includes the Arctic region. Also, black carbon has a negative impact on human health. As a short-term cause of atmospheric pollution, black carbon has a significant impact on environmental components in a short period of time. In accordance with the law of ecological correlation

(internal dynamic equilibrium), the interaction of energy components in natural systems is quantitatively nonlinear. Any weak impact of one of the indicators causes strong changes in the entire system as a whole, and any local transformation of nature can cause global responses in the biosphere.

The article deals with issues related to the analysis of the impact of black carbon on the environment, describes the mechanisms of measurement of emissions.

Key words: soot, black carbon, marine engine, emissions into the atmosphere, environmental pollution.

Несмотря на то, что судоходство широко развито во всем мире, выбросы основных газообразных загрязняющих веществ от судовых двигателей составляют всего около 9% мировых выбросов оксидов серы (SO_x) и 18-30% выбросов оксидов азота (NO_x).

С 2020 года по требованиям Морской международной организации (ИМО) должно быть запрещено использование тяжелого мазута с высоким содержанием серы с целью сокращения выбросов SO_x и твердых частиц с судов. Однако содержание частиц сажи, одним из компонентов которой является черный углерод (ЧУ), пока не будет существенно ограничено. Подобное обстоятельство вызывает серьезную обеспокоенность у ИМО, поскольку черный углерод обладает потенциалом глобального потепления, особенно по отношению к области арктического региона. Отодвигаемый вопрос контроля за выбросами черного углерода связан, в первую очередь, с тем, что некоторые нефтедобывающие страны до сих пор утверждают, что ЧУ не является газом, в силу чего его не надо включать в стратегию борьбы с выбросами парниковых газов.

Хотя вклад судоходства в загрязнение окружающей среды (ОС) в мировом масштабе составляет менее 2%, в северных широтах выбросы ЧУ, по крайней мере в зимний период, в основном своим происхождением обязаны судовым двигателям. Так, в 2015 году судами было выброшено в атмосферу порядка 67 тыс. т черного углерода, что соответствует среднему коэффициенту выбросов ЧУ, равному 0,25 г/кг топлива (с диапазоном 0,20-0,30 г/кг топлива), Черный углерод является вторым по величине фактором, влияющим на климат. На его долю приходится 7–21% выбросов CO_2 -эквивалента в мировом секторе судоходства [1].

Именно поэтому ИМО предпринимает все новые инициативы по регулированию выбросов черного углерода и в настоящее время готовит свод правил по контролю выбросов сажи с судов.

План работы ИМО по регулированию выбросов сажи включает три последовательных этапа:

- поиск методов определения сажи и ее компонентов;
- возможные способы измерения выбросов сажи от судовых двигателей;
- поиск способов контроля за количеством выбросов.

Черный углерод – это особый тип углеродистого материала, который образуется только в пламени при неполном сгорании органического топлива. Его можно отличить от других форм углерода и углеродных соединений, содержащихся в атмосферном воздухе во взвешенном состоянии, поскольку он обладает уникальной комбинацией свойств:

- сильно поглощает видимый свет с коэффициентом поглощения по массе не менее 5 m^2/g при длине волны 550 нм;

- является огнеупорным материалом, что позволяет сохранять свою основную форму при очень высоких температурах (температура испарения около 4000 К);

- нерастворим в воде, в органических растворителях, включая метанол и ацетон, и в других компонентах атмосферного аэрозоля;

- представляет собой совокупность небольших углеродных шариков (рис. 1).

Он примерно в 100 раз меньше ширины человеческого волоса и настолько мал, что может проникать глубоко в легкие, где он способствует легочным и сердечным заболеваниям, что может стать причиной ранней смерти человека.

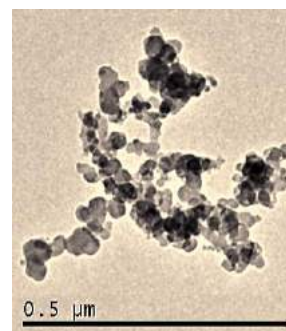


Рис. 1. Молекула черного углерода под микроскопом [2]

Как показывают исследования, в выхлопных газах судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) обычно содержатся следующие твердые частицы: углеродистые соединения (в т.ч. органический углерод, черный углерод, коричневый углерод), неорганические ионы (сульфаты, нитраты, аммоний), соединения металлов (например, Va , Fe , Ca , Na), Частицы, содержащие в основном неорганические ионы, а также органический углерод, как правило, имеют светлый оттенок и рассеивают солнечную радиацию, поэтому их считают неопасными для изменения климата. Другие частицы, содержащие в основном черный и коричневый углерод или металлы, обычно имеют темную окраску. Тем самым они поглощают свет, оказывая вклад в потепление климата. Общая абсорбция аэрозолей связана с их химическим составом, который зависит от источника их происхождения и процессов химических превращений в атмосфере.

Таким образом, являясь кратковременной причиной загрязнения атмосферы (ЧУ находится в воздухе от нескольких суток до нескольких недель до тех пор, пока не вернется на земную поверхность с дождем или под действием силы

тяжести) он за этот короткий период может оказать существенное воздействие на компоненты окружающей среды (ОС) в соответствии с законом экологической корреляции (внутреннего динамического равновесия), т.к. взаимодействие вещественных и энергетических компонентов в природных системах количественно нелинейно, т.е. слабое воздействие одного из показателей может вызвать сильные отклонения или изменения во всей системе в целом и любое местное преобразование природы может вызвать глобальные ответные реакции в биосфере.

Поступление черного углерода в атмосферу может оказывать как прямое воздействие на климат, за счет изменения радиационного баланса атмосферы, так и косвенное, увеличивая таяние льда в результате осаждения частиц на ледяном и снежном покровах. Это особенно актуально в Арктике, где ожидается, что постепенно исчезающий ледяной покров приведет к освоению новых судоходных трасс и увеличению судоходства по мере освоения нефтяных и газовых месторождений, использования более коротких трансарктических маршрутов из Азии в Европу и Северную Америку и, следовательно, выбросов от судовых ДВС [3].

В начале нынешнего десятилетия наибольший удельный вес выбросов ЧУ в северном регионе приходился на рыболовные суда (45%), после которых идут пассажирские (20%), танкеры (9%), сухогрузы (8%) и контейнеровозы (5%).

На выбросы черного углерода оказывают влияние следующие факторы: тип двигателя и его возраст, его нагрузка, тип используемого топлива, а также технология очистки выхлопных газов.

Большинство сведений о выбросах черного углерода основаны на анализе работы среднеоборотных и низкоскоростных дизельных двигателей, работающих в режиме максимальной номинальной нагрузки при непрерывной работе. Однако анализ показывает, что существует обратная зависимость между нагрузкой двигателя и выбросами ЧУ.

В соответствии с многопараметровыми диаграммами режимов двигателей уровень удельных выбросов ЧУ увеличивается в 3–6 раз при очень низких нагрузках (ниже 25%) по сравнению с максимальными эксплуатационными режимами при нагрузках порядка 75–85%, типичных для двигателей, длительно работающих при постоянных крейсерских скоростях судов. Судовые двигатели, работающие в Арктике, как правило, эксплуатируются на переменной нагрузке на двигатель (25–100%) в зависимости от ледовых условий. Рыболовные суда, работающие на промысле при относительно низкой переменной нагрузке, могут выбрасывать на 50% больше ЧУ, чем при максимальной эксплуатационной нагрузке в условиях перехода с постоянной крейсерской скоростью.

Год производства двигателя также влияет на количество выбросов ЧУ. Так, по данным [4], в испытаниях работы судового ДВС современный двигатель Tier II имел значительно более низкие выбросы ЧУ, чем более старый двигатель Tier 0 (без ограничения токсичных выбросов), а коэффициенты выбросов черного углерода имели

тенденцию к снижению по мере увеличения нагрузки на основной двигатель.

Судовые ДВС могут быть настроены на максимальную выходную мощность при минимальном расходе топлива для работы при наиболее ожидаемых условиях нагрузки двигателя. Это получают оптимизацией соотношения между максимальным давлением цикла и средним эффективным давлением (P_{max}/P_{me}). При такой настройке эти двигатели имеют наименьший удельный расход топлива, а также наименьшую эмиссию ЧУ. Когда двигатели работают без перенастройки за пределами оптимальных режимов нагрузки двигателя, эффективность использования топлива часто снижается, а выбросы загрязняющих веществ (включая ЧУ) увеличиваются из-за ухудшения сгорания. Некоторые двигатели, оборудованные электронными датчиками расхода топлива, могут изменять параметры сгорания в каждом цилиндре, по существу адаптивно подстраиваясь к эксплуатационным условиям. Вероятно, снижение выброса ЧУ произойдет, если двигатель будет работать с этой новой нагрузкой на некотором постоянном режиме. Топливная эффективность может быть улучшена на несколько процентов, когда выполняется снижение номинальных значений до нагрузок, меньших, чем максимальная расчетная нагрузка (это соответствует примерно 70% от номинальной мощности двигателя).

В среднем абсолютные выбросы ЧУ на 1 км пути не меняются значительно при нагрузках в промежутке от 50 до 100%. При нагрузке на главный двигатель более 50%, снижение расхода топлива сказывается на снижении выбросов ЧУ. При нагрузке ниже 25% абсолютные выбросы ЧУ могут увеличиться на 50–100%, что является результатом баланса между увеличением расхода топлива и снижением скорости судна.

Что касается используемого топлива, то имеющиеся данные свидетельствуют о том, что переход от низкокачественного топлива к высококачественному для судоходства сопровождается сокращением выбросов ЧУ [5]. Важно подчеркнуть, что количество выбросов ЧУ будут варьироваться в зависимости от:

- уровня серы в топливе;
- зольности топлива;
- фракционного состава углеводородов;
- содержания тяжелых металлов в топливе;
- использования щелочного смазочного масла
- режимов работы и эффективности двигателя (его технического обслуживания);
- качества сырой нефти, из которой произведено топливо.

Использование топлива улучшенного качества приводит к отсутствию или незначительному увеличению выбросов ЧУ по сравнению с использованием низкокачественного топлива. Это объясняется тем, что примеси топлива могут выступать в качестве точек более холодного сгорания и зародышеобразования частиц, что, в свою очередь, приводит к образованию ЧУ. Примеси включают тяжелые металлы, соли, серу, воду и углеводородные отложения. Кроме того, сложность молекулы углеводорода определяет, насколько быстро и эффективно он сгорает, что

может повлиять на образование ЧУ. Простые углеводороды, такие как метан, обеспечивают быстрое и полное сгорание и почти полностью преобразуются в энергию, CO_2 и H_2O . Поскольку углеводороды становятся более сложными, благодаря множеству ароматических колец и связыванию серы или азота, эффективность сгорания уменьшается. Снижение эффективности сгорания может привести к производству и выбросу различных полициклических ароматических углеводородов помимо ЧУ. Высокосернистое топливо также содержит в своем составе серу и связанную воду, которые быстро реагируют с образованием серной кислоты, что может повредить двигатель. Кислота нейтрализуется щелочными смазочными маслами, которые могут сгореть, или частично выделиться в ОС в виде паров масла, или неэффективно сгорать с образованием ЧУ. Использование топлива высокого качества снижает выбросы ЧУ в среднем на 50% (диапазон от 30% до 80%). Переход с топлива с высоким содержанием серы на дистилляты с низким содержанием серы, в частности, при высоких нагрузках, приведет к значительному (до 70%) снижению выбросов ЧУ.

Имеются данные, что концентрация ЧУ в воздухе в районе, где размещались суда, двигатели которых работали на дизельном топливе с содержанием серы <0,1%, оказалась на 57% ниже, чем аналогичная концентрация в районе размещения судов, двигатели которых работали на топливе с содержанием серы более 1,6%. Т.о. содержание серы в топливе прямо пропорционально количеству выбросов ЧУ.

Для расчета выбросов ЧУ можно упрощенно предложить взять за основу следующую методику, предположив, что выбросы углерода будут прямо пропорциональны объему фактических или предполагаемых грузоперевозок (A) (тонно-километр, километр или литр топлива), умноженный на удельный коэффициент выбросов ($K_{\text{ЧУ}}$) ЧУ (см. формулу (1)).

$$M_{\text{ЧУ}} = A \times K_{\text{ЧУ}}, \quad (1)$$

Значительная доля массы черного углерода, выбрасываемого в результате сжигания топлива, связана с деятельностью грузовых перевозок, в связи с чем в формуле (1) учитываются только выбросы ЧУ в результате выброса выхлопных газов от двигателя.

Коэффициент выбросов черного углерода ($K_{\text{ЧУ}}$) отражает среднюю массу черного углерода, выделяющегося при определенной деятельности. Одной из наиболее часто используемых единиц для нашего случая – это граммы на килограмм топлива (см. формулу (2)), хотя также можно использовать граммы на километр или другие соответствующие единицы.

$$K_{\text{ЧУ}} = \frac{G}{V}, \quad (2)$$

Из-за важности типа двигателя в выбросах должен быть принят коэффициент выбросов черного углерода, который наилучшим образом

отражает фактические условия, в которых сжигалось топливо.

Предлагаемая методика использует балансовый метод, основанный на расходе топлива. В данном случае термин «топливо» охватывает все источники энергии, включая транспортное топливо и электроэнергию. Данные о топливе наиболее точно представлены по массе (кг), хотя для удобства жидкие виды топлива зачастую измеряются единицами объема (V).

Коэффициент расхода топлива представляет собой показатель эффективности использования топлива и характеризует среднее количество топлива, используемого для перемещения одной тонны груза на один километр при выбранных условиях.

Коэффициент потребления (см. формулу (3)) обычно рассчитывается с учетом количества проведенных грузоперевозок.

Холостой ход судна и обратные перевозки должны быть учтены, чтобы обеспечить полный круговой рейс.

$$K_{p.m.} = \frac{\sum Q_T}{\sum (M_T \times S)}, \quad (3)$$

Если при эксплуатации судна используются различные виды топлива или если для двигателя используется более одного топлива, сведения по расходу каждого вида топлива необходимо рассчитывать отдельно, по крайней мере, до расчета коэффициента выбросов.

Как уже было сказано выше, черный углерод представляет из себя совокупность сильно поглощающих свет частиц углерода, выделяющихся при сжигании органических соединений. В связи с этим для его обнаружения можно пользоваться разными методами измерения, каждый из которых имеет свои потенциальные преимущества и недостатки.

Наиболее распространенный метод поглощения связан с измерением непрозрачности, создаваемой дымом выхлопных газов двигателя, количеством сажевых частиц в фильтре. Однако этот метод требует существенных эмпирических поправок для получения массы уловленного ЧУ, которые довольно тяжело определить.

Более точным методом является метод фотоакустической абсорбционной спектроскопии.

Основанный на фотонике нанометрологический метод с использованием возникающего под воздействием лазера температурного свечения, вероятно, является наиболее фундаментальным методом, предназначенным для измерения размера твердых углеродистых частиц в отработавших газах двигателя и определения их распределения, хотя этот он требует очень тщательной калибровки и сложных условий при применении.

Большинство из этих методов могут применяться для измерения ЧУ в выбросах дизельных двигателей. К сожалению, эти методы показывают различные уровни выбросов ЧУ, не коррелирующие друг с другом при измерении выхлопных газов судового двигателя, несмотря на то, что они могут показать хорошо согласованные

между собой результаты в лабораторных условиях с испытываемыми образцами. Т.о. для измерения и последующего контроля уровня выбросов ЧУ требуется единый метод измерения. Тем не менее, разная степень экономических затрат, простота использования и точность данных приборов объясняют, почему различные организации предпочитают конкретную методику измерения выбросов ЧУ от судовых двигателей.

Использование последовательных методов измерения (например, калибровки, коррекции, температурные профили, разбавление и т.д.) также имеет важное значение. Например, одним из наиболее важных параметров при измерении выбросов выхлопных газов ДВС является разбавление образца. Точность измерения массы частиц улучшается с увеличением разбавления.

Для воспроизводимых измерений требуются коэффициенты разбавления, превышающие требования стандарта ISO-8178-1, в котором определены этапы испытательной нагрузки для измерений выбросов от внедорожных транспортных средств. Кроме того, в нем указывается минимальное разбавление выделяемого выхлопа до отбора проб.

Что касается возможной очистки выхлопных газов, то в качестве самой распространенной технологии может быть применена очистка для снижения выбросов, в частности выбросов газовой фазы SO_x , NO_x с помощью скруббера. Скрубберы могут использовать влажную или сухую физическую очистку или химическую адсорбцию для удаления продуктов сгорания. Удаление частиц возможно, однако скорость удаления по отдельным видам ЗВ неясна. Какова эффективность очистки от частиц ЧУ?

Исследования показывают, что скрубберы эффективны при снижении массы выбросов ЧУ от 25 до 98%. Эти оценки основаны на основе анализа среднего диаметра частиц (PM_{10} , $PM_{2.5}$, PM_{10}). Несмотря на возможность удаления большого количества общей массы частиц сажи, существует неопределенность относительно их эффективности для более мелких частиц ЧУ по следующим причинам:

- выбросы ЧУ могут превышать уровень 4% от всей массы выбрасываемых частиц;

- черный углерод из выхлопных газов судна обычно ассоциируется с частицы, имеющие средний медианный диаметр $\leq 0,2$ мкм;

- эффективность мокрой очистки для ЧУ является малоизученной, потому что такие частицы в выхлопных газах двигателя могут быть гидрофобными или гидрофильными, в зависимости от состояния смешивания и способности воды поглощать совместно выбрасываемые частицы.

Исследования, проведенные в работах [6, 7] показали, что снижение частиц ЧУ для используемого скруббера составило 98% для $PM_{2.5}$; 74% для $PM_{1.5}$; 59% для PM_1 и 45% для $PM_{0.05}$. Учитывая общий массовый диапазон медианного диаметра для ЧУ (0,2 мкм), вероятная эффективность очистки составила приблизительно 45–50%. По результатам этих исследований можно сделать вывод о снижении частиц ЧУ на 55% для дизельного топлива с низким содержанием серы и 70% для дизельного топлива с высоким содержанием серы, что указывает на потенциальное повышение эффективности очистки при использовании высокосернистого топлива. Это может быть объяснено образованием гигроскопичных сульфатов в виде частиц, которые внутренне смешиваются с ЧУ. Т.о., можно сделать вывод о том, скрубберы могут удалять ЧУ из выхлопных газов судовых дизелей на 25–70%, в зависимости от конструкции. Пока еще отсутствуют сведения, показывающие скорость удаления ЧУ скруббером в зависимости от режима работы двигателя, для чего необходимо проводить дополнительные исследования.

В качестве итогов можно предложить следующие рекомендации по снижению количества выбросов черного углерода и контролю за ними:

введение запрета на использование тяжелых видов топлив, как минимум в зонах с повышенной экологической чувствительностью (северные регионы), переход на дистиллятное топливо;
увеличение количества постов контроля за выбросами ЧУ, особенно в прибрежной зоне;
введение международного стандарта на выбросы черного углерода;
ограничение эксплуатации старых судов;
эксплуатация береговой энергетической инфраструктуры с целью минимизации использования судовых ДВС в прибрежной зоне.

Литература

1. Методы измерения черного углерода и коэффициенты выбросов с судов. Международный совет по грузовым перевозкам. 2015. https://www.researchgate.net/publication/323753461_Black_Carbon_from_Ship_Emissions_A_Review_of_its.
2. Бонд Т., Дохерти С., Фэхеј Д., Зендер К. Ограничение роли черного углерода в климатической системе: научная оценка: Геофизические ресурсы атмосферы. 2013, №118, стр. 5380-5552.
3. Дрягина Д.Р., Никонова Р.А., Черкаев Г.В., Чихонадских Е.А. Воздействие выбросов черного углерода на окружающую среду и пути их сокращения. Материалы 7-й Всероссийской межотраслевой НТК «Актуальные проблемы морской энергетики». СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2018. С. 477 - 480.
4. Лэкс Д., Корбетт Дж. Черный углерод с судов: обзор влияния скорости судна, качества топлива и очистки выхлопных газов. Атмосферная физика и химия. №12, стр. 3985-4000. 2012.
5. Мартин-Моралес, М. Лем Д. Мацео Д. Полициклические ароматические углеводороды: загрязнение, воздействие на здоровье и химия. Нью-Йорк, Изд-во Nova Science Publishers, 361 стр., , 2009.
6. Ристимаки Дж., Хеллем Дж., Лаппи М. Химическая и физическая характеристика твердых частиц выхлопных газов из судового среднеоборотного дизельного двигателя, Конгресс CIMAC, Берген, Норвегия, 2010.
7. Лэкс Д., Корбетт Дж. и др.: Выбросы твердых частиц при грузоперевозках. Химические, физические и оптические свойства, J. Geophys. Res., №114, D00F04, т.10.1029/2008/JD011300, 2009.

References

1. Black Carbon Measurement Methods and Emission Factors from Ships. International Council on Clean Transportation. 2015. [https:// www.researchgate.net /publication/ 323753461 Black_ Carbon_ from_ Ship_ Emissions _ A_ Review_ of_ its](https://www.researchgate.net/publication/323753461_Black_Carbon_from_Ship_Emissions_A_Review_of_its).
2. Bond, T.C.; Doherty; S.J.; Fahey, D.W.; Zender C.S. Ограничение роли черного углерода в климатической системе: научная оценка: J. Geophys. Res. Atmos. 2013, №118, p.p. 5380-5552.
3. Dryagina D.R., Nikonova R.A., Cherkaev G.V., Chikhonadskikh E.A. Impact of emissions of black carbon on the environment and ways of their reduction. Materials of the 7th Russian Interdisciplinary Scientific and Technical Conference "Actual Problems of Marine Energy". SPb: Publishing house of SPbGMTU, 2018.P. 477 - 480.
4. Lack D. A., Corbett J. J. Black carbon from ships: a review of the effects of ship speed, fuel quality and exhaust gas scrubbing. Atmos. Chem. Phys., №12, p.p. 3985–4000, 2012. www.atmos-chem-phys.net/12/3985/2012/doi:10.5194/acp-12-3985-2012.
5. Marin-Morales, M. A., Leme, D. M., and Mazzeo, D. E. C.: Polycyclic Aromatic Hydrocarbons: Pollution, Health Effects and Chemistry, edited by: Haines, P. A. and Hendrickson, M. D., Nova Science Publishers, 361 pp., New York, USA, 2009.
6. Ristimaki, J., Hellem, G., and Lappi, M.: Chemical and Physical Characterization of Exhaust Particulate Matter from a Marine Medium Speed Diesel Engine, CIMAC Congress, Bergen, Norway, 2010.
7. Lack, D. A., Corbett, J. J., Onasch, T. B., Lerner, B., Massoli, P., Quinn, P. K., Bates, T. S., Covert, D., Coffman, D. J., Sierau, B., et al.: Particulate Emissions from Commercial Shipping. Chemical, Physical and Optical Properties, J. Geophys. Res., 114, D00F04, doi:10.1029/2008/JD011300, 2009.

УДК 62-713.5, 621.039.534...23

РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ПАРОВОДЯНОГО СТРУЙНОГО АППАРАТА ПРИ ДОПОЛНИТЕЛЬНОМ ПОДВОДЕ ВОДЫ В КАМЕРУ СМЕШЕНИЯ

Екатерина Сергеевна Игнатьева

студент

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3

e-mail: kate.ignateva98@mail.ru

Вячеслав Вячеславович Кожемякин

доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой судовой ядерной и водородной энергетики

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3

e-mail: kogh2012@yandex.ru

Аннотация

Работа посвящена расчетно-теоретическому исследованию работы пароводяного струйного аппарата при дополнительном подводе воды в камеру смешения. В работе рассмотрен струйный аппарат, который применяется в качестве средства циркуляции теплоносителя первого контура. Подвод дополнительного потока осуществляется на цилиндрическом участке камеры смешения через кольцевую щель с внезапным расширением сечения.

Для достижения поставленной цели разработана математическая модель струйного аппарата с кольцевой щелью.

Было установлено, что критическое истечение устанавливается либо на цилиндрическом участке камеры смешения до кольцевой щели (при небольшом расходе через щель), либо на цилиндрическом участке камеры смешения после кольцевой щели. Граница перехода с одного цилиндрического участка на другой зависит от параметров дополнительного подвода воды.

В частности, уменьшение температуры дополнительного подвода воды и увеличение площади кольцевой щели приводит к сдвигу границы в сторону большего расхода через щель.

Ключевые слова: пароводяной струйный аппарат, математическая модель, расчетно-теоретическое исследование.

COMPUTATIONAL AND THEORETICAL RESEARCH WORK STEAM-WATER JET APPARATUS WITH ADDITIONAL WATER INLET TO THE MIXING CHAMBER

Ekaterina S. Ignateva

Student

State marine technical university of St. Petersburg

Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation

e-mail: kate.ignateva98@mail.ru

Vyacheslav V. Kozhemyakin

Dr.Sci.Tech., associate professor

The head of the department of ship nuclear and hydrogen energetics

State marine technical university of St. Petersburg

Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation

e-mail: kogh2012@yandex.ru

Abstract

The paper is devoted to a computational and theoretical research of the operation of the steam-water jet pump at an additional supply of water in the mixing camera. In the paper, the jet pump which is used as a means of circulation of the heat carrier of the first circuit is studied. The supply of an additional flow is carried out within a cylindrical section of the mixing camera through a ring slot with a sudden expansion of the section.

To achieve the goal, the mathematical model of the jet device with a ring slot is developed.

It was established that the critical outflow occurs in the cylindrical section of the mixing camera either before the ring slot (at a small expense through a slot), or after the ring slot. The border of transition from one cylindrical section to the other depends on the parameters of the additional supply of water.

In particular, the decrease of the temperature of the additional supply of water and the increase in the area of the ring slot leads to a shift of the border towards a bigger expense through the slot.

Key word: steam-water jet pump, mathematical model, computational and theoretical research.

Введение и постановка задачи исследования

В основе моноблочных паропроизводящих агрегатов (ППА) типа «Бета» лежит идея использования пароводяных струйных аппаратов (ПВСА) в качестве средств циркуляции теплоносителя первого контура. Для таких ППА был создан ПВСА с высокими коэффициентами инжекции и срывным напором. Для того чтобы ПВСА запустился и стал работать как насос через него необходимо обеспечить определенный расход теплоносителя [1]. В ППА типа «Бета» это делается с помощью естественной циркуляции или перемычек. Использование перемычек между цилиндрическими участками камер смешения для запуска ПВСА предложено в [2]. Запуск ПВСА с помощью перемычек подтвержден экспериментально [3,4].

При использовании перемычки в камеру смешения работающего ПВСА поступает дополнительный поток воды. Физическая картина процессов, происходящих при этом в ПВСА, была получена в результате проведения большого количества исследований и экспериментов.

Однако в настоящее время отсутствует математическая модель работы ПВСА с перемычкой, которая отражала бы физические процессы, и на основе которой можно было бы дать обоснованные рекомендации по конструктивному исполнению перемычек.

В работе [5] исследована параллельная работа и запуск ПВСА. Автор этой работы, в частности, рассмотрел три варианта соединения перемычки с цилиндрическим участком камеры смешения ПВСА:

- подвод дополнительного потока через отверстия;
- подвод дополнительного потока через кольцевые щели;
- подвод дополнительного потока через кольцевые щели с внезапным расширением сечения.

Автор работы [5] на основе анализа уравнения сохранения импульса считает наиболее целесообразным последний вариант соединения (рисунок 1).

Автор в частности установил, что подвод воды через сверление в цилиндрической части не обеспечивает надежный запуск ПВСА.

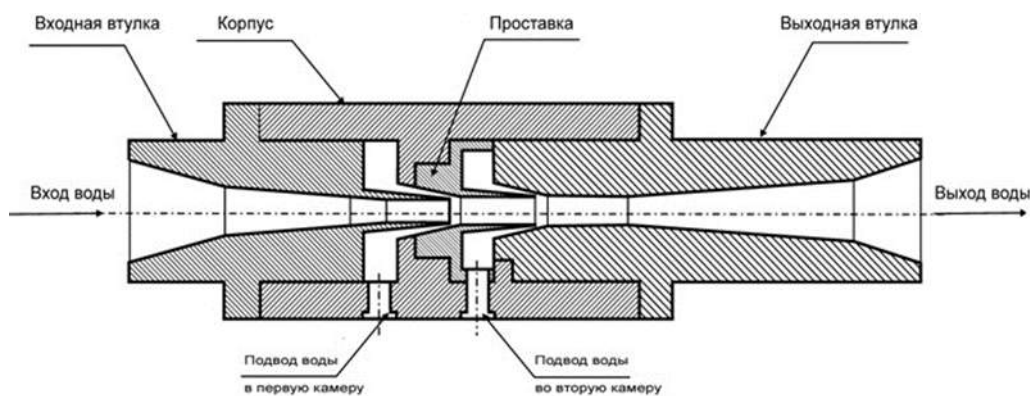


Рис. 1. ПВСА с подводом дополнительного потока через кольцевые щели с внезапным расширением [5]

Целью этой работы является разработка математической модели работы ПВСА с перемычкой, которая описывала бы физические процессы, происходящие в ПВСА при дополнительном подводе воды в камеру смешения, и исследование работы ПВСА при дополнительном подводе воды.

1. Математическая модель камеры смешения с дополнительным подводом воды

На первом этапе была рассмотрена цилиндрическая камера смешения ПВСА с одной кольцевой щелью (рисунок 2). В общем случае диаметры цилиндрических участков до и после кольцевой щели не равны.

Водяное и паровое сопла, конфузор и цилиндрический участок до кольцевой щели будем называть первым инжектором.

В цилиндрическом участке камеры смешения до перемычки движется неравновесный двухфазный поток, параметры которого определяются параметрами воды (расход $G_{в1}$ и энтальпия $i_{в1}$) и пара (расход $G_{п1}$ и энтальпия $i_{п1}$) на входе в инжектор.

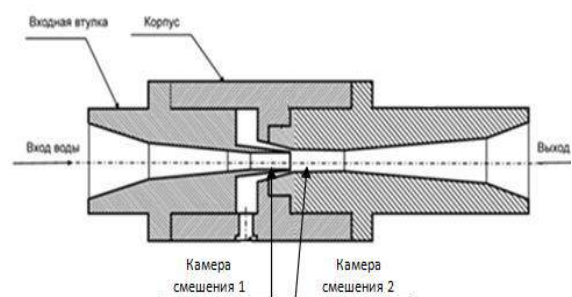


Рис. 2. Исследуемая проточная часть

Из перемычки в камеру смешения поступает вода с параметрами: расход $G_{пер}$ и энтальпия $i_{пер}$. В камере смешения происходит перемешивание воды из перемычки с основным потоком, и в цилиндрическом участке камеры смешения за перемычкой также движется неравновесный двухфазный поток. Можно считать, что это цилиндрический участок некоторого инжектора с параметрами на входе $G_{в2}$, $i_{в2}$, $G_{п2}$, $i_{п2}$. Будем называть вторым инжектором.

Можно также принять, что

$$G_{n2} = G_{n1}, \quad (1)$$

$$G_{\delta 2} = G_{\delta 1} + G_{nep}, \quad (2)$$

$$i_{n2} = i_{n1}, \quad (3)$$

$$i_{\delta 2} = \frac{G_{\delta 1} i_{\delta 1} + G_{nep} i_{nep}}{G_{\delta 2}}. \quad (4)$$

Действительные расходы и энтальпии в цилиндрических участках до и после перемычки будут равны

$$G_{cmi} = G_{ni} + G_{\delta i}, \quad (5)$$

$$i_{cmi} = \frac{G_{ni} i_{ni} + G_{\delta i} i_{\delta i}}{G_{cmi}}. \quad (6)$$

Расходы при критическом истечении в цилиндрических участках до и после перемычки определяются уравнениями

$$\frac{G_{uni}}{f_{kci}} = 1414A \frac{(1+u_i)}{u_i + \sqrt{\frac{v''}{v'}}} \times \sqrt{\frac{p_e}{v_{\delta i}} \left[1 - \left(\frac{273+z \cdot t_{\delta i} + (1-z) \cdot t_{cmi}}{273+t'} \right)^{\frac{n}{n-1}} \right]}, \quad (7)$$

где f_{kci} – площадь поперечного сечения цилиндрического участка, м²; u_i – коэффициент инжекции ПВСА, равный отношению расхода воды к расходу пара; p_e – давление воды на входе в ПВСА, МПа; $v_{\delta i}$ – удельный объем воды на входе в ПВСА, м³/кг; n – показатель политропы; A, z – эмпирические коэффициенты.

Действительные расходы в цилиндрических участках не могут быть больше критических, т.е.

$$G_{cmi} \leq G_{uni}.$$

Коэффициент инжекции первого инжектора определяется уравнением

$$u_1 = a \sqrt{\frac{v''}{v'}}, \quad (8)$$

где a – отношение площадей сечения срезов водяного и парового сопел.

Коэффициент инжекции второго инжектора определяется уравнением

$$u_2 = u_1 \left(1 + \frac{G_{nep}}{G_{\delta 1}} \right). \quad (9)$$

2. Расчетно-теоретическое исследование влияния дополнительного подвода воды

На рисунке 3 представлена зависимость критических и действительных расходов от отношения $\frac{G_{nep}}{G_{\delta 1}}$ для базового варианта со следующими исходными данными:

- отношение площадей сечения срезов водяного и парового сопел $a = 4$;
- давление $p_e = 7$ МПа;
- температура воды на входе в первый ПВСА $t_{\delta 1} = 265$ °С;
- температура воды из перемычки $t_{\delta 2} = 275$ °С;

– отношение площади щели к площади КС

$$\frac{f_{кс2}}{f_{кс1}} = 1,1.$$

$$\frac{G}{f_{кс1}}, 10^3 \frac{кг}{с \cdot м^2}$$

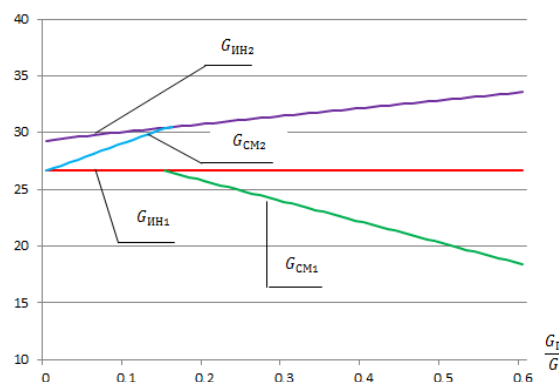


Рис. 3 Зависимость критических и действительных расходов первого и второго инжекторов от относительного расхода.

Критический расход через первую цилиндрическую камеру $G_{ин1}$ не зависит от расхода через перемычку G_{nep} . Критический расход через вторую цилиндрическую камеру $G_{ин2}$ растет с увеличением расхода через перемычку G_{nep} , что связано с увеличением коэффициента инжекции второго инжектора.

При небольшом расходе через перемычку первая цилиндрическая камера работает на критическом расходе $G_{ин1}$, а действительный расход через вторую цилиндрическую камеру $G_{см2}$ меньше критического.

При определенном значении расхода через перемычку G_{nep} действительный расход через вторую цилиндрическую камеру $G_{см2}$ достигает критического расхода $G_{ин2}$.

При дальнейшем увеличении отношения $\frac{G_{nep}}{G_{\delta 1}}$

вторая цилиндрическая камера работает на критическом расходе, а действительный расход через первую цилиндрическую камеру становится меньше критического.

На рисунке 4 представлена зависимость расходов при отношении площадей сечения срезов водяного и парового сопел $a = 4$.

Как видно из рисунка 4, с понижением отношения площадей сечения срезов водяного и парового сопел критические и действительные расходы меньше по сравнению с базовым вариантом, а граница перехода критического истечения с первой камеры на вторую смещается вправо, в сторону большего дополнительного подвода воды.

На рисунке 5 представлена зависимость расходов при снижении температуры на входе во второй ПВСА. При снижении температуры дополнительного подвода воды рост критического расхода второго инжектора происходит быстрее, чем в базовом варианте, граница перехода истечения с первой камеры на вторую сдвигается

вправо, в сторону увеличения дополнительного подвода воды.

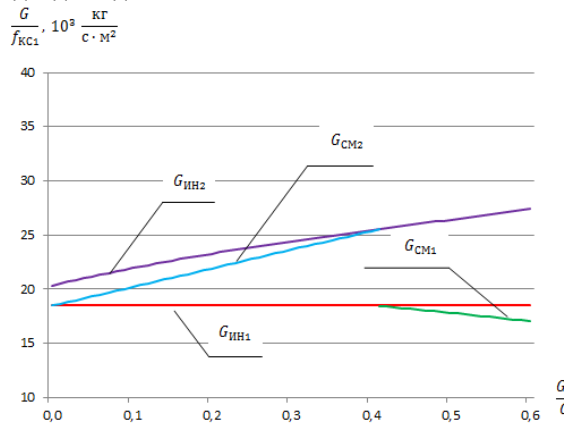


Рис. 4 Зависимость критических и действительных расходов первого и второго инжекторов от относительного расхода при $\alpha = 3$

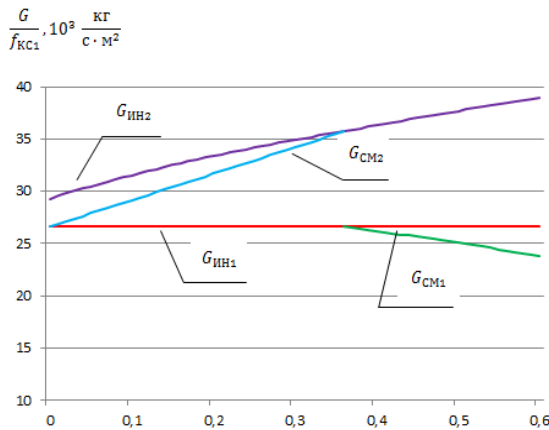


Рис. 5 Зависимость критических и действительных расходов первого и второго инжекторов от относительного расхода при $t_{B2} = 265^\circ\text{C}$

На рисунке 6 представлена зависимость критических и действительных расходов первого и второго инжекторов от относительного расхода при уменьшении отношения площади щели к площади КС в 2 раза.

Из рисунка 6 видно, что величина критических и действительных расходов в сравнении с базовым вариантом практически неизменна, граница перехода критического истечения с первой камеры

на вторую сдвигается влево, в сторону уменьшения дополнительного подвода воды.

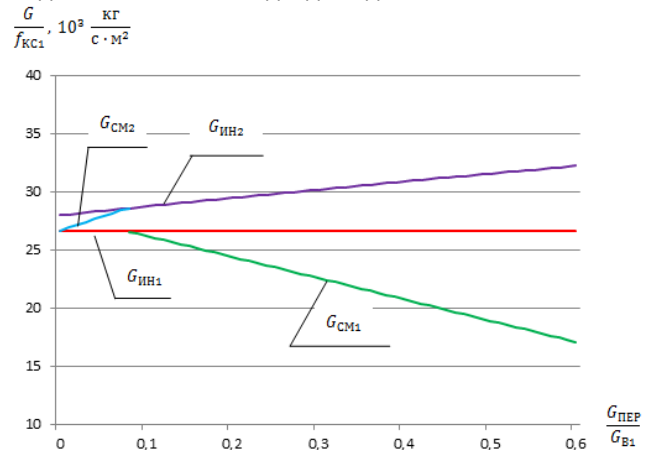


Рис. 6 Зависимость критических и действительных расходов первого и второго инжекторов от относительного расхода при $\frac{f_{KC2}}{f_{KC1}} = 0,05$

В зависимости от набора режимных параметров дальнейшее уменьшение отношения площади щели к площади КС может привести к исчезновению зоны работы первого ПВСА.

Заключение

Была создана математическая модель камеры смешения ПВСА с одним дополнительным подводом воды. На основе данной математической модели разработаны алгоритм и программа для ЭВМ, выполнены расчетно-теоретические исследования.

На основании работы установлено следующее: по мере увеличения расхода дополнительного подвода воды критическое истечение устанавливается сначала в проточной части до дополнительного подвода, а затем в проточной части после дополнительного подвода воды.

Граница перехода критического истечения с первой КС на вторую зависит от режимных и конструктивных параметров. При понижении отношения площадей сечения водяного и парового сопел, а также уменьшении температуры воды, подводимой во второе сопло, граница перехода сдвигается вправо, в сторону увеличения дополнительного подвода воды. При уменьшении отношения площади щели к площади КС граница перехода сдвигается влево, в сторону уменьшения дополнительного подвода воды.

Литература

1. Шаманов Н.П., Шаманов Д.Н., Андреев А.Г. Особенности запуска струйного аппарата в первом контуре ядерной паропроизводящей установки. Морской вестник, 2011, № 2 (38), с. 49-51.
2. Кожемякин В.В., Шаманов Н.П. Система запуска струйных аппаратов. Патент на изобретение № 2317451. Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам Российской Федерации, 2006.
3. Шаманов Н.П., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Соломянский В.Б., Алексеенко И.М. Полунатурный стенд для экспериментальных исследований судового ядерного моноблочного паропроизводящего агрегата «Бета». Морской вестник, 2011, № 2 (38), с. 47-48.
4. Шаманов Н.П., Кожемякин В.В., Шаманов Д.Н., Соломянский В.Б., Андреев А.Г., Коршунов А.И. Экспериментальные исследования на полунатурном стенде судового ядерного моноблочного

паропроизводящего агрегата «Бета-К» на Приморской учебно-научной базе СПбГМТУ. Морские интеллектуальные технологии, 2011, № 4, с. 21-28.

5. Андреев А.Г. Исследование параллельной работы пароводяных струйных аппаратов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, СПбГМТУ, 2012.

References

1. Shamanov N.P., Shamanov D.N., Andreev A. G. (2011). Osobennosti zapuska strujnogo apparata v pervom konture yadernoj paroproizvodyashchej ustanovki. Morskoj vestnik, 2, pp. 49-51.
2. Kozhemyakin V.V., Shamanov N.P.. Sistema zapuska strujnykh apparatov. Patent na izobrenenie 2317451. Federal'naya sluzhba po intelektual'noj sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam RF, 2006.
3. Shamanov N.P., Kozhemyakin V.V., Shamanov D.N., Solomyanskij V.B. Alekseenko I. M. (2011). Polunatornyj stend dlya eksperemental'nykh issledovanij sudovogo yadernogo monoblochnogo paroproizvodyashchego agregata "Beta". Morskoj vestnik, 2(38), pp. 47-48.
4. Shamanov N.P., Kozhemyakin V.V., Shamanov D.N., Solomyanskij V.B., Andreev A.G., Korshunov A.I. (2011). Eksperemental'nye issledovaniya na polunatornom stende sudovogo yadernogo monoblochnogo paroproizvodyashchego agregata "Beta-K" na Primorskoj учебно-научной базе SPbGMTU. Morskie intelektual'nye tekhnologii, 4, pp.21-28.
5. Andreev A.G. Issledovanie parallel'noj raboty parovodyanykh strujnykh apparatov. Dissertatsiya na soiskanie uchenoj stepeni kandidata technicheskich nauk, SPbGMTU, 2012.

ФИЗИЧЕСКИЕ ПОЛЯ КОРАБЛЯ, ОКЕАНА, АТМОСФЕРЫ И ИХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ

УДК 541.13

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ЭЛЕКТРООСМОТИЧЕСКОГО ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ ЧЕРЕЗ ПОРИСТЫЕ МЕМБРАНЫ

Борис Пинкусович Шарфарец

доктор физико-математических наук, старший научный сотрудник, главный научный сотрудник
Федеральное государственное бюджетное учреждение науки «Институт аналитического
приборостроения Российской академии наук» (ИАП РАН)
190103, Санкт-Петербург, Рижский пр., 26
e-mail: sharb@mail.ru

Фёдор Фёдорович Легуша

доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры физики
Санкт-Петербургского государственного морского технического университета
190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3
e-mail: legusha@smtu.ru

Анатолий Николаевич Жуков

доктор химических наук, профессор, профессор химического института
Санкт-Петербургского государственного университета
199034, Санкт-Петербург, Университетская наб., 7-9
e-mail: zhuk@az1038.spb.edu

Аннотация

Рассматривается физическая модель стационарного электроосмотического движения жидкости в замкнутой сферической оболочке, внутри которой помещена дисковая мембрана с поперечными цилиндрическими порами, заполненными жидкостью. К граням мембраны посредством пористых электродов приложено постоянное электрическое поле. В качестве математической модели используется система уравнений Навье-Стокса для стационарного электроосмотического течения вязкой несжимаемой жидкости внутри замкнутой твердой сферической оболочки под действием внешнего постоянного электрического поля. Рассматривается упрощенная нелинейная система уравнений Навье-Стокса для случая стационарного движения несжимаемой вязкой жидкости при условии постоянства давления жидкости. Эта система уравнений приводится к безразмерному виду. При процедуре приведения уравнений к безразмерному виду реальная скорость жидкости нормировалась относительно скорости электроосмотического скольжения, определяемой по формуле Гельмгольца-Смолуховского. В результате анализа полученной системы показано, что в рассматриваемом случае кроме стандартного критерия подобия в виде числа Рейнольдса появляется еще один критерий подобия, обусловленный электроосмотической природой течения жидкости. Полученная безразмерная система уравнений содержит кроме критериев подобия еще и функции от безразмерных аргументов, описывающие поведение электрического потенциала в двойном электрическом слое. Безразмерная система уравнений движения жидкости может быть использована в случаях оболочек и мембран произвольной формы, а также жидкостей с различной физико-химической природой при проектировании и изготовлении электроакустических преобразователей, в которых используется явление электроосмоса. Полученные результаты позволяют на моделях оптимизировать устройство рассматриваемых электроакустических преобразователей, работающих на использовании электрокинетических явлений.

Ключевые слова: электроакустические преобразователи, электроосмос, уравнение Навье-Стокса в безразмерном виде, критерии подобия, оптимизация устройства преобразователя.

APPLICATION OF THE THEORY OF SIMILARITY TO DESCRIBE THE ELECTROOSMOTIC FLOW OF LIQUIDS THROUGH POROUS MEMBRANES

Boris P. Sharfarets

The Chief Researcher, Dr.Sci. Phys.and Math.,
Institute for Analytical Instrumentation of the Russian Academy of Sciences,
IAI RAS, Rizhsky pr., 26, St. Petersburg, 190103, Russia,
e-mail: bshar@yandex.ru

Fedor F. Legusha

the professor, Dr. Sci.Phys.-Math., the professor of department of physics,
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya Str., 24, St. Petersburg 190121, Russian Federation

e-mail: legusha@smtu.ru
Anatoliy N. Zhukov
 the professor, Dr. Sci.Chem., the professor of chemical institute,
 Saint-Petersburg State University
 Universitetskaya Emb., 7-9, St. Petersburg 199034, Russian Federation
 e-mail: zhuk@az1038.spb.edu

Abstract

A physical model of the stationary electroosmotic fluid motion in a closed spherical shell is considered, inside of which a disk membrane with transverse cylindrical pores filled with liquid is placed. A constant electric field is applied to the faces of the membrane by means of porous electrodes. As a mathematical model, the Navier-Stokes system of equations for the stationary electroosmotic flow of a viscous incompressible fluid inside a closed solid spherical shell under the influence of an external constant electric field is used. A simplified nonlinear system of Navier-Stokes equations is considered for the case of stationary motion of an incompressible viscous fluid under the condition of constant fluid pressure. This system of equations is reduced to a dimensionless form. During the procedure of reducing the equations to a dimensionless form, the real fluid velocity was normalized relative to the electroosmotic sliding velocity determined by the Helmholtz-Smoluchowski formula. As a result of the analysis of the obtained system, it was shown that in the case under consideration, in addition to the standard similarity criterion in the form of the Reynolds number, one more similarity criterion arises due to the electroosmotic nature of the fluid flow. The obtained dimensionless system of equations contains, in addition to similarity criteria, also functions of dimensionless arguments that describe the behavior of the electric potential in a double electric layer. The dimensionless system of equations of fluid motion can be used in cases of shells and membranes of arbitrary shape, as well as liquids with different physicochemical nature in the design and manufacture of electro-acoustic transducers that use the phenomenon of electroosmosis. The results obtained make it possible to optimize the design of the considered electroacoustic transducers operating on the use of electrokinetic phenomena on models.

Keywords: electroacoustic transducers, electroosmosis, Navier-Stokes equations in dimensionless form, similarity criteria, converter structure optimization.

Введение

В работах [1-4] и ряде других работ авторов изучаются теоретические и прикладные вопросы обоснования устройства электроакустического преобразователя нового типа, основанного на использовании электрокинетических явлений. К ряду этих вопросов относится и изучение свойств электроосмотического течения жидкости в замкнутом объеме, внутри которого и производится электроакустическое преобразование. Это вызвано особенностями протекания электрокинетических процессов в различных жидкостях и необходимостью изоляции триады, задействованной в электрокинетическом преобразовании (электроды, пористая мембрана и рабочая жидкость), от окружающей среды, которой обычно является вода (см. [5]). Электроосмотическое течение в случае замкнутого объема с необходимостью оказывается вихревым и требует своего специального изучения в целях оптимизации устройства подобного преобразователя. В данной работе для этого привлекаются методы теории подобия, позволяющие существенно сократить вычислительные затраты.

1. Постановка проблемы

В качестве замкнутого объема рассматривается твердая сферическая оболочка радиусом R . Рабочая жидкость находится внутри оболочки. Пусть, далее, внутри сферы расположена дисковая пористая мембрана, радиусом $r = \alpha R$, $\alpha < 1$ и толщиной $h = \beta R$, $\beta \ll \alpha$. К боковым плоскостям мембраны приложено постоянное электрическое поле с напряженностью \mathbf{E} , а центры сферы и

диска мембраны совпадают. Кроме того, характер пористости в мембране представляет собой однородно расположенные нормально к боковым поверхностям диска мембраны цилиндрические капилляры, радиусом a и длиной h , равной толщине мембраны ($a = \gamma R$, $\gamma \ll \alpha, \beta$). Необходимо, привлекая методы теории подобия, перейти к безразмерным уравнениям, описывающим течение вязкой несжимаемой жидкости внутри сферической оболочки, позволяющим, в конечном итоге, оптимизировать модель преобразователя с точки зрения минимизации диссипативных потерь, вызванных вязкостью жидкости и наличием условия прилипания жидкости на границе раздела жидкости и оболочки.

2. Решение задачи

Согласно, например, [6, с. 13], [7, с. 141] уравнение Навье-Стокса для несжимаемой жидкости записывается в виде

$$\rho \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \rho (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = -\nabla p + \eta \Delta \mathbf{v} + \rho_{el} \mathbf{E}, \quad \nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (1)$$

Здесь $\rho = const$ - плотность жидкости; \mathbf{V} - скорость потока; p - давление в жидкости; η - динамическая вязкость. Член $\rho_{el} \mathbf{E}$ характеризует электрическую силу, действующую на единицу объема жидкости в капилляре с объемной плотностью электрического заряда ρ_{el} . Поскольку в настоящей работе рассматривается электроосмотическое течение, то в качестве ρ_{el} рассматривается распределение плотности электрического заряда в двойном электрическом слое (ДЭС) в жидкости в окрестности границы

раздела твердой и жидкой фаз. При условии, что вектор напряженности постоянен $\mathbf{E} = \text{const}$, инерционный член $\rho \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t}$ в (1) может быть опущен. Кроме того, полагая $\nabla p = 0$ и деля обе части уравнения на плотность жидкости ρ , получаем из (1)

$$(\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = \nu \Delta \mathbf{v} + \frac{\rho_{el}}{\rho} \mathbf{E}, \quad \nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (2)$$

Здесь $\nu = \eta/\rho$ - кинематическая вязкость.

Далее, следуя [6, § 2], приведем задачу (2) к безразмерному виду, позволяющему применять теорию подобия. Для этого воспользуемся в качестве постоянной характерной скорости жидкости U_{eo} , которая в силу выбранной геометрии задачи одинакова во всех капиллярах задачи и равна [7, с. 159], [8, с. 218]

$$U_{eo} = \frac{\varepsilon \varepsilon_0 \zeta}{\eta} E, \quad (3)$$

где ε_0 - электрическая постоянная; ε - относительная диэлектрическая проницаемость среды; ζ - электрокинетический потенциал (дзета-потенциал), см., например, [3]; E - модуль вектора \mathbf{E} .

Выражаем скорость в безразмерном виде $\mathbf{V} = \frac{\mathbf{v}}{U_{eo}}$. Все линейные размеры также представляем в безразмерном виде, нормируя их на радиус сферы R . Тогда уравнения (2) приводятся к виду

$$\frac{U_{eo}^2}{R} (\mathbf{V} \cdot \nabla) \mathbf{V} = \frac{\nu U_{eo}}{R^2} \Delta \mathbf{V} + \frac{\rho_{el}}{\rho} \mathbf{E}, \quad \nabla \cdot \mathbf{V} = 0,$$

или

$$(\mathbf{V} \cdot \nabla) \mathbf{V} = \frac{1}{\text{Re}_{eo}} \Delta \mathbf{V} + \frac{R \rho_{el}}{U_{eo}^2 \rho} \mathbf{E}, \quad \nabla \cdot \mathbf{V} = 0. \quad (4)$$

Здесь $\text{Re}_{eo} = \frac{R U_{eo}}{\nu}$ - безразмерное число

Рейнольдса для электроосмотического течения в капиллярах.

Как видно из (4), первые два члена в модифицированном уравнении Навье-Стокса являются безразмерными. Очевидно,

безразмерным является и третий член $\frac{R \rho_{el}}{U_{eo}^2 \rho} \mathbf{E}$,

полученный элементарными преобразованиями исходного уравнения, в котором изначально все члены были в одной размерности. Преобразуем его, учитывая выражение (3)

$$\frac{R \rho_{el}}{U_{eo}^2 \rho} \mathbf{E} = \frac{R \rho_{el}}{U_{eo}^2 \rho} E \mathbf{e} = \frac{R \rho_{el} \eta^2}{(\varepsilon \varepsilon_0 \zeta)^2 E \rho} \mathbf{e}.$$

Здесь \mathbf{e} - единичный вектор, задающий направление вектора \mathbf{E} . Учитывая последнее преобразование третьего члена в (4), переписываем это выражение в виде

$$(\mathbf{V} \cdot \nabla) \mathbf{V} = \frac{1}{\text{Re}_{eo}} \Delta \mathbf{V} + \frac{R \rho_{el} \eta^2}{\rho (\varepsilon \varepsilon_0 \zeta)^2} \frac{1}{E} \mathbf{e}, \quad \nabla \cdot \mathbf{V} = 0, \quad (5)$$

где присутствуют все параметры задачи.

Система (5) является безразмерной. Рассмотрим безразмерный коэффициент

$\frac{R \rho_{el} \eta^2}{\rho (\varepsilon \varepsilon_0 \zeta)^2} \frac{1}{E}$ в третьем члене уравнения (5). Все

составляющие этого коэффициента кроме функции пространственных координат ρ_{el} являются константами. Упростим этот коэффициент в некоторых частных случаях, подставив вместо функции ρ_{el} ее известные выражения (см., например, [7]) в приближении Дебая-Хюккеля [7, с. 147], где Z - валентность иона; e - заряд протона; k_B - постоянная Больцмана; T - абсолютная температура жидкости. Так, для плоской границы раздела жидкой и твердой фаз справедливо выражение [7, с. 148]

$$\rho_{el}(r) = -\frac{\varepsilon \varepsilon_0 \zeta}{\lambda_D^2} \exp\left(-\frac{z}{\lambda_D}\right), \quad z \geq 0. \quad (6)$$

Здесь $z = 0$ - граница раздела фаз, жидкая фаза находится в полупространстве $z \geq 0$.

Для случая, когда жидкая фаза находится в слое $-\frac{H}{2} \leq z \leq \frac{H}{2}$ толщиной H между твердыми

фазами, для ρ_{el} справедливо следующее выражение [7, с. 148]

$$\rho_{el}(r) = -\frac{\varepsilon \varepsilon_0 \zeta}{\lambda_D^2} \frac{\text{ch}\left(\frac{z}{\lambda_D}\right)}{\text{ch}\left(\frac{H}{2\lambda_D}\right)}, \quad -\frac{H}{2} \leq z \leq \frac{H}{2}. \quad (7)$$

Для случая цилиндрического капилляра радиусом a , наполненного жидкостью [7, с. 149]

$$\rho_{el}(r) = -\frac{\varepsilon \varepsilon_0 \zeta}{\lambda_D^2} \frac{I_0(r/\lambda_D)}{I_0(a/\lambda_D)}, \quad r \in [0, a). \quad (8)$$

Здесь в (6)-(8) фигурирует параметр λ_D , имеющий размерность длины, называемый длиной Дебая [7,

с. 147], [8, с. 97]: $\lambda_D = \sqrt{\frac{\varepsilon \varepsilon_0 k_B T}{2(Ze)^2 c_0}}$, где c_0 -

равновесная концентрация электролита в растворе.

Как видно из (6)-(8), распределение заряда ρ_{el} в ДЭС для различных случаев равно произведению размерного множителя $\frac{\varepsilon \varepsilon_0 \zeta}{\lambda_D^2}$ и некоторой функции безразмерного параметра; в случае плоской границы это $\exp(-z/\lambda_D)$, похожая функция в случае плоского жидкого слоя (7), в случае цилиндрического капилляра это $I_0(r/\lambda_D)/I_0(a/\lambda_D)$. Это означает, что

безразмерная функция $\frac{R\rho_e\eta^2}{\rho(\varepsilon\varepsilon_0\zeta)^2} \frac{1}{E}$ в (5) может

быть записана в виде произведения постоянного безразмерного числа, умноженного на некоторую безразмерную функцию $f(\chi)$, зависящую от формы границы раздела фаз

$$\frac{R\rho_e\eta^2}{\rho(\varepsilon\varepsilon_0\zeta)^2} \frac{1}{E} = \frac{R\eta^2}{\rho(\varepsilon\varepsilon_0\zeta)^2} \frac{1}{\lambda_D^2} f(\chi) = \frac{R\eta^2}{\rho\varepsilon\varepsilon_0\zeta} \frac{1}{E\lambda_D^2} f(\chi).$$

Таким образом, на примере этих частных случаев найден безразмерный параметр

$$S = \frac{\rho\varepsilon\varepsilon_0\lambda_D^2\zeta}{R\eta^2} E, \quad (9)$$

который уместно принять в качестве критерия подобия для задач подобного рода. Тогда в случае произвольной границы раздела фаз пористой структуры мембрана - жидкость система (5) может быть переписана в наиболее простом безразмерном виде

$$(\mathbf{V} \cdot \nabla) \mathbf{V} = \frac{1}{\text{Re}_{e0}} \Delta \mathbf{V} + \frac{1}{Sf(\chi)} \mathbf{e}, \quad \nabla \cdot \mathbf{V} = 0, \quad (10)$$

в силу того, что коэффициент $\frac{1}{Sf(\chi)}$, как показано

выше, безразмерен, а также безразмерен коэффициент S , следовательно, безразмерна и функция безразмерных координат $f(\chi)$, которая определяется индивидуально для каждой пористой структуры.

Следуя [6, с. 18], отметим, что условие геометрического подобия, тождественности граничных условий при одинаковости чисел Рейнольдса Re_{e0} и критерия подобия S является условием подобия двух течений. Геометрическое подобие означает сохранение неизменности величин $\alpha = r/R$ (относительный радиус диска), $\beta = h/R$ (относительную толщину диска) и $\gamma = a/R$ (относительный радиус капилляра), а также подобие геометрий пористой структуры. Для упрощения задача может быть решена для простейших пористых структур, например, для описанной выше мембраны, в которой однородно присутствуют поры в виде цилиндрических капилляров.

3. Анализ критерия подобия

Проанализируем коротко критерий подобия (9). Эта величина пропорциональна квадрату длины

Дебая и обратно пропорциональна квадрату динамической вязкости η и линейно зависит от плотности жидкости ρ , относительной диэлектрической проницаемости ε , ζ - потенциала и амплитуды вектора электрической напряженности E , а также обратно пропорциональна радиусу сферической оболочки R .

Анализ уравнения сохранения импульса в (10) показывает, что рост критерия S по абсолютной величине приводит к уменьшению амплитуды безразмерной скорости \mathbf{V} .

Замечание. Приведенный выше анализ электроосмотического течения предполагал частную геометрию: электроосмотическое течение жидкости происходит внутри сферической оболочки, в которую помещена дисковая пористая мембрана. Однако, как легко видеть из проведенного исследования, геометрия внешней оболочки и внутренней пористой мембраны может быть произвольной. Необходимо лишь выполнять условие геометрического подобия, тождественность краевых условий, чисел Рейнольдса и S . Сама же безразмерная система уравнений Навье-Стокса, как показывает приведенный выше анализ, остается неизменной.

Заключение

В работе приведена система уравнений Навье-Стокса для вязкой несжимаемой жидкости применительно к стационарному электроосмотическому течению внутри замкнутой твердой сферической оболочки, вызванному воздействием постоянного электрического поля, приложенного к пористой дискообразной мембране, помещенной в оболочке. Система уравнений приводится к безразмерному виду. Показано, что для этого случая кроме стандартного критерия подобия в виде числа Рейнольдса, возникает еще один критерий подобия S , связанный непосредственно с электроосмотическим характером возникающего внутри оболочки течения. Приведенные результаты могут быть распространены на оболочки и мембраны произвольной формы. Оптимизированные результаты позволяют оптимизировать устройство электрокинетического излучателя нового типа.

Работа выполнена в ИАП РАН в рамках Государственного задания 075-00780-19-00 по теме № 0074-2019-0013 Министерства науки и высшего образования.

Литература

1. *Сергеев В.А., Шарфарец Б.П.* Об одном новом методе электроакустического преобразования. Теория, основанная на электрокинетических явлениях. Часть I. Гидродинамический аспект. // Научное приборостроение. 2018. Т. 28. № 2. С. 25-35.
2. *Сергеев В.А., Шарфарец Б.П.* Об одном новом методе электроакустического преобразования. Теория, основанная на электрокинетических явлениях. Часть II. Акустический аспект. // Научное приборостроение. 2018. Т. 28. № 2. С. 36-44.
3. *Курочкин В.Е., Сергеев В.А., Шарфарец Б.П., Гуляев Ю.В.* Теоретическое обоснование нового метода электроакустического преобразования. Линейное приближение. // Доклады Академии Наук. 2018. Т. 483. № 3. С. 260-264.

4. Шарфарец Б.П., Лебедев Г.А., Пыхов Д.С., Сергеев В.А., Сетин А.И. Акустический преобразователь, построенный на использовании электрокинетических явлений. // Морские интеллектуальные технологии. 2019. 1 (43) Т. 1. С. 147-152.
5. Касимзаде М.С., Халилов Р.Ф., Балашов А.Н. Электро-кинетические преобразователи информации. М.: Энергия.1973. 136 с.
6. Левич В.Г. Физико-химическая гидродинамика. М.: GIFML. 1959. 700 с.
7. Bruus H. Theoretical Microfluidics. Oxford University Press. 2008. 346 P.
8. Ньюмен Дж. Электрохимические системы. М.: Мир. 1977. 464 с.

References

1. Sergeev V.A., Sharfarets B.P. Ob odnom novom metode elektro-akusticheskogo preobrazovaniya. Teoriya, osnovannaya na ehlektrokineticheskikh yavleniyah. Chast' I. Gidrodinamicheskij aspect. Nauchnoe priborostroenie. 2018. T. 28. № 2. S. 25-35.
2. Sergeev V.A., Sharfarets B.P. Ob odnom novom metode elektroakusticheskogo preobrazovaniya. Teoriya, osnovannaya na elektrokineticheskikh yavleniyakh. Chast' II. Akusticheskij aspect. Nauchnoe priborostroenie. 2018. T. 28. № 2. S. 36-44.
3. Kurochkin V.E., Sergeev V.A., Sharfarets B.P. and Academician Gulyaev Yu.V.. Theoretical Justification of a New Method of Electroacoustic Transformation: The Linear Approximation. Doklady Physics. 2018. Vol. 63. No. 11, pp. 455–458.
4. Sharfarets B.P., Lebedev G.A., Pykhov D.S, Sergeev V.A., Setin A.I. Akusticheskij preobrazovatel', postroenny na ispol'zovanii elektrokineticheskikh yavleniy. Morskie intellektual'nye tekhnologii. 2019. 1 (43) Т. 1. С. 147-152.
5. Kasimzade M.S., Khalilov R.F., Balashov A.N. Elektro-kineticheskie preobrazovateli informa-tsii. М.: Energiya.1973. 136 s.
6. Levich V.G. Fiziko-khimicheskaya gidrodinamika. М.: GIFML. 1959. 700 s.
7. Bruus H. Theoretical Microfluidics. Oxford University Press. 2008. 346 P.
8. N'yumen Dzh. Elektrokhimicheskie sistemy. М.: Mir. 1977. 464 s.

ИНФОРМАТИКА ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И УПРАВЛЕНИЕ

УДК 004.9

О РЕШЕНИИ НЕКОТОРЫХ ЗАДАЧ ТЕОРИИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАКЕТОВ МАТЕМАТИЧЕСКИХ ПРОГРАММ

Маргарита Ивановна Володичева

кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры математики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: mvolodicheva@mail.ru

Владимир Викторович Григорьев-Голубев

кандидат физико-математических наук, доцент, заведующий кафедрой математики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: grig_golubev@mail.ru

Михаил Анатольевич Кутейников

д.т.н., начальник отдела
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: kuteynikov.ma@rs-class.org

Аннотация

Обсуждается применение математических пакетов Mathematica, Maple, Mathcad для решения линейных неоднородных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами и разрывной правой частью операционным методом. Такие уравнения появляются при решении задач теории автоматического управления и регулирования в системах, содержащих звенья с запаздыванием. В том случае, когда запаздывание зависит от параметров, дифференциальные уравнения становятся уравнениями с запаздывающим аргументом, зависящим от параметров. Особое внимание уделяется особенностям работы пакетов математических программ и проблемам, возникающим при решении с их помощью дифференциальных уравнений с запаздывающим аргументом. Показано, что наилучшим образом с решением таких уравнений, содержащих зависящие от параметров функции, справляются пакеты Mathematica и Maple, тогда как с помощью Mathcad не всегда удается найти непосредственно обратное преобразование Лапласа. Предлагаются способы преодоления трудностей, возникающих при работе с пакетами математических программ.

Ключевые слова: Mathematica, Maple, Mathcad, информационные технологии, операционный метод, дифференциальные уравнения, автоматическое управление.

ABOUT SOLVING SOME PROBLEMS OF THE THEORY OF AUTOMATIC CONTROL USING MATHEMATICAL PROGRAM PACKAGES

Margarita I. Volodicheva

Cand. Sci.Phys.-Math., the associate professor of department of mathematics
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: mvolodicheva@mail.ru

Vladimir V. Grigoriev-Golubev

Cand. Sci. Phys.-Math., the head of department of mathematics
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: grig_golubev@mail.ru

Mihail A. Kutejnikov

doctor of technical Sciences, Head of Department
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: kuteynikov.ma@rs-class.or

Abstract

The use of Mathematica, Maple, Mathcad mathematical packages for solving linear inhomogeneous differential equations with constant coefficients and a discontinuous right-hand part by the operational method is discussed. Such equations appear when solving problems in the theory of automatic control and regulation in systems containing links with delay. In the case when the delay depends on the parameters, the differential equations become equations with a retarded argument depending on the parameters. Special attention is paid to the peculiarities of the work of mathematics software packages

and to the problems arising in solving differential equations with a retarded argument with their help. It is shown that the Mathematica and Maple packages could adequately obtain the solution of such equations, which contain functions dependent on the parameters, while using the Mathcad it is not always possible to find the inverse Laplace transform directly. Methods are proposed for overcoming the difficulties encountered when working with mathematical program packages.

Keywords: Mathematica, Maple, Mathcad, information technology, operational method, differential equations, automatic control.

Введение

Теория автоматического управления и регулирования широко используется для исследования и проектирования любых автоматических систем (замкнутых и разомкнутых) во всех областях техники и народного хозяйства [1-4]. В качестве объекта управления могут рассматриваться аппарат, технологический процесс, производство, предприятие, отрасль. Объекты управления по своей физической природе весьма разнообразны, но принципы построения систем управления и методы их исследования одни и те же. Вначале теория автоматического управления создавалась только для технических систем, в том числе для различных следящих систем. В настоящее время эта теория используется в биологии, а также в экономических и организационных системах. Математическая модель системы управления устанавливает взаимосвязь между входными и выходными переменными, которая описывается дифференциальными уравнениями.

Системы управления могут содержать одно и или несколько запаздывающих звеньев. В этом случае система управления описывается дифференциальными уравнениями с запаздывающим аргументом. Для решения таких задач целесообразно использовать пакеты математических программ. В последнее время в области символьных вычислений наибольшее распространение получили система Wolfram Mathematica (чаще называемая Mathematica), разработанная фирмой Wolfram Research, Inc. (США), система Maple, разработанная компанией Waterloo Maple Software и фирмой Maplesoft (Канада) и система Mathcad – математическая система автоматического проектирования (Mathematical Computer Aided Design), разработанная фирмой MathSoft (США) [5–7]. Эти системы создавались с целью минимизации затрат на программирование при решении математических и научно-технических задач. Большое число встроенных средств вычислений позволяет этим системам решать подавляющее число задач на языке предельно приближенном к обычному языку математических вычислений и представлять графически результаты вычислений. В данной работе обсуждается использование математических систем Mathematica, Maple, Mathcad для решения операционным методом линейных неоднородных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами и разрывной правой частью, которые описывают системы автоматического управления с запаздыванием.

1. Вычисление прямого и обратного преобразования Лапласа для разрывных функций, зависящих от параметров, с помощью пакетов математических программ

Важнейшим элементом проектирования замкнутых систем автоматического управления является исследование динамических процессов, возникающих вследствие зависимости и взаимного влияния отдельных звеньев системы. Основными динамическими характеристиками в теории автоматического управления являются передаточная функция, переходная функция, весовая функция, амплитудно-фазовая частотная характеристика. На практике экспериментально получают временные и частотные характеристики, затем на их основе записывают дифференциальное уравнение и передаточную функцию, которая представляет собой отношение выхода объекта к входу, преобразованных по Лапласу. Передаточная функция полностью характеризует динамику линейного объекта. Весовая функция является обратным преобразованием Лапласа передаточной функции. Для вычисления этих характеристик используются прямое и обратное преобразование Лапласа. Решение этой задачи можно значительно упростить, если использовать пакеты математических программ, среди которых наиболее часто используются для решения подобных задач Mathematica, Maple и Mathcad [5–7]. Если система содержит звенья с запаздыванием, зависящим от параметров, то оригинал представляет собой функцию, заданную различными аналитическими выражениями на различных интервалах, которая на любом конечном промежутке может иметь конечное число точек разрыва первого рода. В этом случае решение параметрической задачи с помощью пакетов можно получить только тогда, когда предварительно задана область значений параметров [8, 9]. Например, для разрывной функции

$$f(t) = e^{-t}(\eta(t) - \eta(t-a)) + 2\eta(t-a), \quad (1)$$

где $\eta(t)$ – функция Хевисайда, можно получить изображение с помощью Mathematica, Maple, Mathcad только в случае указания ограничения на параметр a (без этого ограничения задача не будет решена). Mathematica 11 при введении ограничения на параметр a приводит такое решение для изображения заданной функции


```
f[t_] =
  e-t (HeavisideTheta[t] -
    HeavisideTheta[t - a]) +
  2 HeavisideTheta[t - a];

$Assumptions = a > 0;

g[s] =
  LaplaceTransform[f[t], t, s] //
  Simplify // Expand
```

$$\frac{2 e^{-a s}}{s} + \frac{1}{1+s} - \frac{e^{-a(1+s)}}{1+s}$$

Преобразование Лапласа для заданной функции, полученное с помощью Maple 11 при введении ограничения на параметр a , имеет вид

restart; with(intrans):

```
f := e-t · (Heaviside(t) - Heaviside(t - a))
+ 2Heaviside(t - a):
```

assume(a > 0); laplace(f, t, s);

$$\frac{2 e^{-s a}}{s} + \frac{1 - e^{-a(1+s)}}{1+s}$$

Mathcad 14 приводит для данной задачи следующее решение

$$f(t) := e^{-t} \cdot (\Phi(t) - \Phi(t-a)) + 2\Phi(t-a)$$

$$f_1(s) := f(t) \begin{cases} \text{assume } a > 0 \\ \text{laplace} \\ \text{simplify} \\ \text{expand} \end{cases} \rightarrow$$

$$\frac{2 \cdot e^{-a s}}{s^2 + s} + \frac{s}{s^2 + s} + \frac{2 \cdot s \cdot e^{-a s}}{s^2 + s} - \frac{s \cdot e^{-a} \cdot e^{-a s}}{s^2 + s}$$

Из полученных выражений видно, что пакет Mathcad в отличие от Mathematica и Maple не упрощает окончательно результат.

Отметим, что при решении с помощью пакетов математических программ различных задач, содержащих параметры, в некоторых случаях не требуется задавать область значений параметров, так как наряду с решением пакеты указывают, в какой области значений параметров решение существует [8,9]. Вместе с тем, иногда пакеты выдают неверные решения параметрических задач, поэтому получаемые результаты необходимо подвергнуть тщательной проверке. Для этого полезно решить одну и ту же задачу с помощью различных пакетов математических программ или с помощью различных версий одного и того же пакета [8,9].

2. Решение дифференциальных уравнений с запаздывающим аргументом операционным методом с использованием пакетов математических программ

Использование аппарата передаточных функций звеньев системы позволяет чисто алгебраическим путем найти общее дифференциальное уравнение всей замкнутой системы. Для решения этих уравнений в случае линейных или линеаризованных систем обычно используется операционный метод, который является наиболее эффективным для систем, содержащих звенья с запаздыванием. Решение дифференциальных уравнений операционным методом состоит из трех этапов: 1) преобразование уравнения по Лапласу, 2) отыскание решения в комплексной области изображений, 3) нахождение действительного решения с помощью обратного преобразования Лапласа. Рассмотрим в качестве примера решение операционным методом с помощью математических пакетов задачи Коши для неоднородного дифференциального уравнения с разрывной правой частью, описываемой функцией (1) при выборе $a = 2$

$$y'' + y' - 2y = \begin{cases} e^{-t}, & 0 \leq t \leq 2; \\ 2, & t > 2. \end{cases} \quad (2)$$

$$y(0) = -1, \quad y'(0) = 0. \quad (3)$$

Используя изображение для функции в правой части (2), полученное с помощью математических пакетов, запишем операторное уравнение

$$s^2 y + s y + 1 - 2y = \frac{2e^{-2s}}{s} + \frac{1}{1+s} - \frac{e^{-2(1+s)}}{1+s}$$

Решая это уравнение относительно y , получим изображение $y(s)$, для которого затем найдем оригинал с помощью обратного преобразования Лапласа

$$y(t) = -\text{ch}(t) \cdot \eta(t) + \left(\frac{1}{2} e^{-t} - \frac{1}{6} e^{t-4} + \frac{2}{3} e^{t-2} - \frac{1}{3} e^{-2t+2} + \frac{1}{3} e^{-2t+4} - 1 \right) \eta(t-2)$$

На рис. 1 и 2 приведены графики функции $f(t)$ и полученного решения $y(t)$.

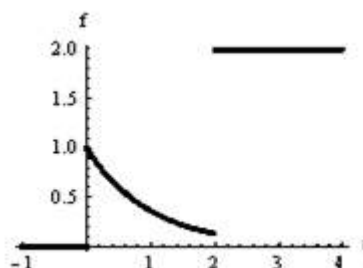


Рис.1. График $f(t)$ для значения параметра $a = 2$

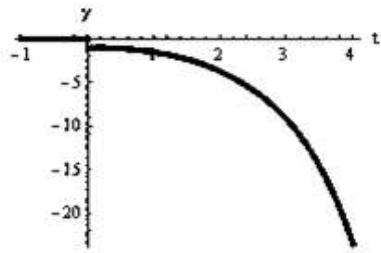


Рис. 2. График решения $y(t)$

Решим данную задачу с помощью Mathematica. Получим вначале решение в комплексной области изображений

$$\{y\} = Y /. \text{Solve}[s^2 Y + s + s Y + 1 - 2 Y ==$$

$$t[s], Y] // \text{Expand}$$

$$\left\{ \begin{aligned} & -\frac{e^{-2-2s}}{(1+s)(-2+s+s^2)} + \frac{2e^{-2s}}{(1+s)(-2+s+s^2)} + \\ & \frac{2e^{-2s}}{s(1+s)(-2+s+s^2)} - \frac{2s}{(1+s)(-2+s+s^2)} - \\ & -\frac{s^2}{(1+s)(-2+s+s^2)} \end{aligned} \right\}$$

Затем с помощью обратного преобразования Лапласа найдем решение исходного дифференциального уравнения с помощью Mathematica

$$y1 = \text{InverseLaplaceTransform}[y, s, t] //$$

Simplify

$$\begin{aligned} & \frac{1}{6} e^{-2(2+t)} (-3e^{4+t}(1+e^{2t}) + \\ & + (e^2 - e^t)^2 (-2e^2 + 2e^4 - e^t + 4e^{2+t}) \cdot \\ & \cdot \text{HeavisideTheta}[-2+t]), \end{aligned}$$

которое после упрощения принимает вид

$$\begin{aligned} & -\text{Cosh}[t] + \left(-\frac{1}{3} e^{2-2t} - 1 + \frac{1}{3} e^{4-2t} - \right. \\ & \left. - \frac{1}{6} e^{-4+t} + \frac{2}{3} e^{-2+t} + \frac{1}{2} e^{-t} \right) \cdot \\ & \cdot \text{HeavisideTheta}[-2+t] \end{aligned}$$

При использовании Maple изображение решения имеет вид

$$y := \text{solve}(eq, y);$$

$$-\frac{2s^2 + s^3 - 2e^{-2s} - 2e^{-2s}s + se^{-2-2s}}{s(2s^2 + s^3 - s - 2)}$$

С помощью обратного преобразования Лапласа получим оригинал

$$\text{invlaplace}(y, s, t);$$

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{2} e^{-t} + \frac{2}{3} e^{t-2} - \frac{1}{6} e^t (3 + (e^{-2})^2) \\ & + \frac{1}{6} \text{Heaviside}(2-t) ((e^{-t})^2 e^t - 4e^{t-2}) \\ & + \frac{1}{6} \text{Heaviside}(t-2) (-6 + 3e^{-t} - 2e^{2-2t} \\ & + 2e^{-2t+4}) \end{aligned}$$

Упростим полученный результат:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{6} \text{Heaviside}(t-2) (-6 + 4e^{t-2} + 2e^{-2t+4} - \\ & - e^{t-4} + 3e^{-t} - 2e^{2-2t}) - \text{cosh}(t) \end{aligned}$$

При использовании пакета Mathcad изображение решения имеет вид

$$\begin{aligned} & s + \frac{e^{-2s-2} - 1}{s+1} - \frac{2e^{-2s}}{s} + 1 \\ & - \frac{s^2 + s - 2}{s^2 + s - 2} \end{aligned}$$

С помощью имеющегося в пакете Mathcad обратного преобразования Лапласа не удается непосредственно найти оригинал для полученного изображения. Необходимо предварительно упростить полученный результат и привести его к виду

$$\begin{aligned} y(s) = & \frac{2 \cdot e^{-2s}}{s \cdot (s-1) \cdot (s+2)} - \frac{s}{(s-1) \cdot (s+1)} - \\ & - \frac{s \cdot e^{-2s-2}}{(s+2) \cdot (s-1) \cdot s \cdot (s+1)} \end{aligned}$$

Используя обратное преобразование Лапласа для функции $y(s)$, получим с помощью Mathcad следующее решение

$$\begin{aligned} y(t) = & \frac{\Phi(t-2) \cdot (2 \cdot e^{t-2} + e^{4-2t} - 3)}{3} - \frac{e^t}{2} - \\ & - \frac{e^{-t}}{2} - \frac{e^{t-4} \cdot \Phi(t-2) \cdot (2 \cdot e^{6-3t} - 3 \cdot e^{4-2t} + 1)}{6} \end{aligned}$$

Все решения, полученные с помощью пакетов математических программ, совпадают с аналитическим решением (4).

Заключение

На основании проведенного исследования можно сделать вывод, что наиболее подходящими для решения дифференциальных уравнений с запаздывающим аргументом, зависящим от параметров, являются пакеты Mathematica и Maple. С помощью этих пакетов можно непосредственно

находить как изображение, так и оригинал, тогда как при использовании Mathcad для получения обратного преобразования Лапласа приходится

выполнять дополнительно пошагово необходимые преобразования и упрощения

Литература

1. Попов Е.П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления. М.: Наука, 1989. 304 с.
2. Востриков А.С., Французова Г.А. Теория автоматического регулирования. М.: Юрайт, 2018. 279 с.
3. Громов Ю.Ю., Земской Н.А., Лагутин А.В., Иванова О.Г., Тютюнник В.М. Системы автоматического управления с запаздыванием. Тамбов: ТГТУ, 2007. 76 с.
4. Бесекерский В.А., Герасимов А.Н., Лучко С.В., Небылов А.В., Порфирьев Л.Ф., Фабрикант Е.А., Федоров С.М., Цветков В.И. Сборник задач по теории автоматического регулирования и управления. М.: Наука, 1978. 512 с.
5. Дьяконов В.П. Mathematica 5/6/7. Полное руководство. М.: ДМК Пресс, 2009. 624 с.
6. Дьяконов В.П. Maple 10/11/12/13/14 в математических расчетах. М.: ДМК Пресс, 2011. 800 с.
7. Кирьянов Д.К. Mathcad 15/Mathcad Prime 1.0. СПб.: БХВ-Петербург, 2012. 428 с.
8. Володичева М.И., Григорьев-Голубев В.В. Математический анализ с пакетами Mathematica и Maple. Функции одной переменной. Учебное пособие. СПб.: СПбГМТУ, 2011. 288 с.
9. Володичева М.И., Григорьев-Голубев В.В. Математический анализ с пакетами Mathematica, Maple, Mathcad. Функции нескольких переменных. Учебное пособие. СПб.: СПбГМТУ, 2013. 339 с.

References

1. Popov Ye .P. Teoriya lineynykh sistem avtomaticheskogo regulirovaniya i upravleniya. M.: Nauka, 1989. 304 p.
2. Vostrikov A.S., Frantsuzova G.A. Teoriya avtomaticheskogo regulirovaniya. M.: Yurayt, 2018. 279 p.
3. Gromov Yu.Yu., Zemskoy N.A., Lagutin A.V., Ivanova O.G., Tyutyunnik V.M. Sistemy avtomaticheskogo upravleniya s zapazdyvaniyem. Tambov: TGTU, 2007. 76 p.
4. Besekerskiy V.A., Gerasimov A.N., Luchko S.V., Nebylov A.V., Porfir'yev L.F., Fabrikant E.A., Fedorov S.M., Tsvetkov V.I. Sbornik zadach po teorii avtomaticheskogo regulirovaniya i upravleniya. M.: Nauka, 1978. 512 p.
5. D'yakonov V.P. Mathematica 5/6/7. Polnoye rukovodstvo. M.: DMK Press, 2009. 624 s.
6. D'yakonov V.P. Maple 10/11/12/13/14 v matematicheskikh raschetakh. M.: DMK Press, 2011. 800 p.
7. Kir'yanov D.K. Mathcad 15 / Mathcad Prime 1.0. SPb.: BKHV-Peterburg, 2012. 428 p.
8. Volodicheva M.I., Grigor'yev-Golubev V.V. Matematicheskiy analiz s paketami Mathematica i Maple. Funktsii odnoy peremennoy. Uchebnoye posobiye. SPb.: SPbGMTU, 2011. 288 p.
9. Volodicheva M.I., Grigor'yev-Golubev V.V. Matematicheskiy analiz s paketami Mathematica, Maple, Mathcad. Funktsii neskol'kikh peremennykh. Uchebnoye posobiyeSPb.: SPbGMTU, 2013. 339 p.

УПРАВЛЕНИЕ И ОБРАБОТКА ИНФОРМАЦИИ

УДК 681.2

СИСТЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ БОКОВОГО СНОСА МОРСКИХ ПОДВИЖНЫХ ОБЪЕКТОВ ПРИ ДВИЖЕНИИ НА ЗАДАННОМ КУРСЕ В УСЛОВИЯХ НЕРЕГУЛЯРНОГО МОРСКОГО ВОЛНЕНИЯ

Сергей Константинович Воловдов

Кандидат технических наук, доцент

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: volovodovs@mail.ru

Юлия Владимировна Ясинская

Кандидат технических наук, доцент

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: yasinskaya.spb@mail.ru

Аннотация

Рассматривается система стабилизации бокового сноса МПО при его движении заданным курсом в условиях нерегулярного морского волнения. Проблема весьма актуальна для МПО, двигающихся в узкостях (проливах и шхерах) при наличии нерегулярного морского волнения, имеющего значительные постоянные силовые воздействия. При этом рулевые органы, зачастую, оказываются недостаточно эффективными для компенсации возникающего бокового сноса МПО. В качестве законов управления рулевыми органами обычно используются устойчивые стабилизирующие матрицы, дополненные интегральными составляющими для повышения статической точности, что, зачастую, оказывается недостаточным.

В этом случае предлагается применить лаговые подруливающие устройства (ЛПУ), одно или два, установленные в центре масс, или одно, и симметрично относительно центра масс, если два.

Исследуются две структуры систем управления: - управление только с помощью руля и – комбинированное управление рулем и лаговым подруливающим устройством. Для каждой структуры применяются свои законы управления, а их параметры уточняются с помощью моделирования с использованием матлабовского пакета simulink. Результаты моделирования показали, что наиболее эффективной в смысле точности стабилизации является система использующая комбинированное управление рулем и одним лаговым подруливающим устройством.

Ключевые слова: Система стабилизации бокового сноса МПО, лаговое подруливающее устройство, нерегулярное морское волнение.

STABILIZATION SYSTEM FOR LATERAL DRIFT OF MARINE VEHICLES WHEN MOVING ON A GIVEN COURSE IN CONDITIONS OF IRREGULAR SEA WAVES

Sergey K. Volovodov

Docent, Ph. D.

State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: volovodovs@mail.ru

Yuliya V. Yasinskaya

Docent, Ph. D.

State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: yasinskaya.spb@mail.ru

Abstract

The problem of stabilization of the lateral drift of the marine vehicles during its movement at a given course under irregular sea waves is considered. The problem is very relevant for vehicles moving in narrownesses (straits and skerries) under irregular sea waves, which have significant constant force. In this case, the steering rudders are often not effective enough to compensate resulting lateral drift. Stable stabilizing matrices supplemented with integral components are usually used as steering control laws to improve static accuracy, and it is often insufficient.

In this case, it is proposed to apply maneuvering thrusters, one or two: one installed in the center of mass or, two installed symmetrically relative to the center of mass.

Two structures of control systems are studied: - control only by ship rudder and-combined control by a rudder and a maneuvering thrusters. Each structure has its own control laws, and their parameters are

refined by modeling using MATLAB Simulink. The simulation results showed that the most effective in terms of stabilization accuracy is a system using a combined control by a ship rudder and maneuvering thrusters.

Key words: Lateral drift stabilization system, maneuvering thruster, irregular sea waves.

1. Постановка задачи

Рассматриваются различные варианты систем компенсации бокового дрейфа МПО при движении в условиях нерегулярного морского волнения.

При движении МПО в режиме стабилизации заданного курса обычно используется закон управления вида

$$\delta = k_0(\varphi_0 - \varphi) + k_1\omega_y + k_2 \int_0^t (\varphi_0 - \varphi(\tau))d\tau \quad (1)$$

При движении МПО в условиях развитого нерегулярного морского волнения на МПО действуют постоянные силы вызывающие его дрейф и зависящие от геометрии объекта, курса по отношению к генеральному направлению распространения волн и спектральных характеристик волнения. Указанные силы приводят к растущему боковому смещению МПО. Для ограничения бокового сноса и стабилизации курса используется закон управления вида

$$\delta = k_0(\varphi_0 - \varphi) + k_1\omega_y + k_2 \int_0^t (\varphi_0 - \varphi(\tau))d\tau + k_3z + k_4v_z + k_5 \int_0^t z(\tau)d\tau, \quad (2)$$

Приведенный закон управления зачастую не обеспечивает требуемую точность, что недопустимо при движении, например, в узкостях.

Для уменьшения бокового сноса предлагается дополнительно использовать лаговое подруливающее устройство с законом управления

$$F_{zu} = k_5z + k_6v_z + k_57 \int_0^t z(\tau)d\tau \quad (3)$$

Подбор параметров k_i осуществляется моделированием в среде simulink.

2. Математическая модель систем управления дрейфом носителя в условиях нерегулярного морского волнения

Синтез законов управления для различных режимов движения в горизонтальной плоскости обычно осуществляется на основе линейных моделей движения МПО []

$$\frac{dx}{dt} = Ax + Bu + F_w, \quad (4)$$

где

$x^T = [v_x = v_{x_0}, v_y = 0, v_z, \omega_x = 0, \omega_y, \omega_z = 0]$, $u = \delta$ при управлении рулем, $u^T = [\delta, F_z]$ – при совместном управлении рулем и подруливающим лаговым устройством

v_i -проекция вектора скорости поступательного движения в связанной системе координат,

ω_i -проекция вектора скорости вращательного движения в связанной системе координат, F_w -вектор сил и моментов волнового дрейфа.

С учетом принятых кинематических параметров движения система (1) при управлении движением с помощью руля и подруливающего устройства примет вид []

$$\frac{dv_x}{dt} = 0,$$

$$\frac{dv_y}{dt} = 0,$$

$$\frac{dv_z}{dt} = a_{33}v_z + a_{35}\omega_y + b_3\delta + F_{zw} + F_{zu}, \quad (5)$$

$$\frac{d\omega_x}{dt} = 0,$$

$$\frac{d\omega_y}{dt} = a_{53}v_z + a_{55}\omega_y + b_5\delta + M_{yw},$$

$$\frac{d\omega_z}{dt} = 0.$$

И уравнения кинематических связей с параметрами в неподвижной системе координат: - с углом рыскания

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega_y,$$

- с боковым смещением (6)

$$\frac{dz}{dt} = v_z - v_0\varphi.$$

При управлении только с помощью руля $F_{zu} = 0$. В условиях нерегулярного морского волнения на морской подвижный объект,двигающийся заданным курсом, действуют силы волнового дрейфа, вызывающие боковой снос МПО. При этом силы и момент волнового дрейфа, действующие на маневрирующий объект в условиях двумерного нерегулярного волнения заданного спектра, определяется выражениями [1]

$$F_{zw} = 2C_{yw}\rho g L \sin \varepsilon U_w, \quad (7)$$

$$M_{yw} = 2 \cdot 2C_{myw}\rho g L^2 \sin (2\varepsilon) U_w.$$

где

ε -угол распространения волнения по отношению к курсу МПО

$$C_{x1w} = 0,25; \quad C_{y1w} = 1,12; \quad C_{mz1w} = 0,098;$$

$$A_1 = 3,3; \quad A_2 = 0,3.$$

Для спектра ординат морского волнения $S_r(\sigma)$, величина U_w принимает следующие значения [1]:

-для пяти баллов $U_w = 0.017018$;

-для десяти баллов $U_w = 36,340032$

Для стабилизации движения заданным курсом обычно используется закон управления вида

$$\delta = k_0(\varphi_0 - \varphi) + k_1\omega_y + k_2 \int_0^t (\varphi_0 - \varphi(\tau))d\tau \quad (8)$$

При этом рулевой привод принимается идеальным. Закон управления рулем для стабилизации бокового сноса использует стабилизирующую матрицу $\delta = Kx$ и имеет вид

$$\delta = k_0(\varphi_0 - \varphi) + k_1\omega_y + k_2 \int_0^t (\varphi_0 - \varphi(\tau))d\tau + k_3z + k_4v_z + k_5 \int_0^t z(\tau)d\tau \quad (9)$$

Закон совместного управления рулем и подруливающим устройством имеет вид

$$\delta = k_0(\varphi_0 - \varphi) + k_1\omega_y + k_2 \int_0^t (\varphi_0 - \varphi(\tau))d\tau + k_3z + k_4v_z + k_5 \int_0^t z(\tau)d\tau$$

$$F_{zu} = k_5z + k_6v_z + k_57 \int_0^t z(\tau)d\tau \quad (10)$$

3. Операторная модель управляемого движения МПО в условиях волнового дрейфа

Поскольку в среде simulink используются операторные модели, то система уравнений(5-10) приводится к виду

$$\frac{dv_z}{dt} = a_{33}v_z + a_{35}\omega_y + F_{zv}$$

$$\frac{d\omega_y}{dt} = a_{53}v_z + a_{55}\omega_y + M_{yv}$$

$$F_{zv} = b_3\delta + F_{zw} + F_{zu} \quad M_{yv} = b_5\delta + M_{yw}$$

В соответствии с принципом суперпозиции представим $\omega_y = \omega_{y1} + \omega_{y2}$, где ω_{y1} появляется вследствие воздействия F_{zv} , ω_{y2} -в следствии M_{yv} . Соответствующие передаточные функции имеют вид:

$$W_{\omega_{y1}F_{zv}}(p) = \frac{p - a_{33}}{[(p - a_{55})(p - a_{33}) - a_{53}a_{35}]} \quad (11)$$

$$W_{\omega_{y2}M_{yv}}(p) = \frac{p - a_{33}}{[(p - a_{55})(p - a_{33}) - a_{53}a_{35}]}$$

$$\varphi = \frac{1}{p}\omega_y$$

$$z = \frac{1}{p}(v_z - v_0\varphi)$$

Структурная схема модели управляемого движения МПО в условиях волнового дрейфа приведена на рис.1.

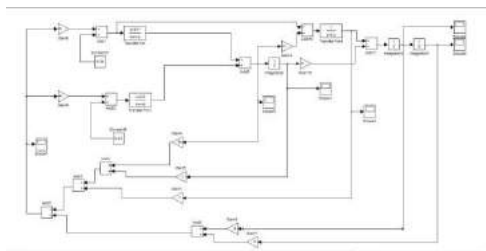


Рис.1 Схема модели управляемого движения МПО в условиях волнового дрейфа

На осциллографы выводятся следующие параметры:

- Score1- угол рыскания φ
- Score2 – z - величина бокового сноса МПО в условиях волнения.
- Score3- v_z
- Score 4- J_z
- Score5- ω_y
- Score7- δ

4. Результаты моделирования процессов стабилизации бокового сноса с помощью различных алгоритмов управления

1. Рассматривалась динамика при стабилизации только курса (закон управления (8) при наличии постоянных сил волнового дрейфа с МПО (ФПС «Выборг»)) с параметрами динамики [4] $a_{33} = -0.28v_0$, $a_{35} = -0.11v_0$, $a_{53} = \frac{-0.11}{v_0}$, $a_{55} = -0.89[3]$ и параметрами волнения (7) и ($\varepsilon = 30^\circ$). График неограниченного роста бокового смещения $z(t)$ приведен на рис.2.

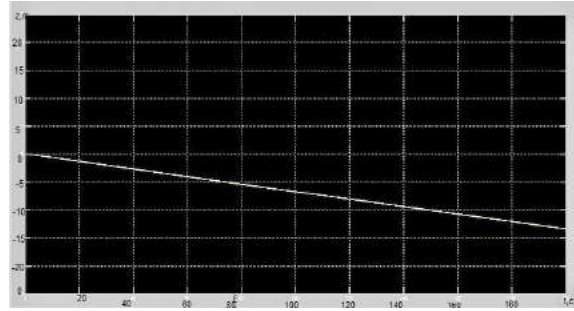


Рис.2 Изменение бокового смещения МПО $z(t)$ при стабилизации только курса

2. Исследовалась система стабилизации с помощью закона управления (9). Параметры закона управления принимались следующие ($k_0 = -1$, $k_1 = -50$, $k_4 = -1$, $k_5 = 1$, $k_{57} = 0.001$). Как видно из рис.3. боковое смещение было ограниченным, но значительным.

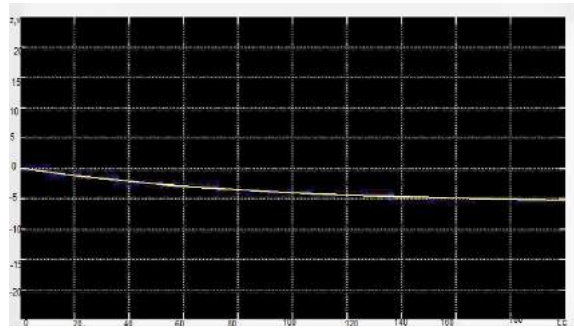


Рис.3 Ограниченный рост бокового смещения при использовании закона управления (9)

3. Структурная схема комбинированной системы стабилизации бокового сноса с законом управления (10) представлена на рис.4.

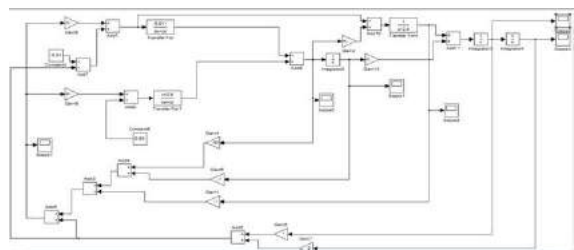


Рис.4

Результаты моделирования представлены на рис.5.

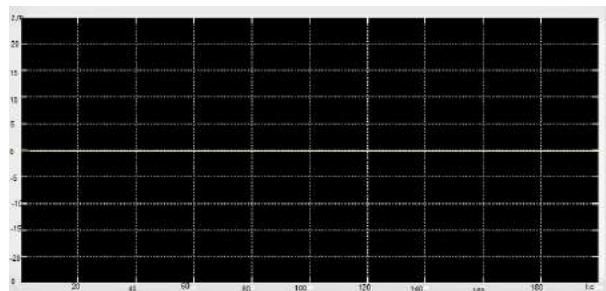


Рис.5 Боковой снос МПО при использовании алгоритма (10) отсутствует

Заключение

В работе были рассмотрена система стабилизации бокового сноса МПО при движении заданным курсом в условиях нерегулярного морского волнения. Исследовались три вида законов управления МПО в условиях нерегулярного морского волнения. Показано, что стандартный

закон стабилизации курса не обеспечивает стабилизации бокового сноса. Алгоритм управления рулем, учитывающий боковое смещение (закон управления (9)) только ограничивает боковой снос. Тогда как алгоритм, использующий лаговый движитель (10) позволяет полностью ликвидировать боковое смещение МПО в условиях волнения.

Литература

1. Оценка сил и моментов волнового дрейфа в условиях нерегулярного волнения. Щегорец С.В. ФГУП Крылова, государственный научный центр. МИТ 2(24) 2014.
2. Бородай И.К. Мореншильдт В.А., Виленский Г. В., и др. Прикладные задачи динамики судов на волнении. Под ред. И.К. Бородая. Л. Судостроение 1989.
3. С.П.Дмитриев, А.Е.Пелевин. Задачи навигации и управления при стабилизации судна на траектории. ГНЦ РФ ЦНИИ «Электроприбор». СПб.2002г.160 стр.

References

1. Otsenka sil i momentov volnovogo dreyfa v usloviyakh neregulyarnogo volneniya. Shchegorets S.V. FGUP Krylova, gosudarstvennyy nauchnyy tsentr. MIT 2(24) 2014.
2. Boroday I.K. Morenshil'dt V.A., Vilenskiy G. V., i dr. Prikladnyye zadachi dinamiki sudov na volnenii. Pod red. I.K. Borodaya. L. Sudostroyeniye 1989.
3. S.P.Dmitriyev, A.Ye.Pelevin. Zadachi navigatsii i upravleniya pri stabilizatsii sudna na trayektorii. GNTS RF TSNII «Elektropribor». SPb.2002g.160 str.

УДК 681.883: 519.2

ВЫБОР ПОРОГА СЕЛЕКЦИИ СИГНАЛА ПО УРОВНЮ В ОБНАРУЖИТЕЛЯХ С НОРМАЛИЗОВАННЫМ ИНДИКАТОРНЫМ ПРОЦЕССОМ

Станислав Борисович Егоров

кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры морских информационных систем и технологий
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: Stanislav.Egorov.1938@gmail.com

Роман Игоревич Горбачев

аспирант кафедры морских информационных систем и технологий
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: gorbatschow.r@gmail.com

Аннотация

Предложена вероятностная модель работы автономного обнаружителя на этапе ожидания сигнала, когда момент появления сигнала неизвестен и по этой причине решающая статистика, сравниваемая с порогом, формируется непрерывно во времени в режиме «скользящего окна».

Ложная тревога в этом случае эквивалентна появлению хотя бы одного выброса помехового индикаторного процесса выше порога на максимально возможном интервале ожидания сигнала. Высота порога такова, что ложные выбросы являются редкими событиями, подчиняющимися закону Пуассона.

На основе такой вероятностной модели показано, что вероятность ложной тревоги равна среднему числу ложных выбросов на максимально возможном интервале ожидания сигнала.

Для обнаружителей с нормализованным индикаторным процессом получены соотношения, определяющие порог селекции сигнала по заданной вероятности ложной тревоги на заданном максимально возможном интервале ожидания сигнала.

Показано, что в определении порога важную роль играет средняя квадратичная частота флуктуаций помехового индикаторного процесса.

Дана численная оценка увеличения порога по сравнению с его значением, определенным по вероятности ложной тревоги «в точке».

Показано, что определение порога по предложенной методике особенно актуально для обнаружителей, работающих в длительном автономном режиме.

Ключевые слова: обнаружение сигналов на фоне помех, автономный обнаружитель, статистическая модель обнаружителя, порог обнаружителя, селектор обнаружителя, индикаторный процесс обнаружителя, фильтрация ложных выбросов, селекция сигналов по уровню

THRESHOLD OF SIGNAL LEVEL SELECTOR IN DETECTORS WITH NORMALIZED INDICATOR PROCESS

Stanislav B. Egorov

the professor, Dr.Sci.Tech.

State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: Stanislav.Egorov.1938@gmail.com

Roman I. Gorbachev

PhD-student

State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190121, Russian Federation
e-mail: gorbatschow.r@gmail.com

Abstract

This article proposes a probabilistic model of the autonomous detector in standby mode, when the moment of the signal appearance is unknown and for this reason the decisive statistics is generated continuously in time in the «sliding window» mode and compared with the threshold value.

In this case, false alarm is equivalent to the appearance of at least one outlier of the jamming indicator process above the threshold at the maximum possible signal waiting interval. The threshold level match case when the false alarm are rare events and obey the Poisson law of distribution.

Based on such a probabilistic model, we show that the probability of a false alarm is equal to the average number of false emissions at the maximum possible interval for a signal waiting.

For detectors with a normalized indicator process, are obtained relations that determine the threshold for signal selection by a given probability of false alarm at a given maximum possible signal waiting interval.

It is shown that in determining the threshold, the mean square frequency of fluctuations of the interference indicator process plays an important role.

Also, a numerical estimate of the increase in the threshold is given compared with its value determined by the probability of false alarm «at a point».

It is shown that the determination of the threshold by the proposed method is especially relevant for detectors operating in a long autonomous mode.

Keywords: signal detection in noise, autonomous detector, statistical model of detector, detector's threshold, threshold selector in detector, detector's indicator process, false-alarm filtering, detection of signals by level.

Введение

При оценке эффективности обнаружителя по критерию Неймана-Пирсона сохраняется традиция определять порог селекции сигнала по уровню u_0 при заданной вероятности ложной тревоги $P_{\text{ЛТ}}$ и известной условной плотности вероятности $W(u/H_0)$ решающей статистики – случайной величины. Порог определяется решением равенства

$$P_{\text{ЛТ}} = \int_{u_0}^{\infty} W(u/H_0) du \quad (1)$$

относительно u_0 [1, 2, 3, 4, 5].

Такая методика определения порога соответствует вероятностной модели работы обнаружителя, предполагающей принятие обнаруженческого решения по единственному отсчету решающей статистики.

Реальные условия работы обнаружителя в режиме ожидания сигнала (когда справедлива гипотеза H_0 о его отсутствии) отличается тем, что время ожидания, как правило, значительно превышает длительность сигнала и время появления сигнала на возможном интервале ожидания не известно.

В таких условиях, чтобы не пропустить сигнал, решающая статистика формируется в обнаружителе непрерывно во времени в режиме «скользящего окна», превращаясь в случайный процесс, текущие значения которого непрерывно сравниваются с порогом u_0 в индикаторном устройстве – пороговом устройстве компараторного типа. Такой процесс получил название «индикаторный» [5].

Согласно правилу принятия обнаруженческого решения первый же (после начала ожидания) флюктуационный выброс помехового индикаторного процесса выше порога u_0 , «ложный выброс», будет принят за сигнал и, если нет дополнительного контроля сигнала по другим признакам, произойдет ложная тревога.

Чтобы вероятность ложной тревоги была мала, порог u_0 устанавливается достаточно высоким, поэтому ложные выбросы помехового индикаторного процесса являются редкими во времени событиями.

Указанные условия работы обнаружителя в режиме ожидания сигнала должны быть отражены

в соответствующей вероятностной модели и порог селекции сигнала по уровню должен выбираться на основании этой модели. Цель настоящей работы является разработка вероятностной модели и методики определения порога на его основе.

1. Вероятностная модель работы обнаружителя при непрерывном контроле текущих значений помехового индикаторного процесса

Рассмотрим укрупненную структуру обнаружителя, состоящую из двух функциональных звеньев: формирователя решающей статистики (ФРС), работающего в режиме «скользящего окна», и индикаторного устройства, в котором находится только селектор сигнала по уровню (СУ) – пороговое устройство компараторного типа с порогом чувствительности u_0 (рис. 1).



Рис. 1 – Структура обнаружителя: ФРС – формирователь решающей статистики, в режиме «скользящего окна»; СУ – селектор сигнала по уровню

Помеховый процесс $\xi(t)$ на входе ФРС полагаем стационаризованным. На выходе ФРС образуется случайный стационарный помеховый индикаторный процесс $u(t)$. В процедуру формирования текущих значений процесса $u(t)$ (решающей статистики) входит накопление преобразованных мгновенных значений процесса $\xi(t)$. Если интервал формирования решающей статистики значительно превышает интервал корреляции преобразованного процесса $\xi(t)$, текущие значения процесса $u(t)$ нормализуются.

Из условий работы обнаружителя известна длительность T_0 максимально возможного времени ожидания сигнала. При принятии решения по первому ложному выбросу отсутствие ложной тревоги на интервале ожидания T_0 эквивалентно неоявлению ни одного ложного выброса на этом интервале. Следовательно, если известна вероятность неоявления ни одного ложного

выброса $P(0)$ на интервале T_0 , то вероятность появления хотя бы одного выброса является вероятностью ложной тревоги и определяется равенством

$$P_{\text{ЛТ}} = 1 - P(0). \quad (2)$$

Так как величина $P_{\text{ЛТ}} \ll 1$, то значение $P(0)$ должно быть близко к единице, что возможно, когда ложные выбросы на интервале T_0 – редкие во времени события. Тогда вероятность появления различного числа ложных выбросов на интервале T_0 определяется законом Пуассона [6]. В частности, вероятность неоявления ни одного редкого события на интервале T_0 равна:

$$P(0) = e^{-N} = e^{-\nu T_0}, \quad (3)$$

где N – среднее число редких событий на интервале T_0 , $\nu = \frac{N}{T_0}$ – средняя частота появления редких событий на этом интервале.

Следовательно, вероятность ложной тревоги на интервале ожидания сигнала T_0 при непрерывном контроле помехового индикаторного процесса определяется выражением

$$P_{\text{ЛТ}} = 1 - e^{-N_0}, \quad (4)$$

где N_0 – среднее число ложных выбросов на интервале ожидания сигнала T_0 .

При e^{-N_0} , близком к единице, показатель степени N_0 мал и допустимо приближении (при $N_0 \leq 0.1$)

$$e^{-N_0} \approx 1 - N_0.$$

Из этого следует, что при условии $P_{\text{ЛТ}} \leq 0.1$, типичном для практики применения обнаружителей, вероятность ложной тревоги с приемлемой точностью равна среднему числу ложных выбросов на интервале ожидания сигнала

$$P_{\text{ЛТ}} \approx N_0 = \nu T_0. \quad (5)$$

2. Порог селекции сигнала по уровню в обнаружителях с нормализованным помеховым индикаторным процессом

В теории выбросов случайных процессов определяется средняя частота переходов текущих значений процесса через уровень u_0 с положительной производной, т.е. средняя частота выбросов любой длительности выше порога u_0 .

Для нормального стационарного случайного процесса средняя частота таких выбросов определяется выражением [7]

$$\nu(u_0) = f_u \exp\left(-\frac{1}{2}\left(\frac{u_0 - m_u}{\sigma_u}\right)^2\right), \quad (6)$$

где m_u, σ_u, f_u – соответственно математическое ожидание, среднее квадратичное отклонение и средняя квадратичная частота флюктуаций.

Средняя квадратичная частота флюктуаций процесса связана с его нормированной автокорреляцией $R_u(\tau)$ соотношением [7]

$$f_u = \frac{1}{2\pi} \sqrt{-R_u''(0)}.$$

Введем обозначение

$$k_0 = \frac{u_0 - m_u}{\sigma_u} \quad (7)$$

и назовем k_0 «пороговым коэффициентом по уровню». Тогда из (7) порог селекции по уровню определяется равенством

$$u_0 = m_u + k_0 \sigma_u. \quad (8)$$

Подставив (7) в (6) и решив уравнение

$$\nu = f_u e^{-\frac{k_0^2}{2}}$$

относительно k_0 , получим его величину:

$$k_0 = \sqrt{2 \ln\left(\frac{f_u}{\nu}\right)}. \quad (9)$$

Используя (5) выразим величину порогового коэффициента через заданную вероятность ложной тревоги

$$k_0 = \sqrt{2 \ln\left(\frac{f_u T_0}{P_{\text{ЛТ}}}\right)}. \quad (10)$$

Следовательно, порог селекции сигнала по уровню, обеспечивающий заданную вероятность ложной тревоги $P_{\text{ЛТ}}$ на известном максимально возможном интервале ожидания сигнала T_0 , в случае нормализованного помехового индикаторного процесса определяется выражением:

$$u_0 = m_u + \sigma_u \sqrt{2 \ln\left(\frac{f_u T_0}{P_{\text{ЛТ}}}\right)}. \quad (11)$$

3. Сравнение порогов селекции сигнала по уровню, определяемых по двум методикам

В случае нормализации решающей статистики условная плотность вероятности ее величины или мгновенного значения стационарного помехового индикаторного процесса в любой момент времени определяется функцией Гаусса

$$W(u/H_0) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{1}{2}\left(\frac{u - m_u}{\sigma_u}\right)^2\right),$$

а вероятность ложной тревоги «в точке» согласно (1) – выражением

$$P_{\text{ЛТ}} = 1 - \Phi\left(\frac{u_0 - m_u}{\sigma_u}\right), \quad (12)$$

где

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{y^2}{2}} dy$$

– интеграл вероятности Лапласа.

Вводя в (12) пороговый коэффициент (7) и решая уравнение

$$P_{\text{ЛТ}} = 1 - \Phi(k_0)$$

относительно k_0 , получаем известную его зависимость от $P_{\text{ЛТ}}$:

$$k_0 = \arg(\Phi(1 - P_{\text{ЛТ}})) \quad (13)$$

и алгоритм формирования порога, обеспечивающий эту вероятность:

$$u_0 = m_u + \sigma_u \arg(\Phi(1 - P_{\text{ЛТ}})). \quad (14)$$

Сравним величины k_0 , полученные по двум методикам для одинаковых значений $P_{\text{ЛТ}}$.

Согласно (13) для определения k_0 по традиционной методике необходима только вероятность ложной тревоги $P_{\text{ЛТ}}$ «в точке». Для определения k_0 по предлагаемой методике согласно (10) необходимо задать величины T_0 и f_u (их произведение).

В обнаружителях с нормализованным помеховым индикаторным процессом средняя квадратичная частота его флюктуаций определяется выражением [8]

$$f_u = \frac{1}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{\tau_k \tau_u}}, \quad (15)$$

где τ_k – эквивалентная длительность нормированной автокорреляции преддетекторного

процесса; τ_u – постоянная времени последетекторного НЧ-фильтра.

В различных обнаружителях величина f_u принимает значения от единиц до нескольких десятков герц. В нашем расчета примем $f_u = 10$

Гц. Максимально возможное время ожидания T_0 в зависимости от условий использования обнаружителей меняется в широких пределах – от десятков секунд – до десятков миллионов секунд.

Заключение

В таблице приведены значения порогового коэффициента k_0 при $f_u = 10$ Гц и нескольких значениях времени ожидания сигнала T_0 : 10 с, 3600 с (час), 86400 с (сутки), $26 \cdot 10^5$ (один месяц) и $31 \cdot 10^6$ с (один год). В первой строке таблицы приведены значений k_0 при $P_{\text{ЛТ}}$ «в точке».

Данные из таблицы показывают, что учет реальных условий работы обнаружителя в режиме ожидания сигнала приводит к значительному повышению порога селекции сигнала по уровню по сравнению с порогом для $P_{\text{ЛТ}}$ «в точке». Следовательно, **именно такой порог надо использовать при оценке эффективности обнаружителя по критерию Неймана-Пирсона.**

Из таблицы также видно, что с ростом времени ожидания порог становится недопустимо велик с точки зрения загробления обнаружителя, что приводит к **необходимости привлечения дополнительных признаков сигнала для принятия обнаруженческих решений.**

Таблица 2

Значения порога селекции сигнала по уровню			
$f_u \cdot T_0$	$P_{\text{ЛТ}}$		
	10^{-1}	10^{-2}	10^{-3}
«в точке»	1.28	2.33	3.1
10^2	3.72	4.29	4.8
$36 \cdot 10^3$	5.06	5.49	5.9
$864 \cdot 10^3$	5.65	6.04	6.41
$26 \cdot 10^6$	6.22	6.58	7.25
$31 \cdot 10^7$	6.61	6.95	7.73

Литература

1. Мидлтон Д. Статистическая теория обнаружения сигналов. В сб. статей Прием сигналов при наличии помех. М.: ИЛ, 1960.
2. Ольшевский В.В. Статистические методы в гидролокации. Л.: Судостроение, 1973.
3. Сосулин Ю.Г. Теория обнаружения и оценивания стохастических сигналов. М.: Сов. Радио, 1978.
4. Бурдик В.С. Анализ гидроакустических систем. Л.: Судостроение, 1988.
5. Малышкин Г.С. Оптимальные и адаптивные методы обработки гидроакустических сигналов. Том 1. СПб: "Концерн ЦНИИ Электроприбор", 2009.
6. Худсон Д. Статистика для физиков. М.: Мир, 1967.

7. Левин Б.Р. Теоретические основы статистической радиотехники. М.: Сов. Радио, 1974.
8. Егоров С.Б. Энергетические обнаружители шумовых акустических сигналов. СПб: СПбГМТУ, 2016.

References

1. Middleton D. Statistical theory of signal detection. Trans. IRE, Vol. IT-3, 1954. pp. 26-51.
2. Ol'shevskij V.V. Statistical methods in hydrolocation. L.: Sudostroenie, 1973.
3. Sosulin Y.G. Stochastic signals detection and estimation theory. M.: Sov. Radio, 1978.
4. Burdic W.S. Underwater Acoustic System Analysis. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1991.
5. Mal'yshkin G.S. Optimal and adaptive methods of hydroacoustic signals processing. SPb: Konzern CzNII "E`LEKTROPRIBOR", 2009.
6. Hudson D.J. Lectures on Elementary Statistics and Probability. Geneva: CERN, 1964.
7. Levin B.R. Theoretical basics of statistical radio engineering. M.: Sov. Radio, 1974.
8. Egorov S.B. Energy detectors of noise-like acoustic signals. SPb: SPbGMTU, 2016.

АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ И ПРОИЗВОДСТВАМИ

УДК 534.232: 678.686:621.315.612

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НАПОЛНИТЕЛЕЙ НА СТРУКТУРУ И ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭПОКСИДНОГО КЛЕЯ ДМ-5-65

Ирина Владимировна Баранец

кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник
ФГУП «НИИСК»
198035, Санкт-Петербург, ул. Гапсальская, 1
e-mail: baranets@mail.ru

Глеб Вячеславович Ваганов

кандидат технических наук, старший научный сотрудник
Институт высокомолекулярных соединений РАН
199004, Санкт-Петербург, Большой проспект В.О., 31
e-mail: glebvaganov@mail.ru

Людмила Викторовна Гайдукова

научный сотрудник
ФГУП «НИИСК»
198035, Санкт-Петербург, ул. Гапсальская, 1

Алексей Владимирович Краснов

заместитель начальника отдела
АО «Концерн «МПО-Гидроприбор»
194044, Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр., 24
e-mail: clepto@inbox.ru

Федор Федорович Легуша

доктор физико-математических наук, профессор, заведующий кафедрой физики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: legusha@smtu.ru

Герман Анатольевич Никитин

инженер-технолог 1 категории
АО «Концерн «МПО-Гидроприбор»
194044, Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр., 24
e-mail: nikitin_german@mail.ru

Сергей Иванович Пугачев

доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник
АО «Концерн «МПО-Гидроприбор»
194044, Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр., 24
e-mail: spugachev@bk.ru

Евгений Юрьевич Рытов

кандидат технических наук, доцент кафедры физики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: physics_spbmtu@mail.ru

Аннотация

В работе исследуются структура и физико-механические характеристики наполненного эпоксидного клея ДМ-5-65, применяемого для сборки составных электроакустических преобразователей гидроакустических систем. Особенностью исследования является использование в качестве дисперсных неорганических наполнителей пьезокерамических материалов ТБК-3, ЦТС-19 и ЦТБС-3. Приведены результаты морфологического исследования, определены краевой угол смачивания и свободная поверхностная энергия отвержденного клея ДМ-5-65, содержащего указанные наполнители, а также удельная поверхность порошков наполнителей. Определены деформационно-прочностные и термомеханические свойства отвержденного клея ДМ-5-65. Механическими испытаниями на отрыв установлена прочность соединения эпоксидного клея ДМ-5-65 с металлом. Показано, что химическая природа наполнителей определяет характер их распределения в связующем клея, взаимную упорядоченность макромолекул матрицы и свободную поверхностную энергию. Отмечена роль наполнителя с пониженной склонностью к агрегации частиц в формировании клея однородного состава.

Ключевые слова: эпоксидный клей, наполнитель, пьезокерамические материалы, структура клея, механические свойства клея, механическая прочность соединений клей-металл.

THE STUDY ON INFLUENCE OF COUPLING AGENTS ON THE STRUCTURE AND PHYSICAL&MECHANICAL PROPERTIES OF EPOXY ADHESIVE DM-5-65

Irina V. Baranets

PhD in Engineering Science, Senior Research Scientist
FSUE "NIISK"
198035, St. Petersburg, Gapsalskaya, 1
e-mail: baranets@mail.ru

Gleb V. Vaganov

PhD in Engineering Science, Senior Researcher
RAS Institute of Macromolecular Compounds
199004, St. Petersburg, V.O., Bolshoy prospect, 31
e-mail: glebvaganov@mail.ru

Lyudmila V. Gaidukova

Researcher
FSUE "NIISK"
198035, St. Petersburg, Gapsalskaya, 1

Alexey V. Krasnov

Deputy Head of Department
JSC Concern "MPO-Gidropribor"
194044, St. Petersburg, V.O., Bolshoy Sampsonievskiy prospect, 24
e-mail: clepto@inbox.ru

Fedor F. Legusha

Dr. Sci. in Physics and Mathematics, Professor, Head of Physics Department of
St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: legusha@smtu.ru

German A. Nikitin

Process Engineer, Category 1
JSC Concern "MPO-Gidropribor"
194044, St. Petersburg, V.O., Bolshoy Sampsonievskiy prospect, 24
e-mail: nikitin_german@mail.ru

Sergey I. Pugachev

Dr. Sci. Tech, Professor, Chief Researcher
JSC Concern "MPO-Gidropribor"
194044, St. Petersburg, V.O., Bolshoy Sampsonievskiy prospect, 24
e-mail: spugachev@bk.ru

Evgeny Yu. Rytov

PhD in Engineering Science, Associate Professor at the Physics Department,
St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: physics_spbmtu@mail.ru

Abstract

The paper investigates the structure and physical and mechanical properties of filled epoxy adhesive DM-5-65, used to assemble composite electro-acoustic transducers of hydro-acoustic systems. A distinguished feature of the study is application of TBK-3, TsTS-19 and TsTBS-3 as dispersive piezoelectric ceramic inorganic fillers. The results of a morphological study are presented, the contact angle and the free surface energy of the cured adhesive DM-5-65 containing these fillers are determined, as well as the specific surface of the filler powders. The strain-strength and thermomechanical properties of the cured adhesive DM-5-65 are determined. By mechanical pull-off adhesion tests, the strength of connection of DM-5-65 epoxy adhesive with metal was established. It is shown that the chemical nature of the coupling fillers determines the nature of their distribution in the adhesive binder, mutual regularity of matrix macromolecules, and free surface energy. The role of the filler in reducing susceptibility for particles to aggregate in the formation of a uniform adhesive is highlighted.

Key words: epoxy adhesive, filler, piezoelectric ceramic materials, adhesive structure, mechanical properties of adhesive, mechanical strength of adhesive-metal compounds.

Введение

Для соединения активных и пассивных элементов составных электроакустических преобразователей (ЭАП) гидроакустических систем широко применяется эпоксидный клей ДМ-5-65 [1]. В состав клея входят (в массовых долях):

связующее – эпоксидная смола ЭД-20 (100); отвердитель – малеиновый ангидрид (50); дисперсные неорганические наполнители: титанат бария (100), оксид алюминия (50), оксид цинка (10); и катализатор отверждения – триэтанолламин (0,6). Разработанный еще в 60-х годах прошлого столетия этот клей первоначально использовался

для создания составных ЭАП на основе пьезокерамики титаната бария. Этим, в частности, и объяснялось использование в качестве одного из наполнителей клея дисперсного порошка титаната бария (ТБ). В современных ЭАП применяются пьезокерамические материалы системы цирконата-титаната свинца (ЦТС), а в ряде случаев модифицированная пьезокерамика на основе титаната бария-кальция с добавкой углекислого кобальта (ТБК) [2,3]. Учитывая, что наполнители являются третьим по значимости (после связующего и отвердителя) компонентом клеевых составов [4-11] и, принимая во внимание особенности использования наполненных клеев для сборки ЭАП на основе пьезокерамических материалов системы ЦТС и ТБК, комплексное исследование клея ДМ-5-65 с наполнителями на основе этих материалов представляется весьма актуальным.

Целью работы являлось исследование влияния химического состава дисперсных наполнителей ТБК и ЦТС на морфологию клея ДМ-5-65: характер распределения частиц наполнителей и двулучепреломление связующего.

Проведены морфологические исследования, определены краевой угол смачивания и свободная энергия поверхности отвержденного клея ДМ-5-65 с различными наполнителями, а также удельная поверхность порошков наполнителей по методу Брунауэра-Эммета-Теллера (БЭТ) [12].

1. Методики исследования

Морфологические исследования выполнены на аналитическом комплексе, включающем исследовательский оптический микроскоп марки LeicaDM-2500, цветную цифровую камеру высокого разрешения марки LeicaDFC-420C и специализированную компьютерную станцию. Захват, архивирование и количественная обработка изображений реализованы с помощью программного обеспечения LeicaApplicationSuite. Фазовая структура, характер межфазных границ и морфология матрицы образцов клея ДМ-5-65 исследованы на просвет в диапазоне длин волн от 200 нм до 1200 нм на срезах клея, отвержденного на стали X18H10T. Используются режимы светлого поля, темного поля, фазового контраста и скрещенных николей в диапазоне увеличений от

130^x до 1820^x. Основные результаты представлены в виде микрофотографий.

Измерения краевого угла смачивания между жидкостью и твердой поверхностью в среде воздуха проведены на приборе KrussDSA 25 S (Германия) при температуре воздуха +20^oC. Рабочей жидкостью являлась дистиллированная вода или глицерин. Определение статического краевого угла смачивания проведено по методу лежащей капли. Анализ капли выполнен методом Юнга-Лапласа при объеме капли равном 6,9 мкл, дозированной шприцом с ценой деления 0,3 мкл. В этом методе оценивается полный контур капли и учитываются не только межфазные взаимодействия, определяющие контур капли, но и вклад веса жидкости капли. Краевой угол определяется как наклон касательной в точке касания трех фаз.

Расчет свободной энергии поверхности проведен по методу Оуэнса-Вендта-Рабеля-Кьельбле (ОВРК) [13], в котором используются значения краевого угла смачивания лежащей на твердой поверхности капли для двух жидкостей с известными полярной и дисперсной составляющими поверхностного натяжения: дистиллированной воды (52.20 и 19.90) и глицерина (41.50 и 21.20). Расчеты выполнены в программе DSA4. Удельная поверхность порошков наполнителей, входящих в рецептуру ДМ-5-65, определена на приборе NOVA4000 фирмы Quantachromeinstruments по методу БЭТ.

2. Экспериментальные результаты

Стандартный состав ДМ-5-65 (наполнитель ТБ). Установлено, что численные значения удельной поверхности порошковых наполнителей существенно различаются: 79,491 м²/г для оксида алюминия, 7,617 м²/г для оксида цинка и 2,685 м²/г для ТБ (производство ЗАО «НПФ» и «Люминофор»). Порошок ТБ активно образует агрегаты (рис. 1а). Состав отвержденного клея характеризуется слоистым расположением наполнителей в виде рыхлых полос разной конфигурации шириной от 6 до 26 мкм с диффузными границами (рис. 1б). Двулучепреломление матрицы – мозаичное (рис. 1в). Свободная энергия поверхности равна 952,90±8,96 мН/м.

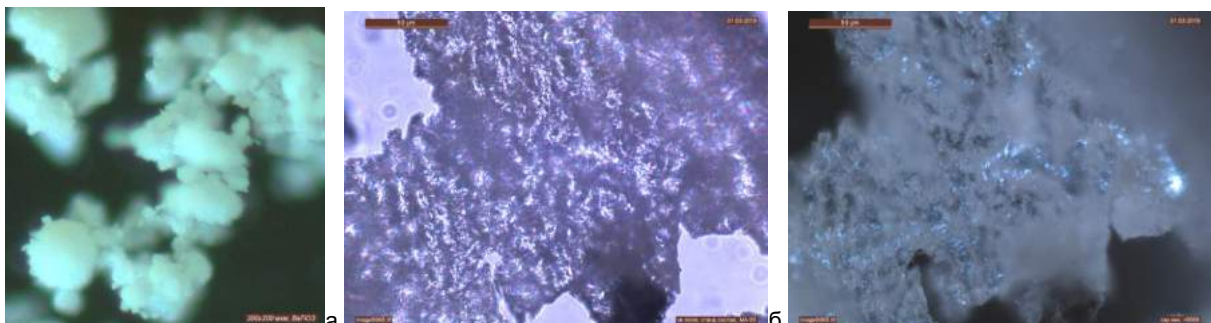


Рис.1. Микрофотографии частиц ТБ (а) и отвержденного на стали X18H10T клея ДМ-5-65 (б, в).
Размеры: 200 мкм × 200 мкм (а), 256 мкм × 192 мкм (б, в).
Режимы: темное поле (а), светлое поле (б), скрещенные николи (в).

ДМ-5-65 с наполнителем ТБК-3. Установлено, что склонность к агрегации частиц порошка ТБК-3 существенно ниже, чем у ТБ (рис. 2а). Удельная поверхность ТБК-3 равна $1,547 \text{ м}^2/\text{г}$. Наполнитель распределен по объему клея более равномерно, чем при его стандартной рецептуре. Материал изотропен, агрегаты наполнителей рыхлые, имеют

диффузные границы, объемы свободной от наполнителей матрицы сокращены (рис. 2б). Изменение интенсивности двулучепреломления матрицы клеевого соединения с наполнителем ТБК-3 по объему материала заметно меньше, чем при стандартном составе клея (рис. 2 в).

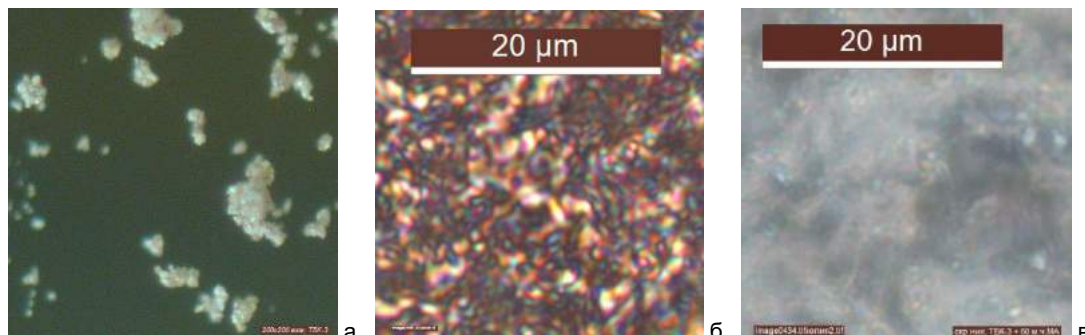


Рис. 2. Микрофотографии частиц ТБК-3 (а) и отвержденного на стали X18N10T клея ДМ-5-65 (б, в).
Размеры: $200 \text{ мкм} \times 200 \text{ мкм}$ (а), $26 \text{ мкм} \times 26 \text{ мкм}$ (б), $27,5 \text{ мкм} \times 27,5 \text{ мкм}$ (в).
Режимы: темное поле (а), светлое поле (б), скрещенные николи (в).

ДМ-5-65 с наполнителем ЦТБС-3. Численное значение удельной поверхности ЦТБС-3 равно $2,441 \text{ м}^2/\text{г}$, что выше, чем у ТБК-3, но ниже, чем у ТБ. Склонность к агрегации частиц порошка ЦТБС-3 выше, чем у частиц ТБК-3 (рис. 3а). В объеме отвержденного клея наполнители эффективно диспергированы, материал изотропен, агрегаты

имеют округлую форму (рис. 3б). Интенсивность двулучепреломления матрицы клея с наполнителем ЦТБС-3 ниже, чем у стандартного состава (рис. 3в). Свободная поверхностная энергия клея равна $142,5 \pm 8,45 \text{ мН/м}$, что существенно ниже, чем клея стандартной рецептуры.

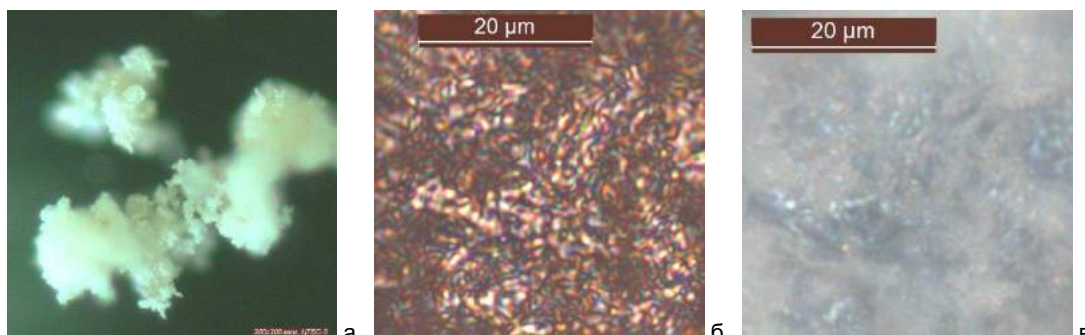


Рис. 3. Микрофотографии частиц наполнителя ЦТБС-3 (а) и отвержденного на стали X18N10T клея (б, в).
Размеры: $200 \text{ мкм} \times 200 \text{ мкм}$ (а), $37,7 \text{ мкм} \times 37,7 \text{ мкм}$ (б), $35,7 \text{ мкм} \times 35,7 \text{ мкм}$ (в).
Режимы: темное поле (а), светлое поле (б), скрещенные николи (в).

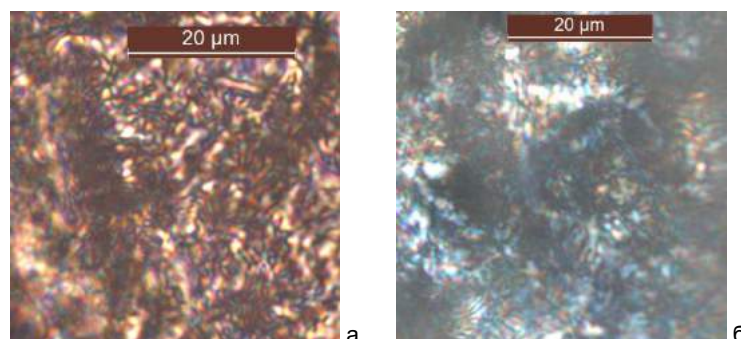


Рис. 4. Микрофотографии отвержденного на стали X19N10T клея с наполнителем ЦТС-19.
Размеры: $39 \text{ мкм} \times 39 \text{ мкм}$ (а), $45,5 \text{ мкм} \times 45,5 \text{ мкм}$ (б). Режимы: светлое поле (а), скрещенные николи (б).

ДМ-5-65 с наполнителем ЦТС-19. Численное значение удельной поверхности порошка ЦТС-19 равно $2,407 \text{ м}^2/\text{г}$, что ниже, чем у ЦТБС-3 и ТБ, но существенно выше чем у ТБК-3. Клей

характеризуется локальными флуктуациями концентрации наполнителей в связующем (рис. 4а). Двулучепреломление матрицы также варьируется по интенсивности (рис. 4б). Свободная

поверхностная энергия равна $360,8 \pm 12,2$ мН/м, что меньше, чем клея стандартной рецептуры, но выше, чем для клея с наполнителем ЦТБС-3.

3. Деформационно-прочностные и термомеханические свойства клея

Изготовление образцов. Клей заливали в специальную форму и отверждали в течение 48 часов при температуре 65°C. Получали 4 идентичных образца, один из которых представлен на рис. 5.

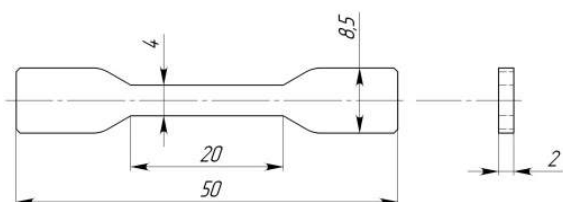


Рис. 5. Образец для испытаний.

Определение деформационно-прочностных свойств. Образцы подвергали одноосному растяжению на универсальной разрывной установке Electropulse E1000 (США) при скорости растяжения 1 мм/мин. По результатам испытаний определили значения модуля упругости E , напряжения и деформации при разрушении образца σ_r и ϵ_r , (табл. 1). Видно, что образец с наполнителем ЦТБС-3 образует менее жесткий материал, о чем свидетельствует снижение модуля упругости и повышение деформации при разрушении образца по сравнению с образцом, содержащим наполнитель ЦТС-19.

Таблица 1

Механические свойства образцов

Наполнитель	E , ГПа	σ_r , МПа	ϵ_r , %
ТБ	4770 ± 250	$33,31 \pm 5,42$	$0,97 \pm 0,12$
ТБК-3	4922 ± 244	$42,51 \pm 5,21$	$1,67 \pm 0,36$
ЦТБС-3	4825 ± 333	$48,54 \pm 6,81$	$1,75 \pm 0,43$
ЦТС-19	5192 ± 397	$42,70 \pm 2,41$	$1,13 \pm 0,24$

Таблица 2

Температура стеклования образцов

Наполнитель	Температура стеклования, °C
ТБ	82,5
ТБК-3	78,0
ЦТБС-3	92,5
ЦТС-19	90,0

Определение термомеханических свойств. Образцы исследовали методом динамического механического анализа на установке Electropulse E1000 в режиме растяжения в диапазоне температур (30...150)°C при скорости нагрева 10 мм/мин, амплитуде колебаний 20 мкм и частоте 10 Гц. По результатам эксперимента определили температуру стеклования образцов как максимум

тангенса угла механических потерь на кривой зависимости тангенса от температуры (табл. 2). Видно, что повышенными температурами стеклования характеризуются клеи с наполнителями системы ЦТС. Повышение температуры стеклования отвержденного клея при переходе от наполнителей на основе ТБ к ЦТС, по-видимому, свидетельствует о более высоком уровне взаимодействия наполнителя ЦТС с эпоксидной матрицей по сравнению с ТБ в процессе отверждения [6, 14]. При этом такое взаимодействие может носить как физический так и химический характер [15].

4. Механические испытания соединений клей-металл

Прочность соединения клей-металл определяли по ГОСТ 14760-69 при нормальной температуре. Для испытаний использовали стандартные образцы (грибки) из стали Х18Н10Т. Перед склеиванием поверхности грибков подвергали пескоструйной обработке. Испытания проводили на универсальной испытательной машине LFM-50 фирмы «Walter + Bai AG», Швейцария, при скорости движения захватов 10 мм/мин. Результаты испытаний при содержании в клее различных пьезокерамических наполнителей приведены в табл. 3.

Таблица 3

Механические испытания соединений клей – металл

Наполнитель	Количество образцов	Предел прочности, МПа	Характер разрыва
ТБ	10	70,0	Клей на одной стороне грибка
ТБК-3	10	76,0	Отрыв по клею
ЦТБС-3	10	70,7	Клей на одной стороне грибка
ЦТС-19	10	74,1	Отрыв по клею

Из таблицы следует, что наибольший предел прочности получен в соединениях с наполнителями ТБК-3 и ЦТС-19 при когезионном характере разрыва.

Заключение

Комплексное исследование отвержденного клея ДМ-5-65 с различными наполнителями показало, что химическая природа наполнителей определяет характер их распределения в связующем, взаимную упорядоченность макромолекул матрицы и свободную поверхностную энергию. Формированию однородного состава клея ДМ-5-65 способствует применение наполнителя с пониженной склонностью к агрегации частиц, что коррелирует с пониженными значениями свободной поверхностной энергии клея и повышенными значениями предела прочности на отрыв.

Литература

1. Подводные электроакустические преобразователи. Справочник. / Под ред. В.В. Богородского. - Л.: Судостроение, 1983. – 248 с.
2. Материалы пьезокерамические. Технические условия. ОСТ II 0444-87. – М.: 1987. – 141 с.
3. Физические основы, методы исследования и практическое применение пьезоматериалов. – М.: Техносфера, 2013. – 271 с.
4. Липатов Ю.С. Физическая химия наполненных полимеров. – М.: Химия, 1977. – 304 с.
5. Наполнители для полимерных композиционных материалов (справочное пособие). / Под ред. Г.С. Каца и Д.В. Милевски. – М.: Химия, 1981. – 736 с.
6. Чернин И.З., Смехов Ф.М., Жердев Ю.В. Эпоксидные полимеры и композиции. – М.: Химия, 1982. – 230 с.
7. Брик М.Т. Деструкция наполненных полимеров. – М.: Химия, 1989. – 191 с.
8. Гладких С.Н., Войтович В.А. Вещества, регулирующие свойства клеящих и уплотнительных материалов. // Клеи. Герметики. Технологии. 2008. № 12. С. 33-38.
9. Функциональные наполнители для пластмасс. / Под ред. М. Ксаноса. – СПб.: Научные основы и технологии, 2010. – 462 с.
10. Поциус А. Клеи, адгезия, технология склеивания. – СПб.: Профессия, 2016. – 384 с.
11. Петрова А.П. Основные компоненты клеев и их вклад в свойства клеевых соединений. // Клеи. Герметики. Технологии. 2016. № 8. С. 34-43.
12. Грег С., Синг К. Адсорбция, удельная поверхность, пористость. – М.: Мир, 1984. – 306 с.
13. Zenkiewicz M. Methods for the calculation of surface free energy of solids. // J. Achiev in Mater. and Manufact. Eng. 2007, v. 24, n. 1, p. 137-145.
14. Физические свойства сетчатых полимеров на основе эпоксидных смол. / Г.В. Ваганов, М.Ф. Галиханов, Ю.А. Гороховатский и др.; под общ. ред. проф. Ю.А. Гороховатского – СПб.: изд-во «Форапринт». 2015. – 92 с.
15. Полимерные композиционные материалы: структура, свойства, технология: уч. пособие. / М.Л. Кербер, В.М. Виноградов, Г.С. Головкин и др.: под ред. А.А. Берлина. – СПб.: Профессия, 2008. – 560 с.

References

1. Podvodnye elektroakusticheskie preobrazovateli. Spravochnik. / Pod red. V.V. Bogorodskogo. - L.: Sudostroenie, 1983. – 248 s.
2. Materialy p'ezokeramicheskie. Tekhnicheskie usloviya. OST II 0444-87. – M.: 1987. – 141 s.
3. Fizicheskie osnovy, metody issledovaniya i prakticheskoe primeneniye p'ezomaterialov. – M.: Tekhnosfera, 2013. – 271 s.
4. Lipatov YU.S. Fizicheskaya himiya napolnennyh polimerov. – M.: Himiya, 1977. – 304 s.
5. Napolniteli dlya polimernyh kompozitsionnyh materialov (spravochnoe posobie). / Pod red. G.S. Kaca i D.V. Milevski. – M.: Himiya, 1981. – 736 s.
6. Chernin I.Z., Smekhov F.M., Zherdev YU.V. Epoksidnye polimery i kompozicii. – M.: Himiya, 1982. – 230 s.
7. Brik M.T. Destrukciya napolnennyh polimerov. – M.: Himiya, 1989. – 191 s.
8. Gladkih S.N., Vojtovich V.A. Veshchestva, reguliruyushchie svojstva kleyashchih i uplotnitel'nyh materialov. // Klei. Germetiki. Tekhnologii. 2008. № 12. S. 33-38.
9. Funkcional'nye napolniteli dlya plastmass. / Pod red. M. Ksanosa. – SPb.: Nauchnye osnovy i tekhnologii, 2010. – 462 s.
10. Pocius A. Klei, adgeziya, tekhnologiya skleivaniya. – SPb.: Professiya, 2016. – 384 s.
11. Petrova A.P. Osnovnye komponenty kleev i ih vklad v svojstva kleevyh soedinenij. // Klei. Germetiki. Tekhnologii. 2016. № 8. S. 34-43.
12. Greg S., Sing K. Adsorbciya, udel'naya poverhnost', poristost'. – M.: Mir, 1984. – 306 s.
13. Zenkiewicz M. Methods for the calculation of surface free energy of solids. // J. Achiev in Mater. and Manufact. Eng. 2007, v. 24, n. 1, p. 137-145.
14. Fizicheskie svojstva setchatyh polimerov na osnove epoksidnyh smol. / G.V. Vaganov, M.F. Galihanov, YU.A. Gorohovatskij i dr.; pod obshch. red. prof. YU.A. Gorohovatskogo – SPb.: izd-vo «Foraprint». 2015. – 92 s.
15. Polimernye kompozitsionnye materialy: struktura, svojstva, tekhnologiya: uch. posobie. / M.L. Kerber, V.M. Vinogradov, G.S. Golovkin i dr.: pod red. A.A. Berlina. – SPb.: Professiya, 2008. – 560 s.

УДК 534.232.001.4:678.686:537.212

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НАПОЛНИТЕЛЕЙ ЭПОКСИДНОГО КЛЕЯ ДМ-5-65 НА ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОСТАВНОГО ЭЛЕКТРОАКУСТИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ

Антон Станиславович Ветров

начальник участка

АО «Концерн «МПО-Гидроприбор»

194044, Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр., 24

e-mail: anton-vetrov@mail.ru

Алексей Владимирович Краснов

заместитель начальника отдела

АО «Концерн «МПО-Гидроприбор»

194044, Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр., 24

e-mail: clepto@inbox.ru

Федор Федорович Легуша

доктор физико-математических наук, профессор, заведующий кафедрой физики

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3

e-mail: legusha@smtu.ru

Сергей Иванович Пугачев

доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник

АО «Концерн «МПО-Гидроприбор»

194044, Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр., 24

e-mail: spugachev@bk.ru

Евгений Юрьевич Рытов

кандидат технических наук, доцент кафедры физики

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3

e-mail: physics_spbmtu@mail.ru

Иосиф Иосифович Стырикович

начальник сектора, кандидат технических наук

АО «Концерн «МПО-Гидроприбор»

194044, Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр., 24

e-mail: info@gidropribor.ru

Сергей Анатольевич Чижев

ведущий инженер-технолог

АО «Концерн «МПО-Гидроприбор»

194044, Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр., 24

e-mail: sergei.chizhev@yandex.ru

Аннотация

В работе исследуются электрофизические характеристики составных стержневых электроакустических преобразователей, активные и пассивные элементы которых соединены эпоксидным клеем ДМ-5-65, содержащим дисперсионные наполнители системы титаната бария и цирконата-титаната свинца. Характеристики определены по результатам испытаний партий преобразователей в слабом и сильном динамическом электрическом поле. Рассчитаны диапазоны изменения электрофизических характеристик преобразователей в пределах партий. Показано, что применение в клее наполнителя ЦТБС-3 применительно к преобразователю, содержащему пьезокерамические элементы из материала ЦТСтБС-2, приводит к наименьшему разбросу значений электрофизических характеристик преобразователей. Результаты испытаний и расчетов сопоставлены с данными о влиянии выбранных дисперсных наполнителей на структуру и физико-механические характеристики клея. По результатам работы даны рекомендации по выбору материала и массы дисперсного наполнителя клея ДМ-5-65 для повышения качества сборки составных электроакустических преобразователей.

Ключевые слова: стержневой преобразователь, клей ДМ-5-65, дисперсные наполнители клея, электрофизические характеристики преобразователей, испытания преобразователей в динамических электрических полях.

INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF EPOXY FILLERS EFFECT OF DM-5-65 ON ELECTROPHYSICAL CHARACTERISTICS COMPOSITE ELECTROACOUSTIC TRANSDUCER

Anton S. Vetrov

The Production Supervisor «Concern «SUW – Gidropribor»

24, Bolshoj Sampsonievskij Str., 194044, St. Petersburg, Russian Federation
e-mail: anton-vetrov@mail.ru

Aleksey V. Krasnov

The Head of Department JSC «Concern «SUW – Gidropribor»
24, Bolshoj Sampsonievskij Str., 194044, St. Petersburg, Russian Federation
e-mail: clepto@rambler.ru

Fedor F. Legusha

Dr. Sci. Phys.-Math., the professor, the chief of department of physics,
State marine technical university of St. Petersburg,
Lotsmanskaya Str., 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail e-mail: legusha@smtu.ru

Sergey I. Pugachev

Prof., Dr. Sci. Tech., the leading Researcher JSC «Concern «SUW – Gidropribor»
24, Bolshoj Sampsonievskij Str., 194044, St. Petersburg, Russian Federation
e-mail: spugachev@bk.ru

Evgeny Yu. Rytov

Cand. Sci. Tech., the associate professor of department of physics,
State marine technical university of St. Petersburg,
Lotsmanskaya Str., 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: physics_spbmtu@mail.ru

Iosif I. Styrikovitch

Cand. Sci. Tech., the Head of Sector JSC «Concern «SUW – Gidropribor»
24, Bolshoj Sampsonievskij Str., 194044, St. Petersburg, Russian Federation
e-mail: info@gidropribor.ru

Sergei A. Chizhev

Lead process engineer «Concern «SUW – Gidropribor»
24, Bolshoj Sampsonievskij Str., 194044, St. Petersburg, Russian Federation
e-mail: sergei.chizhev@yandex.ru

Abstract

The paper investigates the electrophysical characteristics of composite rod electro-acoustic transducers, active and passive elements of which are connected by epoxy glue DM-5-65, containing dispersion fillers of barium titanate and zirconate-lead titanate system. The characteristics are determined by the results of testing batches of transducers in a weak and strong dynamic electric field. The calculated ranges of changes in the electrical characteristics of the transducers within the parties. It is shown that the use of the filler PZTB-3 in the adhesive in relation to the transducer containing piezoceramic elements from the material PZTBS-2 leads to the smallest dispersion of the values of the electrophysical characteristics of the transducers. The results of tests and calculations are compared with the data on the influence of the selected dispersed fillers on the structure and physical and mechanical characteristics of the glue. Based on the results of the work, recommendations are given on the choice of material and mass of the dispersed filler of DM-5-65 glue to improve the assembly quality of composite electroacoustic transducers.

Key words: rod transducer, glue DM-5-65, dispersed fillers of glue, electrophysical characteristics of transducers, tests of transducers in dynamic electric fields.

Введение

В электро- и гидроакустике широкое применение находит составной пьезокерамический преобразователь стержневого типа [1,2], типовая конструкция которого приведена на рис. 1. В представленном преобразователе активные и пассивные элементы соединены клеем ДМ-5-65 (слой клея на рисунке не показан). В настоящей статье, являющейся логическим продолжением работы [3], исследуется влияние вводимых в клей ДМ-5-65 дисперсных наполнителей на основе титаната бария (ТБ и ТБК-3) и цирконата-титаната свинца (ЦТБС-3 и ЦТС-19) на электрофизические характеристики преобразователя.

1. Экспериментальные результаты

Для экспериментального исследования были изготовлены 140 преобразователей приведенной выше конструкции, разделенных на 4 равные партии. Сборка преобразователей в партиях

осуществлялась с использованием клея ДМ-5-65, одним из дисперсных наполнителей которого являлись материалы ТБ, ТБК-3, ЦТБС-3 или ЦТС-19. Пьезокерамические элементы в форме кольца были изготовлены ООО «Аврора-ЭЛМА» из материала ЦТСтБС-2. Преобразователи испытывались в слабом и сильном динамическом электрическом поле.

Испытания в слабом электрическом поле.

Испытания проводились по методу *резонанса-антирезонанса* ($P - A$) [4]. Метод, включенный в отраслевой стандарт [5], позволяет определять упругие и диэлектрические константы пьезокерамических материалов и электрофизические характеристики пьезокерамических резонаторов.

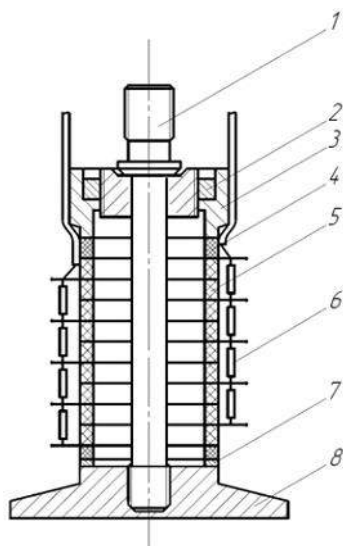


Рис. 1. Составной стержневой пьезокерамический преобразователь:
 1 – элемент армирования, 2 – гайка, 3 – накладка тыльная, 4 – керамическое кольцо, 5 – пьезокерамический элемент, 6 – провод, 7 – стальное кольцо, 8 – накладка излучающая.

Испытания в сильном электрическом поле.
 В процессе испытаний, проводимых по методике, представленной в работах [6-8], в преобразователях в течение фиксированного времени создавались динамические напряжения на резонансной частоте и контролировались электрофизические характеристики преобразователей.

Усредненные значения электрофизических характеристик преобразователей, а также усредненные значения изменения этих характеристик в пределах каждой партии, определенные в процессе испытаний в слабом и сильном электрическом поле, представлены в таблицах 1 и 2. В слабом электрическом поле определены следующие характеристики: F_p – частота резонанса, F_{ap} – частота антирезонанса, U_p – напряжение на резонансе, U_{ap} – напряжение на антирезонансе, $F_{ap}-F_p$ – резонансный промежуток, C – электрическая емкость, $tg\delta$ – тангенс угла диэлектрических потерь. В сильном электрическом поле определены значения F_pA и A , – частоты резонанса и полной амплитуды напряжения, соответственно, – полученные в режиме испытания на механическую прочность при циклических нагрузках.

Таблица 1

Усредненные значения электрофизических характеристик

Наполнитель	F_p , кГц	F_{ap} , кГц	U_p , мВ	U_{ap} , мВ	$F_{ap}-F_p$, кГц	U_p/U_{ap}	C , нФ	$tg\delta$, отн. ед	F_pA , кГц	A , В
ТБ	$F_0+0,89$	$F_0+3,64$	161	0,32	2,76	512	5,816	0,0046	$F_0+0,77$	22,6
ТБК-3	$F_0+0,95$	$F_0+3,76$	153	0,32	2,81	484	5,792	0,0064	$F_0+0,86$	22,9
ЦТБС-3	$F_0+0,91$	$F_0+3,63$	154	0,32	2,72	487	5,762	0,0064	$F_0+0,81$	22,9
ЦТС-19	$F_0+0,96$	$F_0+3,81$	173	0,30	2,85	576	5,803	0,0048	$F_0+0,90$	20,5

Таблица 2

Усредненные значения изменения электрофизических характеристик (в процентах).

Наполнитель	F_p	F_{ap}	U_p	U_{ap}	$F_{ap}-F_p$	U_p/U_{ap}	C	$tg\delta$	F_pA	A
ТБ	3,42	3,45	43,4	31,5	15,6	52	3,75	43,2	3,63	22,1
ТБК-3	3,60	3,88	65,2	31,3	19,6	78,8	3,06	38,9	3,07	35,0
ЦТБС-3	2,23	2,47	52,3	15,9	16,6	66,4	2,00	36,5	2,47	21,9
ЦТС-19	5,0	2,30	40,4	49,5	28,4	60,8	14,4	41,7	3,97	34,2

2. Обсуждение результатов

В состав клея ДМ-5-65 входят три дисперсных наполнителя. Замена одного из них, стандартного ТБ, на ТБК-3, ЦТБС-3, или ЦТС-19, как показано в работе [3], не оказала существенного влияния на ряд физико-механических характеристик клея. В

связи с этим не следовало ожидать, что подобная замена приведет к значительному изменению электрофизических характеристик составных преобразователей. Действительно, сравнение электрофизических характеристик преобразователей, определенных в слабом

динамическом электрическом поле (табл. 1), показало, что они мало различаются при введении в состав клея одного из четырех указанных выше наполнителей. Иной вывод следует из данных, приведенных в табл. 2. Видно, что введение в клей в качестве наполнителя материала ЦТБС-3, физико-механические и электрофизические характеристики которого близки к аналогичным характеристикам материала ЦТСтБС-2 [5], привело к наименьшему изменению основных электрофизических характеристик F_p , F_pA , A , C , $tg\delta$ в партии преобразователей. Учитывая большое (35) количество преобразователей в каждой партии, этот результат может быть использован при комплектовании преобразователей для приемно-излучающих устройств гидроакустических антенн.

Представляет интерес сопоставление приведенных данных с результатами, полученными в работе [4], в которой показано, что клей с наполнителем ЦТБС-3 характеризуется, по сравнению с наполнителями ТБ, ТБК-3 и ЦТС-19, наименьшей жесткостью, а также самой высокой (90°C) температурой стеклования. Последнее обстоятельство свидетельствует о том, что взаимодействие наполнителя ЦТБС-3 с эпоксидной матрицей «может носить как физический, так и химический характер» [3].

Заключение

Из настоящей работы следует, что для повышения качества сборки составного стержневого пьезокерамического преобразователя посредством склеивания активных и пассивных элементов следует вводить в состав адгезива (клея) наполнитель с близкими к субстрату (пьезокерамике) значениями аналогичных характеристик, в частности, для преобразователей из пьезокерамики ЦТБС-3 и ЦТСтБС-2 – наполнитель ЦТБС-3.

В составном электроакустическом преобразователе приведенной конструкции клей наносится на пассивные элементы (накладки), изготовленные из алюминиевого сплава и нержавеющей стали, а также на покрытую серебром поверхность пьезокерамического элемента. В связи с этим для определения оптимальной массы вводимого в клей выбранного наполнителя рекомендуется определить реологические характеристики формируемых в преобразователе соединений субстрат-адгезив: поверхностное натяжение адгезива [9], смачивание адгезивом поверхности субстрата и его растекание по этой поверхности [10].

Литература

1. Подводные электроакустические преобразователи. Справочник. / Под ред. В.В. Богородского. – Л.: Судостроение, 1983. 248 с.
2. Стырикович И.И. Стержневые армированные пьезопреобразователи гидроакустических комплексов и систем МПО. Тр. IX Всероссийской конференции «Прикладные технологии гидроакустики и гидрофизики – ГА – 2008». – СПб.: 2008. - С. 229-232.
3. Исследование влияния наполнителей на структуру и физико-механические характеристики эпоксидного клея ДМ-5-65. / Баранец И.В., Ваганов Г.В. и др. / См. настоящий сборник, с.
4. Пьезокерамические преобразователи: Справочник / Под ред. С.И. Пугачева. – Л.: Судостроение, 1984. 256 с.
5. Материалы пьезокерамические. Технические условия. ОСТ II 0444-87. – М.: 1987. 141 с.
6. Сыркин Л.Н., Феоктистова Н.Н. Эксплуатационные характеристики современных пьезокерамических материалов в силовых режимах / Препринт. – Черноголовка: 1981. 18 с.
7. Писаренко Г.Г. Прочность пьезокерамики. – Киев: Наукова думка, 1987. 232 с.
8. Писаренко Г.Г., Хаустов В.К. Влияние циклического напряжения на физико-механические свойства пьезокерамики / Препринт. – Киев: ИПП АН УССР, 1987. 43 с.
9. Адамсон А. Физическая химия поверхностей. – М.: Мир, 1979. 568 с.
10. Сумм Б.Д., Горюнов Ю.В. Физико-химические основы смачивания и растекания. – М.: Химия, 1976. 231 с.

References

1. Podvodnye elektroakusticheskie preobrazovateli. Spravochnik. Pod red. V.V. Bogorodskogo. L.: Sudostroenie, 1983. 248 s.
2. Styrikovich I.I. Sterzhnevye armirovannye p'ezopreobrazovateli gidroakusticheskikh kompleksov i sistem MPO. Tr. IX Vserossijskoj konferencii «Prikladnye tehnologii gidroakustiki i gidrofiziki. GA – 2008». SPb, 2008. S. 229-232.
3. Issledovanie vlijaniya napolnitelej na strukturu i fiziko-mehaničeskie harakteristiki jepoksidnogo kleja DM-5-65. Baranec I.V., Vaganov G.V. i dr. Sm. nastojashhij sbornik, s.
4. P'ezokeramicheskie preobrazovateli: Spravochnik. Pod red. S.I. Pugacheva. L.: Sudostroenie, 1984. 256 s.
5. Materialy p'ezokeramicheskie. Tekhnicheskie usloviya. OST II 0444-87. M.: 1987. 141 s.
6. Syrkin L.N., Feoktistova N.N. Jekspluatacionnye harakteristiki sovremennyh p'ezokeramizecheskih materialov v silovyh rezhimah. Preprint. Chernogolovka: 1981. 18 s.
7. Pisarenko G.G. Prochnost' p'ezokeramiki. Kiev: Naukova dumka, 1987. 232 s.
8. Pisarenko G.G., Haustov V.K. Vlijanie ciklicheskogo naprjazhenija na fiziko-mehaničeskie svojstva p'ezokeramiki. Preprint. Kiev: IPP AN USSR, 1987. 43 s.
9. Adamson A. Fizicheskaja himija poverhnošej. M.: Mir, 1979. 568 s.
10. Summ B.D., Gorjunov Ju.V. Fiziko-himicheskie osnovy smachivanija i rastekanija. M.: Himija, 1976. 231 s.

УДК 621.398; 621.865.8-5

КАТУШКА ТЕЛЕУПРАВЛЕНИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОДВОДНОГО АППАРАТА С ВОЛОКОННО-ОПТИЧЕСКОЙ ЛИНИЕЙ СВЯЗИ

Вячеслав Александрович Лопарёв

инженер кафедры световодной фотоники
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет
информационных технологий, механики и оптики
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49
e-mail: viper-sl@hotmail.com

Михаил Михайлович Шилин

старший преподаватель кафедры морских информационных систем и технологий
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
197046, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 5
e-mail: shilin_m_m@corp.smtu.ru

Аннотация

Предлагается новый тип катушки для организации линии связи между подвижными высокоскоростными подводными объектами. Отличительной особенностью новой катушки является особый способ намотки волоконно-оптического микрокабеля, обеспечивающий его надёжный выпуск с минимальными продольными и изгибающими усилиями при высоких относительных скоростях движения подводных объектов, а также отсутствие влияния этих усилий на пропускную способность линии связи.

В статье обоснована необходимость применения волоконно-оптического микрокабеля для организации линии связи между подвижными высокоскоростными подводными объектами, выделены его преимущества перед металлическим проводником. Рассмотрены особенности формирования технологии формирования катушек с волоконно-оптическим микрокабелем. Приводятся описание макета станка, реализующего предлагаемый способ намотки и результаты проведённых разматочных испытаний катушки с волоконно-оптическим микрокабелем и оптическим волокном.

Ключевые слова: волоконно-оптическая линия связи, станок, ракетная намотка, телеуправляемый подводный аппарат

HIGH-SPEED UNDERWATER REMOTE CONTROL COIL WITH FIBER OPTICAL COMMUNICATION LINE

Vyacheslav A. Loparev

engineer of the Department of Light Guide Photonics
St. Petersburg National Research University information technology, mechanics and optics
Kronverksky, 49, St. Petersburg 197101, Russian Federation
e-mail: viper-sl@hotmail.com

Mikhail M. Shilin

Senior lecturer of the Department of Marine Information Systems and Technologies
St. Petersburg State Marine Technical University
Kronverksky, 5, St. Petersburg 197046, Russian Federation
e-mail: shilin_m_m@corp.smtu.ru

Abstract

A new type of coil for data connecting several moving high-speed underwater objects and implementing it coiling machine is proposed. Main feature of the new coil is a special way of coiling a fiber-optic microcable, ensuring its reliable release with minimal longitudinal and bending forces at high relative speeds of underwater objects, as well as the absence of the influence of these forces on the transmission capacity of the communication line.

The article substantiates the need for the use of fiber-optic microcables for data connecting several moving high-speed underwater objects, highlighting its advantages over a metal conductor. The features of the formation technology of the formation of coils with fiber-optic microcable are considered in the article. A description of the layout of the machine that implements the proposed method of winding and the results of uncoiling tests with a fiber-optic microcable and optical fiber are given.

Key words: fiber-optic communication line, winding machine, missile winding, remote-controlled underwater vehicle.

Введение

Современные подводные аппараты (ПА) являются сложными многофункциональными устройствами, позволяющими решать задачи как

гражданского, так и военного направления. Ряд задач связан с передачей накопленной информации от систем поиска, наведения, управления движением, телеизмерений и других на носитель для её последующей обработки.

Поскольку гидроакустический и оптический каналы передачи информации обладают низкой помехозащищённостью, ограниченными дальностью и скоростью передачи, а также сложностью их организации при больших скоростях движения ПА, то для передачи информации на носитель в основном применяется проводной канал.

Использование металлического проводника в таком канале связи хоть и упрощает процесс передачи информации ввиду отсутствия дополнительных преобразующих устройств, но не обеспечивает необходимую скорость и дальность передачи информации. Поэтому для создания помехозащищённого и высокоскоростного канала связи между подводными объектами, позволяющего передавать большие объёмы информации, используется волоконно-оптический микрокабель (ВОМК).

Использование ВОМК в качестве линии связи между подвижными подводными объектами накладывает технологические ограничения по обеспечению её целостности на конструкцию катушек с ВОМК, размещаемых на подвижных объектах для повышения их манёвренности. Для минимизации усилия натяжения в кабеле и его продольного движения в воде используют две катушки, по одной на каждом движущемся объекте [1].

1. Особенности технологии формирования катушки

Особенностью ВОМК является высокая чувствительность к механическим воздействиям на изгиб, растяжение, кручение. Для разных типов оптического волокна минимально допустимый радиус изгиба может варьироваться в больших пределах, но даже наименьшее его значение намного превышает таковой для металлического кабеля, что накладывает определённые ограничения на конструкцию катушки, затрудняя процесс намотки ВОМК. Таким образом, конструкция катушки и способ намотки кабеля в катушке являются одними из важнейших факторов обеспечения надёжности, как её работы, так и линии связи в целом.

Исследованию влияния формы катушки на возникающие силы посвящены работы [2–5]. Большие нагрузки в месте схода кабеля вызывают большие усилия в волокне, что приводит к увеличению внутреннего напряжения, а, следовательно – к изменению коэффициентов преломления, увеличению затухания оптического сигнала и в пределе – к полной его потере.

Необходимо учитывать и тот факт, что при намотке кабеля приходится прилагать определённое продольное усилие для преодоления изгибной жёсткости кабеля и обеспечения необходимой плотности намотки, предотвращающей пересечение кабеля в ряду с нижележащим слоем. В случае таких пересечений в ВОМК возникают дополнительные напряжения, что приводит к рассеянию оптического излучения, увеличению коэффициента затухания и уменьшению пропускной способности канала. Следовательно, при формировании катушки могут

возникать условия, приводящие к потере сигнала [6–9].

Таким образом, технология формирования катушки является одним из наиболее важных факторов работоспособности линии связи.

2. Способ намотки катушки с ВОМК

Для технической реализации такой линии связи необходима катушка с особым способом намотки, обеспечивающим надёжный выпуск оптического кабеля при высоких относительных скоростях движения подводных объектов с минимальными продольными и изгибающими усилиями.

В ходе проводимых исследований [10, 11] таким способом был выбран ракетный способ намотки катушки [12]. Он подразумевает формирование монолитного тела намотки кабеля, а отрыв его от монолита при выходе из катушки во время размотки происходит по нормали к поверхности намотки (рисунок 1). Таким образом, при размотке кабель изгибается один раз под углом, близким к 90° , что исключает возможность подхлестывания, т.е. отрыва нескольких витков сразу за счёт зацепления одним витком другого.

Ракетный способ намотки ВОМК позволяет добиться одинакового натяжения в течение всего процесса размотки как с минимального диаметра намотки, так и с максимального, что снижает вероятность обрыва кабеля при возрастании усилия, удерживающего его на теле намотки.

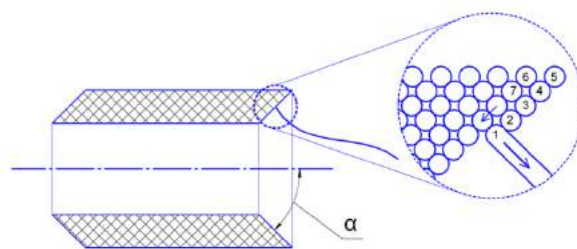


Рисунок 10 – Схема размотки катушки (стрелками показано направление схода кабеля внутрь катушки и схода по рядам – сначала от меньшего диаметра к большему, затем от большего диаметра к меньшему)

Технологическая реализация ракетной намотки отличается рядом особенностей. Например, такую намотку ВОМК невозможно осуществить без связующего материала, поскольку за счёт собственной жёсткости витки будут сползать и «рассыпаться». Это связано с периодичностью формирования витков – сначала формированием рядов от меньшего диаметра к большему: каждый последующий виток опирается на предыдущий с заданным натяжением, однако при формировании ряда от большего диаметра к меньшему укладываемый виток будет сползать, т.к. сил трения будет недостаточно для его удержания. Для предотвращения этого эффекта и необходимо введение вязкого связующего материала, который должен обеспечивать и последующую фиксацию, т.к. катушка является бескаркасной, т.е. после намотки снимается с оправки и является самостоятельным элементом [13]. В то же время этот материал не должен препятствовать

свободному сходу ВОМК при размотке катушки во время движения ПА.

3. Станок для намотки катушки с ВОМК

Станок, на котором производится формирование такой катушки, должен обладать следующими особенностями:

- позиционирование укладываемого ВОМК по образующей конуса с большим углом наклона (угол α на рисунке 1);
- прижим укладываемого оптического кабеля для предотвращения сползания витков при некоторых режимах намотки;
- непрерывная подача связующего материала для фиксации витков;
- контроль натяжения укладки ВОМК;
- контроль положения места укладки.

Для осуществления такой намотки был разработан макет станка, реализующий вышеуказанные особенности. Модель станка представлена на рисунке 2.

Станок имеет следующий принцип работы. Асинхронный мотор-редуктор 1 через ремень вращает главный привод с бобиной 2, на которую производится намотка.

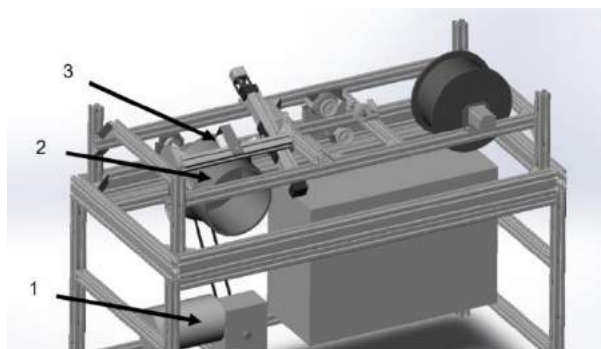


Рисунок 11 – Модель станка (1 – асинхронный мотор-редуктор; 2 – бобина для создания катушки; 3 – прижимной силиконовый ролик)

В месте укладки ВОМК расположен прижимной силиконовый ролик 3 с возможностью регулировки прижимного усилия.

Позиционирование укладываемого ВОМК по образующей конуса осуществляется за счёт подвижного поворотного линейного модуля с шарико-винтовой передачей и шаговым приводом. На модуле установлен укладчик, который позиционирует ВОМК при намотке. При этом конструктивно обеспечивается минимальная длина свободного участка.

На разработанном и собранном станке была произведена отработка процесса ракетной намотки с использованием ВОМК ОКЦНпДо-01 [14], усиленного кевларом и дополнительной оболочкой, имеющим внешний диаметр 1 мм. Было сформировано несколько катушек, максимальной длиной до 1800 м. Кроме этого был сформирован один образец катушки с намотанным оптическим волокном SMF-28 диаметром 0.3 мм. В качестве связующего вещества использовался силикон.

4. Результаты размоточных испытаний катушки с ВОМК

Для проверки работоспособности разработанных катушек при движении ПА были произведены размоточные испытания со следующими параметрами:

- скорость размотки 30 м/с;
- диаметр принимающего барабана 400 мм;
- размотка ВОМК из водной среды;
- солёность воды 35‰.

Схема установки показана на рисунке 3. Кабель сматывался с катушки, помещённой в бак с водой через несколько форсунок, проходил через систему контроля натяжения и наматывался на принимающий барабан. Второй конец ВОМК, выходящий с обратной стороны катушки, присоединялся к рефлектометру Yokogawa AQ7260 для измерения затухания сигнала в волокне.

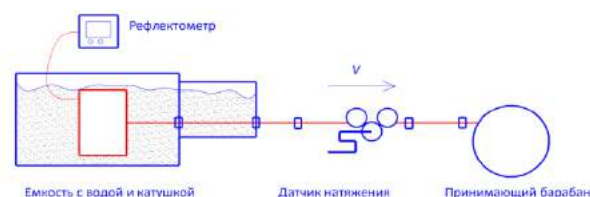


Рисунок 12 – Схема размоточной установки

В результате проведённых экспериментов было установлено, что в процессе размотки отсутствуют затухание и прерывание сигнала. При размотке кабеля ОКЦНпДо-01 происходили увеличения растягивающего усилия и обрывы кабеля (рисунок 4) в связи с забиванием форсунок остатками силикона, избыточное количество которого вызвано неравномерностью диаметра кабеля (± 0.1 мм при диаметре 1 мм) и дефектами намотки.

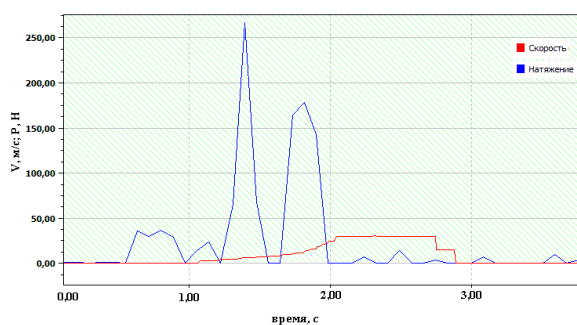


Рисунок 13 – Результаты размоточных испытаний катушки с кабелем ОКЦНпДо-01

При размотке оптического волокна (рисунок 5) скопления силикона также наблюдались, однако их количество было незначительно и не оказывало влияния на размотку. Причиной этому послужил меньший диаметр и меньшие пределы колебаний диаметра волокна в отличие от таковых у ВОМК.

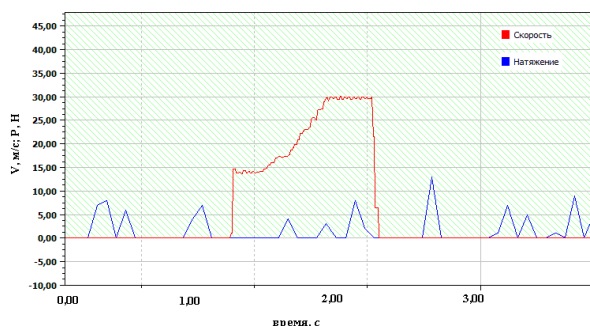


Рисунок 14 – Результаты размоточных испытаний катушки с оптическим волокном SMF-28

Заключение

Выполненные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Необходимо продолжить исследования в направлении использования ВМК и обеспечения максимально допустимого допуска на его диаметр, например создание оптического волокна в оболочке.
2. Для снижения растягивающих усилий при отрыве кабеля от тела намотки (катушки) необходим тщательный подбор связующего вещества.
3. Для обеспечения надёжного формирования катушки необходим прецизионный контроль укладки кабеля в процессе намотки.

Литература

1. Канищев В.И., Любан И.Б., Черкас Я.А. Техническая реализация волоконно-оптической линии передачи информации, применяемой в системе телеуправления торпедой. // Подводное морское оружие. 2006. №7. С. 98-105.
2. Свинцов А.Г. ВОСП и защита информации. // Фотон-Экспресс. 2009. № 1. С. 34–38.
3. Lea R.K., Allen R., Merry S.L. A comparative study of control techniques for an underwater flight vehicle // International Journal of Systems Science. 1999. V. 30. N 9. P. 947–964.
4. Бондаренко О.В., Иоргачев Д.В., Волоконно-оптические кабели и линии связи. М.: Эко-Трендз, 2002. 282 с.
5. Иванов А.Б. Волоконная оптика: компоненты, системы передачи, измерения. М.: Сайрус системс, 1999. 664 с.
6. Аксарин С.М., Новиков Р.Л., Рупасов А.В., Шрамко О.А. Метод исследования зависимости h-параметра анизотропного световода от радиуса изгиба. // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2014. № 1 (89). С. 26–31.
7. Аксарин С.М., Архипов С.В., Варжель С.В., Куликов А.В., Стригалева В.Е. Исследование зависимости параметров анизотропных одномодовых волоконных световодов от диаметра намотки. // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2013. № 6(88). С. 22–26.
8. Мешковский И.К., Киселёв С.С., Куликов А.В., Новиков Р.Л. Дефекты намотки оптического волокна при изготовлении чувствительного элемента волоконно-оптического интерферометра // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. 2010. Т. 53. № 2. С. 47–51.
9. Мешковский И.К., Унтилов А.А., Киселёв С.С., Куликов А.В., Новиков Р.Л. Качество намотки чувствительного элемента волоконно-оптического гироскопа // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. 2011. Т. 54. № 7. С. 76–80.
10. Лопарев В.А., Киселёв С.С., Шилин М.М. Выбор способа намотки для технической реализации волоконно-оптической линии связи с высокоскоростным объектом. // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2017. Т. 17. № 4. С. 612–619.
11. Эскизный проект по НИР «Технология и приспособления укладки волоконно-оптического микрокабеля, позволяющая создавать волоконно-оптические устройства скоростного выпуска». Университет ИТМО. 2016. 64 с.
12. Заявка на полезную модель «Катушка для волоконно-оптического кабеля линии связи с высокоскоростным объектом» №2018140819 от 19.11.2018
13. Лопарев В.А., Киселёв С.С. Выбор связующего материала для осуществления бескаркасной ракетной намотки волоконно-оптического кабеля. // Сборник статей по материалам V Международной научно-практической конференции «Актуальные вопросы в науке и практике – 2018». – С. 149-158
14. Технические условия оптического кабеля (ОКЦНпДо-01) КБЕЯ.465139.003.ТУ

References

1. Kanishhev V.I., Ljuban I.B., Cherkas Ja.A. Tehnicheskaja realizacija volokonno-opticheskoj linii peredachi informacii, primenjaemoj v sisteme teleupravlenija torpedoj. *Podvodnoe morskoe oruzhie*. 2006. №7. S. 98-105.
2. Svincov A.G. VOСП i zashhita informacii. *Foton-Jekspress*. 2009. № 1. S. 34–38.
3. Lea R.K., Allen R., Merry S.L. A comparative study of control techniques for an underwater flight vehicle. *International Journal of Systems Science*. 1999. V. 30. N 9. P. 947–964.
4. Bondarenko O.V., Iorgachev D.V., Volokonno-opticheskie kabeli i linii svjazi. M.: Jeko-Trendz, 2002. 282 s.
5. Ivanov A.B. Volokonnaja optika: komponenty, sistemy peredachi, izmerenija. M.: Sajrus sistems, 1999. 664 s.
6. Aksarin S.M., Novikov R.L., Rupasov A.V., Shramko O.A. Metod issledovaniya zavisimosti h-parametra anizotropnogo svetovoda ot radiusa izgiba. *Nauchno-tehnicheskij vestnik informacionnyh tehnologij, mehaniki i optiki*. 2014. № 1 (89). S. 26–31.
7. Aksarin S.M., Arhipov S.V., Varzhel' S.V., Kulikov A.V., Strigalev V.E. Issledovanie zavisimosti parametrov anizotropnyh odnomodovyh volokonnyh svetovodov ot diametra namotki. *Nauchno-tehnicheskij vestnik informacionnyh tehnologij, mehaniki i optiki*. 2013. № 6(88). S. 22–26.

8. Meshkovskij I.K., Kisel'ov S.S., Kulikov A.V., Novikov R.L. Defekty namotki opticheskogo volokna pri izgotovlenii chuvstvitel'nogo jelementa volokonno-opticheskogo interferometra. *Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Priborostroenie*. 2010. T. 53. № 2. S. 47–51.
9. Meshkovskij I.K., Untilov A.A., Kisel'ov S.S., Kulikov A.V., Novikov R.L. Kachestvo namotki chuvstvitel'nogo jelementa volokonno-opticheskogo giroskop. *Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Priborostroenie*. 2011. T. 54. № 7. S. 76–80.
10. Loparev V.A., Kisel'ov S.S., Shilin M.M. Vybor sposoba namotki dlja tehnicheckoj realizacii volokonno-opticheskoi linii svjazi s vysokoskorostnym ob#ektom. *Nauchno tehnicheckij vestnik informacionnyh tehnologij, mehaniki i optiki*. 2017. T. 17. № 4. S. 612–619.
11. Jeskiznyj proekt po NIR «Tehnologija i prisposoblenija ukladki volokonno-opticheskogo mikrokabelja, pozvoljajushhaja sozdavat' volokonno-opticheskie ustrojstva skorostnogo vypuska». Universitet ITMO. 2016. 64 s.
12. Zajavka na poleznuju model' «Katushka dlja volokonno-opticheskogo kabelja linii svjazi s vysokoskorostnym ob#ektom» №2018140819 ot 19.11.2018
13. Loparev V.A., Kisel'ov S.S. Vybor svjazujushhego materiala dlja osushhestvlenija beskarkasnoj raketnoj namotki volokonno-opticheskogo kabelja. *Sbornik statej po materialam V Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoi konferencii «Aktual'nye voprosy v nauke i praktike – 2018»*. – S. 149-158
14. Tehnicheckie uslovija opticheskogo kabelja (OKCNpDo-01) KBEJa.465139.003.TU

УПРАВЛЕНИЕ В СОЦИАЛЬНЫХ И ЭКОНОМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

УДК 656.073

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БИЗНЕС-МОДЕЛИ «МНОГОСТОРОННЯЯ ПЛАТФОРМА» ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЕМ

Владимир Андреевич Белопольский

директор ООО Миттех

197183, Санкт-Петербург, ул. Сестрорецкая, 8

e-mail: nww13@mail.ru

Наталья Викторовна Васильева

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры математики

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет,

190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3,

e-mail: bwa1305@mail.ru

Даниил Сергеевич Кобзев

региональный директор ITC-Electronics

195427, г. Санкт-Петербург, ул. Академика Константина, д. 4 кор.1, литер А

e-mail: exdaniil@gmail.com

Аннотация

В статье обсуждаются вопросы применения бизнес-модели многосторонних платформ в управлении предприятиями реального сектора экономики.

На основе анализа деятельности международной группы компаний UCL Holding описана возможность стратегического развития группы компаний посредством создания в ее рамках транспортно-логистического оператора, который будет играть роль координатора при взаимодействии компаний холдинга, роль «единого окна» в построении транспортной цепи мультимодальных перевозок, определяя единую коммерческую, маркетинговую и рекламную политику.

Приведена построенная на основе шаблона А. Остервальдера бизнес-модель многосторонней платформы этого транспортно-логистического оператора. Описана стратегия перехода к новой бизнес-модели. На основе модельной задачи проведен финансовый анализ и тестирование основных параметров, оценивающих эффективность новой бизнес-модели. Полученные результаты подтверждают целесообразность предлагаемых изменений.

Ключевые слова: многосторонняя платформа, бизнес-модель, потребительские сегменты, потоки прибыли, транспортно-логистический оператор.

USING BUSINESS MODEL MULTI SIDED PLATFORM IN ENTERPRISE MANAGEMENT

Vladimir A. Belopolsky

Director of MITtech LLC,

Sestroretskaya, 8, Saint-Petersburg 197183, Russia

e-mail: nww13@mail.ru

Natalia V. Vasilieva,

the associate Professor, Cand.Sci.Tech,

the associate Professor of department of mathematics

State marine technical university of Saint-Petersburg,

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

e-mail: bwa1305@mail.ru.

Daniil S. Kobzev

Regional director ITC-Electronics

Ulitsa Akademika Konstantinova, 4-1 Lit. A, Saint-Petersburg 195427, Russia

e-mail: exdaniil@gmail.com

Abstract

The article discusses aspects of using the multi-sided platform business models for enterprises in the real sector of the economy.

New strategic opportunity for the international group of companies UCL Holding is described. This opportunity propose the creation of a transport and logistics operator within the group, which will operate as a single coordinator in the interaction between the holding companies and the customer. This operator will be “one-stop” client’s service in the the multimodal logistics service, defining a single commercial, marketing and advertising policy.

A multi-sided platform business model of this logistics operator is described using the Business Model Canvas by A. Osterwalder. The strategy of transformation to a new business model is described. The

effectiveness of the new business model was calculated based on the modelling and financial analysis. The obtained results confirm the feasibility of the proposed changes.

Keywords: multilateral platform, business model, consumer segments, profit streams, transport and logistics operator.

Введение

Развитие цифровой экономики и проникновение информационных технологий во все сферы общественной жизни приводят к необходимости изменять подходы к управлению предприятиями реального сектора экономики и строить бизнес-модели предприятий на новой основе, более гибкой и адаптивной к уровню развития современной экономики.

При современной скорости проникновения продуктов на рынок, развитии информационных технологий и низких барьерах для доступа к финансовым и другим ресурсам на первое место в конкурентной борьбе выходит быстрота принятия решений и вовлечение в рыночный процесс все большего количества участников.

В связи с этим лидирующие позиции во многих отраслях экономики занимают бизнес-модели, которые создают ценность через взаимодействия различных сторон в большей степени, чем в рамках традиционных взаимодействий один – к одному [5].

Такие бизнес-модели базируются на многосторонних платформах (multi-sided platforms). Это означает, что компания, имея в своем распоряжении несколько потребительских сегментов, предоставляет через удобную в использовании информационную систему доступ к ним всем заинтересованным партнерам. Партнеры в данном случае могут рассматриваться как ее клиенты, поскольку приносят ей дополнительный доход, оплачивая посреднические или дополнительные услуги, связанные с использованием платформы [3].

Одним из примеров успешной многосторонней платформы является сеть бесплатных газет Metro. Эта бесплатная ежедневная газета изначально издавалась в Стокгольме, а теперь издается во многих крупных городах мира, в частности, распространяется в Москве и в Петербурге. Прибыль издатели получают за счет размещенной в газете рекламы.

1. Многосторонняя платформа

Многосторонняя платформа – это тип бизнес-модели, создающий ценность за счет рыночного взаимодействия между несколькими группами компаний.

Принимая участие в многосторонней платформе, партнеры, являющиеся одновременно и клиентами, получают такие выгоды, которых невозможно было бы достичь иным путем [4]:

- доступ к информации;
- рекламу;
- возможность завязать деловые отношения;
- сокращение затрат на исследование рынка;
- уменьшение транзакционных издержек.

Отличительными особенностями бизнес-модели многосторонней платформы являются:

- обязательное присутствие двух или более отличных друг от друга сегментов потребителей;
 - ценность платформы формируется только в том случае, если платформа обеспечивает взаимодействие между группами пользователей и управляет ими;
 - каждый пользовательский сегмент имеет своё собственное ценностное предложение;
 - ценность платформы возрастает только в том случае, если она обладает сетевым эффектом.
- В настоящее время многосторонние платформы присутствуют в цифровой экономике, на рынке услуг, в торговле, а также в логистике: появившиеся в последнее десятилетие биржи грузоперевозок.

2. Анализ управленческой деятельности международной транспортной группы UCL Holding

Международная транспортная группа Universal Cargo Logistics Holding (UCL Holding), чьи предприятия осуществляют транспортировку грузов железнодорожным и водным транспортом, их перевалку в российских портах, а также оказывают услуги в логистике и судостроении, основана в 2007 году¹.

Предприятия Холдинга объединены в три дивизиона:

1. Железнодорожный «UCL Rail» – Первая грузовая компания.
2. Стивидорный «UCL Port», включающий
 - ✓ Морской порт Санкт-Петербург;
 - ✓ Контейнерный терминал Санкт-Петербург;
 - ✓ Таганрогский морской торговый порт;
 - ✓ Туапсинский морской торговый порт;
 - ✓ Универсальный перегрузочный комплекс;
3. Судоходный и судостроительный дивизион «UCL VBTH», включающий:
 - Судоходные компании:
 - ✓ Волжское пароходство;
 - ✓ Северо-Западное пароходство;
 - ✓ В.Ф. Танкер.
 - Судостроительные компании:
 - ✓ Окская судовой верфь.

В логистическом секторе UCL Holding присутствуют две компании: ООО «Универсальный Экспедитор» и специализирующаяся на контрактах с иностранными контрагентами компания Universal Forwarding Company.

Структура международной транспортной группы Universal Cargo Logistics Holding, выполненная на основе данных из открытых источников, показана на рис. 1.

Проведенный в работе [2] анализ деловой активности UCL холдинга показал, что средняя

¹ <http://www.uclholding.ru>

скорость оборачиваемости его активов, как и большинства российских транспортных компаний, ниже мировых показателей. Это обусловлено с одной стороны неблагоприятными внутренними и внешними факторами, влияющими на экономику РФ, а с другой стороны и тем, что коммерческая деятельность холдинга децентрализована. Большое количество компаний, специализирующихся на различных услугах холдинга, имеют свою коммерческую службу, ведут

самостоятельную маркетинговую деятельность, заключают контракты с клиентами и развивают бизнес в соответствии с собственными интересами. В результате происходит внутренняя конкуренция между ними. Централизованная коммерческая деятельность способствовала бы более активному развитию комплексных транспортно-логистических услуг холдинга, с учетом мировых тенденций и современных высоких ожиданий клиентов.

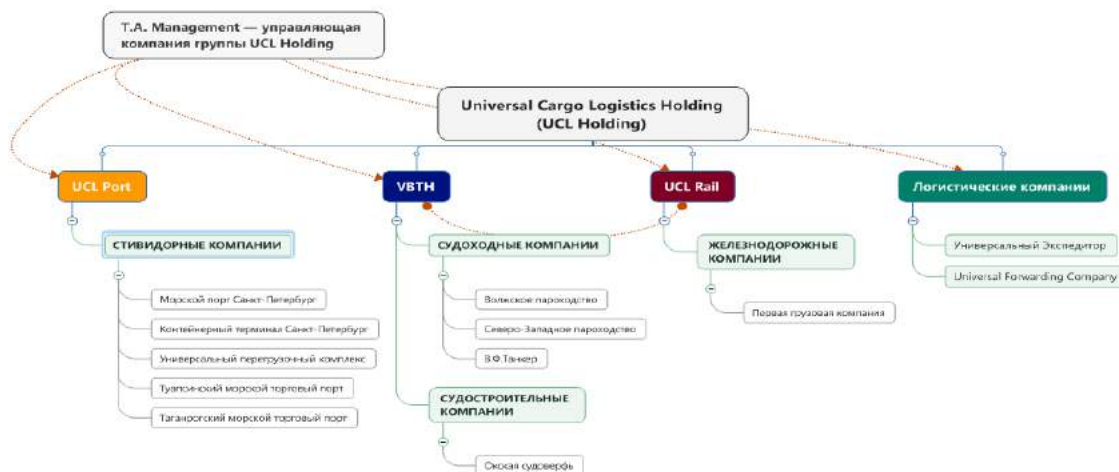


Рис.1. Структура международной транспортной группы UCL Holding

Проблема может быть решена созданием транспортно-логистического оператора в рамках UCL Holding, который будет выполнять функцию «единого окна», определяя единую коммерческую, маркетинговую и рекламную политику.

3. Бизнес модель Многосторонняя платформа для транспортно-логистической компании

Первым шагом на пути перехода к бизнес-модели многосторонней транспортно-логистической платформы, является синхронизация коммерческой деятельности компаний холдинга. Необходимым является переход на систему, при которой все входящие заявки поступают и проходят начальную обработку в едином центре. Таким единым центром может стать эффективная, динамично развивающаяся компания, входящая в UCL Holding, – ООО «Универсальный Экспедитор», если его управленческая деятельность будет осуществляться в рамках многоплатформенной бизнес-модели.

В такой бизнес-модели мономодальные перевозки после обработки в едином центре могут передаваться в компании холдинга, специализирующиеся на конкретных типах перевозок, а мультимодальные перевозки всегда будут обрабатываться и сопровождаться посредством транспортно-логистического оператора.

Проведенный в работе [2] анализ финансовой деятельности ООО «Универсальный Экспедитор» показал, что это компания, не нагруженная основными средствами и успешно использующая активы других компаний холдинга, является, по сути, «центром прибыли и координации» его логистических операций.

Бизнес-модель многосторонней платформы транспортно-логистического оператора на основе шаблона А. Остервальдера [1], состоящего из 9 структурных блоков: потребительские сегменты; ценностные предложения; взаимоотношения с клиентами; ключевые виды деятельности, ключевые партнеры и ключевые ресурсы; структура издержек и потоки поступления доходов, показана на рис. 2.

Можно выделить три основных **потребительских сегмента** многосторонней транспортно-логистической платформы:

- перевозчики, т.е. транспортные компании, заинтересованные в доступе к клиентам;
- поставщики услуг хранения и перевалки грузов, также заинтересованные в доступе к клиентам;
- грузоотправители/грузополучатели, являющиеся клиентами для первых двух потребительских сегментов, заинтересованные в возможности достаточно быстро с минимальными затратами отправить груз.

Для каждого потребительского сегмента должно существовать собственное **ценностное предложение**. Первые два потребительских сегмента имеют схожие ценностные предложения – это дополнительные объемы перевозок и услуг.

Для представителей третьего сегмента ценностное предложение заключается в предоставлении комплексной транспортно-логистической услуги в режиме «одного окна», позволяющей уменьшить издержки за счёт сокращения числа посредников – их функции будет выполнять платформа.

Взаимодействие с клиентами должно быть максимально автоматизировано, чтобы каждый клиент имел возможность гибко управлять параметрами собственного профиля:

предпочитаемые условия транспортировки, предпочитаемые компании, параметры, и т.п.

Бизнес-модель многосторонней платформы предполагает наличие **потоков поступления** доходов от каждого потребительского сегмента, часть которых может быть субсидирована, т.е. предоставляться либо на бесплатной основе, или со скидками.

В представленной на рис. 2 бизнес-модели предполагается, что грузоотправители и грузополучатели полностью оплачивают услуги через платформу, далее платформа сама распределяет платежи между участниками транспортной цепи.



Рис.2. Бизнес-модель транспортно-логистического оператора, как многосторонней платформы

Ключевыми партнёрами оператора будут являться страховые компании и финансовые организации, осуществляющие внешнее финансирование.

Основным каналом сбыта интернет-сайт, а в **структуре издержек** будут преобладать:

- затраты, связанные с управлением и развитием ИТ-платформы;
- маркетинговые исследования.

Все 9 структурных блоков многосторонней платформы показаны на рис. 2.

4. Финансовый анализ предлагаемых изменений

При переходе от текущей бизнес-модели к многосторонней платформе потребуются инвестиции, направленные на:

- синхронизацию коммерческой деятельности компаний холдинга;
- переход к трансфертному ценообразованию при расчётах между его компаниями;
- формирование команды профессионалов в области ИТ;
- создание нового сильного бренда мультимодального оператора платформы UCL, узнаваемого не менее бренда Maersk;
- обеспечение высокого уровня информационного сопровождения собственной ИТ – платформы.

Моделирование денежных потоков работы оператора на основе предложенной платформы выполнено на основе мультимодальной перевозки

Ключевыми видами деятельности транспортно-логистического оператора будут являться:

- управление платформой, т.е. организация ее функционирования;
- взаимодействие с клиентами (как с транспортными компаниями и перевалочными пунктами, так и с грузоотправителями/грузополучателями), документарное сопровождение сделок, решение сложных вопросов и инцидентов;
- продвижение платформы на рынке, т.е. повышение степени информированности клиентов о наличии и преимуществах подобного сервиса, формирование сильного бренда.

груза, осуществленной в 2018 году в интересах партнера UCL Holding, как базовой, при следующих сценарных условиях:

1. Стоимость перевозки 1 контейнера (1 TEU) в размере 4000\$ за единицу.
 2. Размер комиссии – 5%, как дисконт от выручки при расчетах с владельцами транспортных активов за оказанные услуги.
 3. Инвестиции в основной капитал 50000000 руб.
 4. При расчете амортизация учитывался срок полезного использования платформы, способ списания стоимости пропорционален объему продукции.
 5. Ставка налога на прибыль 20%.
 6. Срок реализации проекта выбирался 5 лет.
 7. В период 2019 – 2022 г. предполагается гармоничный рост перевозок с привлечением новых клиентов с доходами и расходами, пропорциональными базовой перевозке.
 8. Наряду с инвестициями в основной капитал включены затраты на сопровождение новой платформы.
- Ставка дисконтирования вычислялась по формуле:

$$r = b + p + i = 23\%, \text{ где}$$

b – ключевая ставка ЦБ России, $b = 6,5\%$;
 p – премия за риски, $p = 13\%$;
 i – процент инфляции, $i = 3,5\%$.

Экономическая эффективность проекта определяется следующими показателями.

1. Дисконтированный денежный поток CDF
(Discounted Cash Flow):

$$CDF = \sum_{i=0}^n k_{d_i} \cdot CF_i,$$

где: CF_i – денежный поток в i -й период; n –

количество периодов; $k_{d_i} = \frac{1}{(1+r)^i}$ –

коэффициент дисконтирования; $r = 0,23$ – ставка дисконтирования;

Таблица 1

Расчет дисконтированных денежных потоков

N	Год	Денежный доход Cash Inflow	Денежный расход Cash Outflow	Денежный поток CF	Дисконтированный денежный поток DCF	Накопленный дисконтированный чистый денежный поток NPV
1	2018		-50000000	-50000000	-50000000	-50000000
2	2019	960960000	-955931683	5128317	4169000	-3873792
3	2020	1299217920	-1267324486	31893435	21080993	-17656799
4	2021	1756542628	-1705995308	50547320	27163316	9506517
5	2022	2374845633	-2300534897	74310736	32466174	41972691

В дисконтированный чистый денежный поток NPV включены первоначальные инвестиции в основной капитал. Расчет дисконтированных денежных потоков за операционный период проведен в табл. 1, а на рис. 3 представлен график его накопления за операционный период.

Проект характеризуется положительным значением NPV в размере 41.97 млн. руб., что означает его выгодность с точки зрения собственников.

2. Период окупаемости новой модели PP, равный примерно 3 года, что ясно из рисунка 3. Период окупаемости может быть рассчитан по формуле:

$$PP = \frac{\sum_{i=1}^n CF_i}{IC} = \frac{161900000}{50000000} = 3,238,$$

где IC – первоначальные инвестиции.

3. Индекс прибыльности PI, определенный как отношение суммы дисконтированных потоков в операционном периоде к величине капитальных вложений в разработку платформы, составил:

$$PI = \frac{\sum_{i=1}^n DCF_i}{IC} = \frac{84879483}{50000000} = 1,698 > 1,$$

что свидетельствует о целесообразности перехода на новую бизнес-модель.

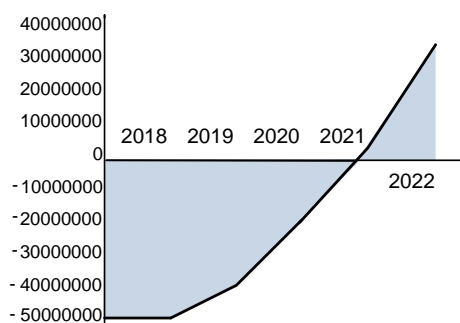


Рис. 3. Накопление дисконтированного чистого денежного потока

4. Внутренняя норма доходности IRR (Internal Rate of Return), вычисленная в пакете MATHCAD

как корень уравнения $IC = \sum_{i=1}^4 \frac{CF_i}{(1+IRR)^i}$, равна

47,1%.

Вычисленные показатели: NPV , PP , PI и IRR показывают эффективность использования новой модели.

Заключение

Многосторонние платформы – не новое явление в экономике, но лидирующие позиции во многих отраслях экономики они заняли в связи с развитием информационных технологий. Отличие компании – платформы от посреднической компании состоит в том, что она не перепродает услугу, а создает ценность за счет организации эффективного взаимодействия поставщика и получателя услуги, предоставляя получателю выбор поставщика, соответствующего его предпочтениям.

В продемонстрированном ценностном предложении стратегического развития управленческой деятельности UCL холдинга показано, что концепция многосторонней платформы может быть реализована и в рамках крупной группы компаний или крупного предприятия.

Литература

1. Александр Остервальдер, Ив Пинье. Построение бизнес-моделей: Настольная книга стратега и новатора. М.: Альпина Паблишер. 2014. 288 с.
2. Белопольский В.А., Ермаков А.Н., Кобзев Д.С., Можяев П.К., Трегубова Т.В. Создание бизнес-модели транспортно-логистического оператора в рамках компании Universal Cargo Logistics Holding. Аттестационная работа слушателей программы “Executive MBA” Высшей школы менеджмента. Санкт-Петербург. 2017.
3. Сооляттэ А. Ю. (2011). Бизнес-модели на основе многосторонних платформ: инновации, революционно преобразующие бизнес. Менеджмент Инноваций, 14(2), 88–93.
4. Яблонский С.А. (2013). Многосторонние платформы и рынки: основные подходы, концепции и практики. Российский журнал менеджмента, 11(4), 57–78.
5. Jacques, Bughin, Michael, Chui, & James, Manyika. (2010). Clouds, big data, and smart assets: Ten tech-enabled business trends to watch. Article McKinsey Quarterly. URL: <https://www.mckinsey.com>. 29.09.2019.

References

1. Alexander Osterwalder Yves Pinier. Postroenie biznes-modeley: Nastol'naya kniga stratega i novatora. Alpina Publisher. 2014, 288 p.
2. Belopolsky A. V., Ermakov A. N., Kobzev D. S., Mozhaev P. K., Tregubova T. V. Sozdanie biznes-modeli transportno-logisticheskogo operatora v ramkakh kompanii Universal Cargo Logistics Holding. Attestation work of students of the program “Executive MBA” of Graduate School of management. 2017. Saint Petersburg.
3. Coolatt e, A. Yu. (2011). Biznes-modeli na osnove mnogostoronnih platform: innovatsii, revolyutsionno oreobrazuyushchie biznes. Menedzhment Innovatsiy, 14(2), 88–93.
4. Yablonsky, S. A. (2013). Mnogostoronnie platformy i rynki: osnovnye podkhody, kontseptsii I praktiki. Rossiyskiy zhurnal menedzhmenta, 11(4), 57–78.
5. Jacques, Bughin, Michael, Chui, & James, Manyika. (2010). Clouds, big data, and smart assets: Ten tech-enabled business trends to watch. Article McKinsey Quarterly. URL: <https://www.mckinsey.com>. 29.09.2019.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИНФОРМАТИКИ, МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

УДК 532.5.032

ГРАНИЧНЫЕ ИНТЕГРАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ И АСИМПТОТИКА РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ О МАЛЫХ КОЛЕБАНИЯХ ТЕЛА В ВЯЗКОЙ СЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ

Сергей Газимурович Кадыров

кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры математики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: skadyrov@gmail.com

Вадим Николаевич Сорокин

старший преподаватель кафедры математики
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3
e-mail: sorokin_v_n@mail.ru

Аннотация

Рассматриваются малые, гармонические во времени колебания твердого тела ограниченного гладкой поверхностью произвольного вида, погруженного в вязкую сжимаемую жидкость. Показано, что система дифференциальных уравнений относительно вектора скорости и давления такой модели эквивалентна системе граничных интегральных уравнений (ГИУ) относительно потенциалов. Указан способ построения асимптотического решения таких систем ГИУ в виде асимптотического ряда по степеням малого порядка характеризующего малость эффектов вязкости, произведено вычисление первых трех членов такого ряда. В результате получен способ построения формул для расчета гидродинамических сил, действующих на тело при его гармонических колебаниях в сжимаемой вязкой жидкости. Такие формулы являются обобщением классических "формул Моррисона" на случай трехмерного тела с учетом сжимаемости жидкости.

Ключевые слова: линеаризованные уравнения Навье-Стокса, вязкая сжимаемая жидкость, колебания твердого тела, граничные интегральные уравнения, асимптотическое решение задачи.

BOUNDARY INTEGRAL EQUATIONS AND ASYMPTOTICS IN SOLUTION OF THE PROBLEM OF SMALL OSCILLATIONS OF A SOLID IN A VISCOUS COMPRESSIBLE FLUID

Sergey G. Kadyrov

PhD in Engineering Science, Associate Professor, Professor of the Department of Mathematics
St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: skadyrov@gmail.com

Vadim N. Sorokin

Senior Lecturer of the Mathematics Department of
St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: sorokin_v_n@mail.ru

Abstract

Small time-harmonic oscillations of a solid bounded by a smooth surface of an arbitrary type immersed in a viscous compressible fluid are reviewed. It is shown that the system of differential equations with respect to the velocity and pressure vector of such a model is equivalent to the system of boundary integral equations with respect to potentials. A method for formulating an asymptotic solution of such boundary integral equation systems in the form of an asymptotic series in powers of small order characterizing the smallness of viscosity effects is indicated; the first three terms of this series are calculated. As a result, a method for formulating formulas for calculating the hydrodynamic forces acting on a solid during its harmonic vibrations in a compressible viscous fluid is obtained. Such formulas are a generalization of the classical "Morrison formulas" to the case of a three-dimensional solid, taking into account the compressibility of the fluid.

Key words: linearized Navier-Stokes equations, viscous compressible fluid, oscillations of a solid, boundary integral equation, asymptotic solution of the problem.

Граничные интегральные уравнения задачи о колебаниях тела в сжимаемой вязкой жидкости

Система дифференциальных уравнений линейной модели динамики вязкой сжимаемой жидкости при гармоническим во времени изменением всех величин с частотой ω эквивалентна системе уравнений относительно гидродинамических потенциалов – скалярного φ и векторного $\vec{\psi}$, $\vec{v} = grad\varphi + rot\vec{\psi}$ [1]:

$$\left(1 - \frac{i\omega}{\rho_0 c_0^2} \left(\frac{4\eta}{3} + \zeta\right)\right) \Delta\varphi + \frac{\omega^2}{c_0^2} \varphi = 0, \tag{1}$$

$$\Delta\vec{\psi} + \frac{i\omega\rho_0}{\eta} \vec{\psi} = 0 \tag{2}$$

Здесь η - коэффициент сдвиговой вязкости, ζ – коэффициент объемной вязкости.

Давление определяется формулой

$$p = \rho_0 \left(\frac{4\eta}{3} + \zeta \right) \Delta + i\omega \varphi. \tag{3}$$

На поверхности тела S ставятся условия прилипания $\vec{v}|_S = \vec{i}u_x + \vec{j}u_y + \vec{k}u_z$, «на бесконечности» потенциалы и их пространственные производные стремятся к нулю. Неопределенность в выборе вектора $\vec{\psi}$ снимается, если наложить условие калибровки $div\vec{\psi} = 0$. \tag{4}

В статье [2], по-видимому, впервые, показано, что уравнения Гельмгольца (1)–(4) можно сформулировать в виде системы граничных интегро-дифференциальных уравнений (в дальнейшем для краткости будем использовать сокращение ГИУ).

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{1}{2} \varphi(M_0) - \int_S \varphi(M) \frac{\partial \varphi_n^*(M_0, M)}{\partial n_M} dS_M &= \\ &= - \int_S \frac{\partial \varphi(M)}{\partial n_M} \varphi^*(M_0, M) dS_M, \\ \frac{1}{2} \vec{\psi}(M_0) - \int_S \vec{\psi}(M) \psi_n^*(M_0, M) dS_M &= \\ &= - \int_S \frac{\partial \vec{\psi}(M)}{\partial n_M} \psi^*(M_0, M) dS_M. \end{aligned} \right. \tag{5}$$

В уравнениях (5) M_0 – точка «наблюдения» и M – точка «интегрирования», лежат на поверхности тела S . Используется запись в безразмерных величинах, линейные размеры отнесены к характерному размеру тела L , скорости – к ωL , потенциалы – к ωL^2 . Если принять $R = |\vec{r}(M_0) - \vec{r}(M)|$ – расстояние между точками M_0 и M , то $\varphi^*(M_0, M) = \frac{e^{i\gamma R}}{4\pi R}$,

$$\gamma = \sqrt{\frac{\omega^2 L^2}{1 - \frac{i\omega}{\rho_0 c_0^2} \left(\frac{4\eta}{3} + \zeta\right)}} c_0^2 - \text{ функция Грина}$$

уравнения (1) для потенциала φ ,

$$\psi^*(M_0, M) = \frac{e^{i\beta R}}{4\pi R}, \beta = \sqrt{\frac{i\omega\rho_0 L^2}{\eta}} - \text{ функция Грина}$$

для уравнений (2) для составляющих векторного

$$\text{потенциала } \vec{\psi}, \quad \frac{\partial}{\partial n_M} - \text{ оператор}$$

дифференцирования по направлению внешней нормали в точке интегрирования.

Асимптотика решения задачи о малых колебаниях тела в вязкой сжимаемой жидкости

В [3], построена асимптотика решения задачи о малых колебаниях тела в вязкой несжимаемой жидкости. Основываясь на методе [3], получим распространение соответствующих асимптотических формул на случай сжимаемой вязкой жидкости и укажем на возможность их уточнения. Итак, будем искать члены асимптотического разложения потенциалов по степеням малого параметра $\frac{1}{\sqrt{\beta}}$:

$$\begin{aligned} \varphi(\beta, M) &\sim \sum_{k=0}^{\infty} \frac{1}{\beta^{k+\frac{1}{2}}} \varphi^{(k)}(M), \\ \vec{\psi}(\beta, M) &\sim \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{\beta^{k+\frac{1}{2}}} \vec{\psi}^{(k)}(M), \\ \vec{\psi} &= \vec{i}\psi_x + \vec{j}\psi_y + \vec{k}\psi_z. \end{aligned} \tag{6}$$

Используем уравнение поверхности $z = z(x, y)$ в локальной системе координат с началом в точке наблюдения M_0 . В точке M_0 ось Oz направлена по нормали, координатные системы локальная (x, y, z) и глобальная (X, Y, Z) (рис.1) совпадают. Перейдем к параметрической форме задания поверхности, приняв за параметры расстояние $R = |\vec{M_0M}|$ и угол θ между осью Ox и радиус-вектором цилиндрической системы координат. Тогда уравнения поверхности:

$$x = r(R, \theta) \cos \theta, \quad y = r(R, \theta) \sin \theta, \quad z = z(R, \theta)$$

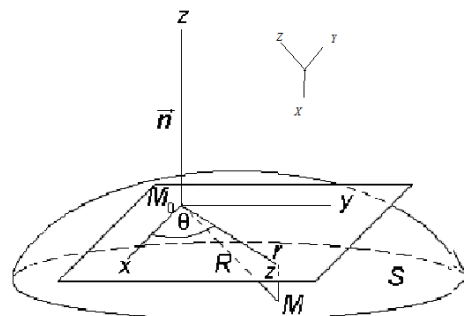


Рис.1 – Системы координат

Представим функцию $z(R, \theta)$ в виде разложения по степеням R :

$$z(R, \theta) = AR^2 + BR^3 + (C + A^3)R^4 + \dots,$$

где

$$A = \frac{1}{2!} \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \cos^2 \theta + 2 \frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} \cos \theta \sin \theta + \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \sin^2 \theta \right) \Bigg|_{M_0}$$

$$B = \frac{1}{3!} \left(\frac{\partial^3 z}{\partial x^3} \cos^3 \theta + 3 \frac{\partial^3 z}{\partial x^2 \partial y} \cos^2 \theta \sin \theta + 3 \frac{\partial^3 z}{\partial x \partial y^2} \cos \theta \sin^2 \theta + \frac{\partial^3 z}{\partial y^3} \sin^3 \theta \right) \Bigg|_{M_0}$$

Опуская здесь детали геометрических рассуждений (см. [3]), приведем окончательный результат

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial R}{\partial n} dS = \frac{1}{R^2} \frac{\partial R}{\partial n} \sqrt{EG - F^2} dR d\theta = (-A - 2BR - 3(C + A^3)R^2) dR d\theta.$$

Для дальнейших рассуждений необходимо рассмотреть асимптотику интегралов вида

$$\int_0^{R(\theta)} e^{i\sqrt{i\beta}R} f(R, \theta) dR \quad (\text{где } f(R, \theta) - \text{достаточно}$$

гладкая функция) по малому параметру $\frac{1}{i\sqrt{i\beta}}$.

Такую асимптотику можно построить интегрированием по частям [3]:

$$\int_0^{R(\theta)} e^{i\sqrt{i\beta}R} f(R, \theta) dR = \sum_{k=1}^N (-1)^k \left(\frac{1}{i\sqrt{i\beta}} \right)^k \frac{\partial^{k-1} f(R, \theta)}{\partial R^{k-1}} \Bigg|_{R=0} + O \left(\left(\frac{1}{i\sqrt{i\beta}} \right)^{k+1} \right)$$

(7)

Теперь осталось подставить разложения (7) в ГИУ (5) и приравнять коэффициенты при одинаковых степенях $\frac{1}{i\sqrt{i\beta}}$.

Последовательное применение формул (7) приводит к асимптотическим соотношениям:

- «нулевом» приближении

$$\frac{1}{2} \varphi^{(0)}(M_0) - \int_S \varphi^{(0)}(M) \varphi_n^*(M_0, M) ds_M = - \int_S V_z(M) \varphi^*(M_0, M) ds_M, \quad (8)$$

- в первом приближении

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{1}{2} \varphi^{(1)}(M_0) - \int_S \varphi^{(1)}(M) \varphi_n^*(M_0, M) ds_M = \\ & \int_S \left(-\frac{\partial \psi_y^{(1)}}{\partial x} + \frac{\partial \psi_x^{(1)}}{\partial y} \right) \varphi^*(M_0, M) ds_M, \\ & \psi_x^{(1)} \Big|_{M_0} = \frac{1}{i\sqrt{i}} \left(-\frac{\partial \varphi^{(0)}}{\partial y} + u_y \right) \Big|_{M_0}, \\ & \psi_y^{(1)} \Big|_{M_0} = \frac{1}{i\sqrt{i}} \left(\frac{\partial \varphi^{(0)}}{\partial x} + u_x \right) \Big|_{M_0}, \\ & \psi_z^{(1)} \Big|_{M_0} = 0, \end{aligned} \right. \quad (9)$$

- во втором приближении

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{1}{2} \varphi^{(2)}(M_0) - \int_S \varphi^{(2)}(M) \varphi_n^*(M_0, M) ds_M = \\ & - \int_S \left(-\frac{\partial \psi_y^{(2)}}{\partial x} + \frac{\partial \psi_x^{(2)}}{\partial y} \right) \varphi^*(M_0, M) ds_M, \\ & \psi_x^{(2)}(M_0) + \kappa \frac{1}{i\sqrt{i}} \psi_x^{(1)}(M_0) = \\ & = -\frac{1}{i\sqrt{i}} \frac{\partial \varphi^{(1)}}{\partial y} \Big|_{M_0} + \frac{1}{i\sqrt{i}} \frac{\partial \psi_z^{(1)}}{\partial x} \Big|_{M_0}, \\ & \psi_y^{(2)}(M_0) + \kappa \frac{1}{i\sqrt{i}} \psi_y^{(1)}(M_0) = \\ & = \frac{1}{i\sqrt{i}} \frac{\partial \varphi^{(1)}}{\partial x} \Big|_{M_0} + \frac{1}{i\sqrt{i}} \frac{\partial \psi_z^{(1)}}{\partial y} \Big|_{M_0}, \\ & \psi_z^{(2)}(M_0) + \kappa \frac{1}{i\sqrt{i}} \psi_z^{(1)}(M_0) = \\ & = -\frac{1}{i\sqrt{i}} \left(\frac{\partial \psi_x^{(1)}}{\partial x} + \frac{\partial \psi_y^{(1)}}{\partial y} \right) \Big|_{M_0}, \end{aligned} \right. \quad (10)$$

- в третьем приближении

$$\frac{1}{2} \varphi^{(3)}(M_0) - \int_S \varphi^{(3)}(M) \varphi_n^*(M_0, M) ds_M = - \int_S \left(-\frac{\partial \psi_y^{(3)}}{\partial x} + \frac{\partial \psi_x^{(3)}}{\partial y} \right) \varphi^*(M_0, M) ds_M$$

$$\psi_x^{(3)} + \kappa \psi_x^{(2)} = \frac{\partial \psi_z^{(2)}}{\partial x} - \frac{\partial \varphi^{(2)}}{\partial y} + L \psi_x^{(1)}, \quad (11)$$

$$\psi_y^{(3)} + \kappa \psi_y^{(2)} = \frac{\partial \psi_z^{(2)}}{\partial y} + \frac{\partial \varphi^{(2)}}{\partial x} - L \psi_y^{(1)},$$

$$\psi_z^{(3)} + \kappa \psi_z^{(2)} = -\frac{\partial \psi_x^{(2)}}{\partial x} - \frac{\partial \psi_y^{(2)}}{\partial y},$$

В этих формулах $\kappa = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \right) \Big|_{M_0}$ – средняя

кривизна поверхности в точке наблюдения M_0 , оператор L действует по правилу

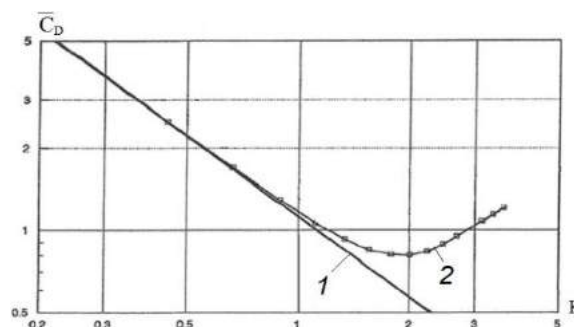
$$L[L] = \frac{L[L]}{8} \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \right)^2 + 4 \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 z}{\partial y^2} \right) [L].$$

В системе соотношений (9) – (11) присутствуют граничные интегральные уравнения относительно функций $\varphi^{(n)}, n=0,1,2,3$. Каждому из них при необходимости можно сопоставить эквивалентную формулировку в виде краевой задачи для уравнения Гельмгольца.

Формула Моррисона

Задача о гармонических колебаниях твердого тела кинематически эквивалентна задаче об обтекании тела гармонически изменяющимся во времени внешним потоком. Простые соображения в духе теории пограничного слоя привели основоположников классической гидромеханики (см., например, [4], [5], [6]) к приближенному описанию гидродинамической реакции "плоского" твердого тела, погруженного в несжимаемую жидкость и совершающего малые гармонические во времени колебания вдоль своего наибольшего размерения. Соответствующие формулы принято называть формулами Моррисона. Простейшая геометрия предполагает контур в виде окружности, однако более поздние теоретические и экспериментальные исследования показали [6] применимость таких идей даже в случае плохо обтекаемых контуров. Границы области применимости линейной теории определяются

малостью числа $\delta = \frac{A}{L}$ – отношение амплитуды колебаний к характерному размеру тела. На рисунке 2 показаны результаты эксперимента и расчета (сплошная линия) коэффициента сопротивления \bar{C}_D как функции числа $K = 2\pi\delta$ [6] для кругового цилиндра диаметра D при $\frac{\omega D^2}{2\nu} = 650$. Интересно, что хорошее совпадение результатов наблюдается вплоть до $\delta \sim 0,2$, то есть отнюдь не только при малых значениях параметра δ .



1 – Формула Моррисона, 2 – экспериментальные данные

Рис. 2 – Зависимость коэффициента сопротивления от числа K

В этой связи предлагаемый выше асимптотический алгоритм решения задачи позволяет строить "формулы Моррисона" для задачи о колебаниях "трехмерного" тела в сжимаемой жидкости вплоть до членов третьего порядка малости.

Литература

1. Гузь А. Н. Динамика сжимаемой вязкой жидкости. – Киев: А.С.К., 1998. – 350 с.
2. Кадыров С. Г. Метод граничных интегральных уравнений в задаче о малых колебаниях тел в сжимаемой вязкой жидкости // Морской вестник – 2013. – Спец. вып. № 1 (10) – с. 85-87.
3. Афанасов Е. Н., Кадыров С. Г. Граничные интегральные уравнения и асимптотика решения задачи о малых колебаниях тела в вязкой несжимаемой жидкости // Морские интеллектуальные технологии – 2016. – № 3 (33), Т. 2 – с. 31-40.
4. Wang Chang-Yi. On high-frequency oscillatory viscous flows // Journal of Fluid Mechanics – 1968. – Vol. 32, no. 1 – P. 55-68.
5. Troesch A. W., Kim S. K. Hydrodynamic forces acting on cylinders oscillating at small amplitudes // Journal of Fluids and Structures – 1991. – Vol. 5 – P. 113-126.
6. Sarpkaya T. Force on a circular cylinder in viscous oscillatory flow at low Keulegan-Carpenter numbers // J. Fluid Mech. – 1986. – Vol. 165 – P. 61-71.

References

1. Guz A. N. Dinamika szhimaemoy vyazkoy zhidkosti. Kiev: A.S.K., 1998. 350 p.
2. Kadyrov S. G. Metod granichnykh integralnykh uravneniy v zadache o malykh kolebaniyakh tel v szhimaemoy vyazkoy zhidkosti // Morskoj vestnik – 2013. – Spets. vyp. № 1 (10) – pp. 85-87.
3. Afanasov E. N., Kadyrov S. G. Granichnye integralnye uravneniya i asimptotika resheniya zadachi o malykh kolebaniyakh tela v vyazkoy neszhimaemoy zhidkosti // Morskie intellektualnye tekhnologii – 2016. – № 3 (33), Т. 2 – pp. 31-40.
4. Wang Chang-Yi. On high-frequency oscillatory viscous flows // Journal of Fluid Mechanics – 1968. – Vol. 32, no. 1 – P. 55-68.
5. Troesch A. W., Kim S. K. Hydrodynamic forces acting on cylinders oscillating at small amplitudes // Journal of Fluids and Structures – 1991. – Vol. 5 – P. 113-126.
6. Sarpkaya T. Force on a circular cylinder in viscous oscillatory flow at low Keulegan-Carpenter numbers // J. Fluid Mech. – 1986. – Vol. 165 – P. 61-71.

УДК 621.92

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССА ШЛИФОВАНИЯ

Юрий Михайлович Зубарев

доктор технических наук, профессор кафедры технологии судового машиностроения
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лотманская, 3
e-mail: iuzubarev@mail.ru

Александр Владимирович Приемышев

кандидат технических наук, профессор кафедры Автоматы
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29
e-mail: priemyshev52@mail.ru

Мargarita Анатольевна Алейникова

кандидат технических наук, доцент кафедры механики
Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет
190005, Санкт-Петербург, 2-я красноармейская ул., 4а
e-mail: ale11971_80@mail.ru

Аннотация

В работе предложена методика разработки модели процесса шлифования на основе разработанных топологических портретов образования радиального усилия, минутного съема металла и качества металла поверхностного слоя, что позволяет разрабатывать алгоритмы и программы для персональных компьютеров для любого вида шлифования.

В настоящее время доля абразивной обработки при изготовлении деталей машин постоянно увеличивается и может составлять от 70 до 90% всех операций механической обработки заготовок. В связи с этим основной задачей является создание основ управления качеством деталей машин и обеспечение их надежности.

Для разработки топологических портретов рассматриваются подсистемы шлифовальных станков с выделением основных, влияющих на эффективность процесса обработки и вспомогательных.

В результате выполненной работы были разработаны алгоритм и программы для ПК при плоском шлифовании стали 45. Полученные результаты расчетов удовлетворительно коррелируются с экспериментальными исследованиями.

Ключевые слова: шлифовальный станок, подсистема станка, сила резания, съем металла, качество металла поверхностного слоя, радиальное усиление, съем металла, температура, прижог, режим резания, шлифовальный круг.

MATHEMATICAL DESCRIPTION OF THE GRINDING PROCESS

Yury M. Zubarev

Dr.Sci.Tech, Professor at the Shipbuilding Engineering Department of
St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: iuzubarev@mail.ru

Alexander V. Priemishev

PhD in Engineering Science, Professor at the Department of Automation
St. Petersburg Polytechnic University named after Peter the Great,
195251, St. Petersburg, Politechnicheskaya str., 29
e-mail: priemyshev52@mail.ru

Margarita A. Aleinikova

PhD in Engineering Science, Associate Professor at the Department of Mechanics
St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering
190005, St. Petersburg, 2-ya st Krasnoarmeiskaya st., 4a
e-mail: ale11971_80@mail.ru

Abstract

The paper proposes a methodology for developing a model of the grinding process based on the developed topological images of formation of radial force, removal of metal during a minute and quality of a surface layer metal, which allows the development of algorithms and programs for personal computers for any type of grinding.

At present, the share of abrasive processing in the manufacture of machine parts is constantly increasing and can make up from 70 to 90% of all machining operations of workpieces. In this regard, the main task is to create the basics of machine parts quality management and ensure their reliability.

To develop topological images, subsystems of grinding machines are reviewed with the identification of the main ones that affect the efficiency of the grinding process and the supporting ones.

As a result of the work done, an algorithm and programs for the PC were developed for flat grinding of Steel 45. The obtained calculation results satisfactorily correlate with experimental studies.

Key words: grinding machine, machine subsystem, cutting force, metal removal, surface layer metal quality, radial force, metal removal, temperature, burn, cutting mode, grinding wheel.

Введение

Одной из наиболее распространенных операций механической обработки заготовок деталей машин в машиностроении и в судостроении является процесс шлифования. Учитывая, что при получении заготовок деталей машин в настоящее время все шире применяются такие технологические процессы как точное литье, точная штамповка, порошковая металлургия, аддитивные технологии и пр., когда значительно уменьшаются припуски на последующую механическую обработку, шлифование становится основным технологическим процессом изготовления деталей, который может составлять от 70 до 90% всех операций механической обработки. Так, например, коленчатые валы для дизелей на фирме «Дженерал моторс» обрабатываются только шлифованием. Лезвийная обработка только на первой операции – фрезерно-центровальная. Шлифование широко применяется и для обработки кромки листов под сварку при сборке корпусов судов и т.д.

Процесс шлифования осуществляется абразивным инструментом (кругами) со случайно расположенными многочисленными элементами – абразивными зёрнами, закрепленными в теле инструмента – связки круга.

В процессе резания этими зёрнами возникает кратковременный, продолжительностью $10^{-4} \dots 5 \times 10^{-6}$ с, локальный нагрев и последующее охлаждение контактирующих участков режущих зёрен и обрабатываемой поверхности. Локальные нагревы (иногда до 2000°C) и охлаждение приводят к появлению в поверхностном слое детали необратимых структурных изменений. Эти изменения, прижоги, увеличивают внутренние напряжения, которые при достижении значений, превышающих предел прочности материала деталей, вызывают появление микротрещин на их поверхности.

В связи с этим разработка моделей процесса шлифования, на основе которых можно разрабатывать алгоритмы и программы для ПК и прогнозировать производительность и теплонапряжённость обработки и, в конечном счете, назначать рациональные режимы резания, является важным направлением в технологии машиностроения.

1. Шлифовальный станок и его подсистемы

Любое технологическое оборудование, в том числе и шлифовальные станки, представляет собой сложную техническую систему, состоящую из основных подсистем, которые осуществляют преобразование подводимой энергии в управляющие воздействия на процесс шлифования, а также сам процесс обработки. Из всей гаммы шлифовальных станков (плоских, круглых, заточных, бесцентровых и др.) круглошлифовальный представляет собой

наиболее сложную технологическую систему (рис. 1), которая и будет рассмотрена подробно.

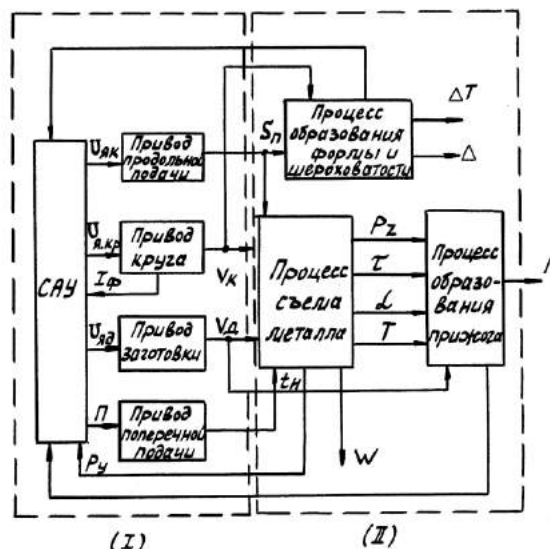


Рис. 1. Блок-схема соединения функциональных блоков круглошлифовального станка

Первая подсистема круглошлифовального станка содержит систему питания, регулирования и управления приводами станка, регулятор системы автоматического управления (АСУ), приводы шлифовального круга и заготовки, продольной и поперечной подач.

Вторая подсистема этого станка включает в себя устройства, реализующие локальные процессы: образование съема металла, действие составляющих сил резания, а также образование размеров и формы заготовки, качество ее металла поверхностного слоя (шероховатость и микротвердость поверхности, ее фазово-структурное состояние и пр.).

Рассмотрим математическое описание локальных процессов второй подсистемы и применим его для построения топологического портрета процесса шлифования.

2. Топологическое описание образования радиального усилия

Все параметры, характеризующие процесс шлифования, рассматриваются как функции времени (τ).

Радиальное давление круга P_y на шлифуемую поверхность заготовки:

$$P_{yз} = P_y / F, \quad (1)$$

где P_y – суммарная радиальная составляющая силы шлифования в месте интенсивного контакта

круга с заготовкой; F – площадь контакта круга с заготовкой.

Величина радиальной составляющей силы резания P_{yz} определяется жесткостью $j = E_1 \cdot B_1 / L_1$ и величиной деформации технологической системы станка (ТСС) t_n [2]:

$$P_y = \gamma \cdot t_n, \quad (2)$$

где E_1 – модуль упругости; B_1, L_1 – площадь поперечного сечения и длина звена подачи.

Начальные условия принимаются из расчета начального контакта круга при полной выборке мертвого хода (люфта) в ТСС. Без учета температурных деформаций, значение t_n вычисляется по формуле:

$$t_n(\tau) = t_{1n} + t_3(\tau) - \left[t_\phi(\tau) + \int_0^\tau q_{узн} d\tau \right] \pm \Delta_{np}(\tau), \quad (3)$$

где t_{1n} – начальная величина поперечной подачи круга при повороте винта на n оборотов (при непрерывной подаче круга t_{1n} – скорость его поперечной подачи); $t_3(\tau) = \Delta_{max} \cdot \sin(\omega_u \cdot \tau)$ – изменение припуска по длине окружности шлифуемой заготовки за счет эксцентриситета в установке (Δ_{max} – наибольшая величина эксцентриситета; ω_u – угловая частота вращения заготовки); τ – время, ($\tau < \tau_n$; τ_n – период времени между двумя правками круга); $t_\phi(\tau)$ – текущее значение фактической глубины шлифования; $q_{узн}$ – текущее значение удельного линейного износа круга; $\Delta_{np}(\tau)$ – изменение (во времени) припуска заготовки по длине.

Будем полагать, что в общем случае изменение припуска имеет случайный характер и может быть выражено корреляционной функцией вида:

$$R_\Delta(\tau) \approx m_\Delta + \Delta_1 \cdot \exp(-\alpha \cdot \tau) \cdot \cos(\omega_2 \cdot \tau), \quad (4)$$

где m_Δ – математическое ожидание величины припуска; α – коэффициент, определяемый экспериментально для данного типа заготовки [1, 5]; ω_2 – частота изменения припуска по длине заготовки [4]; Δ_1 – максимальное отклонение припуска.

Изменение параметров по длине заготовки соотносится со временем τ через скорость продольной подачи:

$$L = \int_0^\tau S_n d\tau, \quad (5)$$

При втором и последующих ходах шлифовального круга значение Δ_{max} уменьшается, но добавляется значение t_ϕ , которое имело место при предыдущих ходах:

$$\sum_{i=1}^{n-1} t_i \phi(L), \quad (6)$$

где L – длина продольного хода.

Площадь контакта круга и заготовки:

$$F = 0,01 \cdot h \cdot l, \quad (7)$$

где $h = k_1 \cdot S_\phi$ – фактическая ширина поверхности круга, участвующая в процессе шлифования; l – длина дуги контакта круга с заготовкой; S_ϕ – подача круга за один оборот заготовки; k_1 – экспериментально определяемый коэффициент [4].

Длина дуги контакта l вычисляется по формуле

$$l = c_1 \cdot t_\phi^{0,5},$$

где $c_1 = [(D_k - q_c) \cdot d] / [d + (D_k - q_c)]$,

где D_k – начальный диаметр круга; d – диаметр заготовки; q_c – суммарный линейный износ круга.

Величина текущего линейного износа круга в единицу времени определяется по формуле:

$$q_{узн} = 10 \cdot k_2 \cdot V_k \cdot P_{yF}^m / \pi \cdot D_\phi, \quad (8)$$

где k_2 – коэффициент пропорциональности (определяемый экспериментально) [5]; V_k – скорость круга; m – показатель степени ($m > 1$)

; $P_{yF} = P_y / F$; D_ϕ – текущее значение фактического диаметра шлифовального круга:

$$D_\phi = D_k - q_c; k_2 = k_2^1 \cdot S_\phi / B,$$

где k_2^1 – коэффициент; B – высота шлифовального круга.

Объемный износ круга в единицу времени определяется согласно зависимости:

$$Q_a = q_{узн} \cdot h \cdot \pi \cdot D_\phi, \quad (9)$$

тогда его суммарное значение:

$$q_c = \int_0^\tau q_{узн} d\tau, \quad (10)$$

Точность размера обрабатываемой заготовки характеризуется фактическим радиусом шлифованной поверхности:

$$r = d/2 + t_3 - t_\phi.$$

Топологический портрет образования радиального усилия шлифования представлен на рис. 2.

3. Топологическое описание подсистемы образования минутного съема металла

Минутный съем металла в процессе круглого наружного шлифования выражается соотношением:

$$Q_M = S_\phi \cdot V_u \cdot t_\phi,$$

где V_u – линейная скорость шлифуемой поверхности заготовки; t_ϕ – фактическая глубина шлифования.

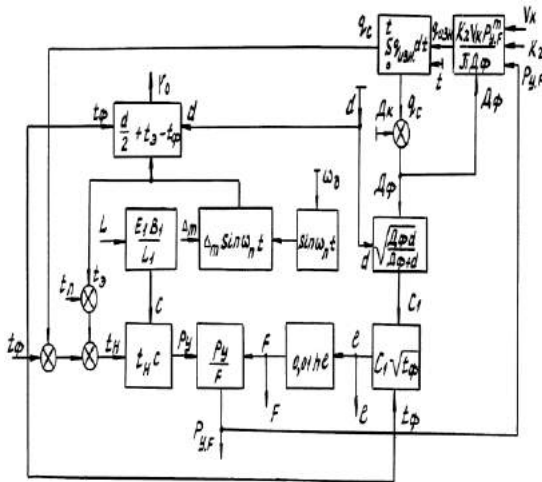


Рис. 2. Топологический портрет образования радиального усилия шлифования

Значение фактической глубины шлифования t_ϕ вычисляется по формуле

$$t_\phi = k_3 \cdot \Delta_{3,cp} \cdot N_p,$$

где $\Delta_{3,cp}$ – среднестатистическое значение заглупления одного зерна; N_p – число зерен, проходящих данную точку шлифуемой поверхности [4]; k_3 – коэффициент, учитывающий наложение линий резания.

Число зерен, проходящих данную точку шлифуемой поверхности, определяется через время τ контакта круга с одной и той же точкой заготовки:

$$\tau = l/V_u, \quad (11)$$

За время τ круг с данной точкой заготовки контактирует по линии, длина которой l_k определяется по формуле

$$l_k = \tau \cdot \sqrt{V_{k3}^2 + S_n^2} = l/V_u \cdot \sqrt{V_{k3}^2 + S_n^2}, \quad (12)$$

где V_{k3} – линейная скорость абразивных зерен; S_n – скорость продольной подачи круга.

Число зерен, проходящих через рассматриваемую точку за один оборот заготовки, выражается зависимостью

$$n_3 = k_3^1 \cdot l_k \cdot n_{3,0} = \frac{n_{3,0} \cdot k_3^1 \cdot l}{V_u} \sqrt{V_{k3}^2 + S_n^2}, \quad (13)$$

где $n_{3,0}$ – удельное количество зерен в одной линии резания; $k_3^1 = 30 \cdot \omega_u \cdot t_\phi / \pi$ – коэффициент, учитывающий величину подачи круга за один оборот заготовки; t_ϕ – время воздействия круга.

При врезном шлифовании t_ϕ равно времени шлифования заготовки; при продольном шлифовании – $t_\phi = B/S_n$, ($S_n > 0$), где B – высота шлифовального круга. Для ориентировочного определения $n_{3,0}$ можно использовать зависимость [1, 3, 5]:

$$n_{3,0} \approx \sqrt{N_p}, \quad (14)$$

где N_p – число зерен на единице площади шлифовального круга [4]. Используя приведенные выше зависимости для определения величины n_3 получаем формулу:

$$n_3 = \frac{l \cdot t_\phi}{\pi \cdot d} \cdot \sqrt{N_p} \cdot \sqrt{V_{k3}^2 + S_n^2}, \quad (15)$$

Число зерен, контактирующих с обрабатываемой поверхностью, на единице площади круга зависит от величины углубления зерен Δ_3 и может быть найдено по формуле:

$$N_p = N_p^o + (N_{p,max} - N_p^o) \cdot \Delta_{3,cp} / \Delta_{3,max}, \quad (16)$$

где $N_{p,max}$ – максимальное число режущих зерен, приходящихся на единицу площади круга на глубине слоя $\Delta_3 = \Delta_{3,max}$; N_p^o – число зерен, контактирующих с обрабатываемой поверхностью при отсутствие съема металла; $\Delta_{3,max}$ – максимальное заглупление зерен; $\Delta_{3,cp}$ – среднестатистическое заглупление зерен:

$$\Delta_{3,cp} = \Delta'_{3,max} [1 - \exp(-P_{y,o}/P_\phi)], \quad (17)$$

где $\Delta'_{3,max}$ – максимально возможное для данного круга заглупление зерен с учетом их затупления; $P_{y,o} = P_{y,e} / N_p$ – среднестатистическое значение давления на одно зерно; P_ϕ – постоянная экспоненциальная зависимость, причем

$$P_\phi = P_o \cdot (1 + k_T) \cdot [1 - \exp(-\tau/T_1)], \quad (18)$$

где P_o – постоянная, определяемая свойствами обрабатываемой поверхности и ее температурой; k_T – коэффициент, учитывающий изменение режущей кромки зерна:

$$k_T = \lambda_2 \cdot k_o \cdot \int_0^\tau V_k d\tau, \quad (19)$$

$$\lambda_2 = \alpha_1 \cdot \exp(-P_{y.o}/P_1),$$

где k_o – постоянная процесса; τ – постоянная времени; α_1 – постоянный коэффициент.

$$\Delta'_{z.max} = \Delta_{z.max} \cdot \exp(-k_T/k_o), \quad (20)$$

На основании приведенных выше зависимостей, используя полученные экспериментально постоянные и коэффициенты [1, 3, 4], можно определить тангенциальную составляющую силы шлифования P_z :

$$P_z = P_{z.p} + P_{z.T}, \quad (21)$$

где

$$P_{z.p} = \pi \cdot \rho \cdot \Delta_{z.cp} \cdot N_p \cdot F \cdot \sigma_M, \quad (22)$$

$$P_{z.T} = f_1 \cdot F \cdot P_{y.F}, \quad (23)$$

где $P_{z.p}$, $P_{z.T}$ – составляющие тангенциального усилия шлифования, затрачиваемые на снятие металла и преодоление сил трения; f_1 – коэффициент трения; ρ – радиус округления режущей кромки абразивного зерна; σ_M – напряжение, характеризующее предельное состояние металла (для пластичного материала – предел текучести с учетом упрочнения).

Зависимость $P_{z.p} = P_{z.p}(\tau)$ при включении подачи может быть представлена в виде

$$P_{z.p}(\tau) = B \cdot \exp[\alpha_2(\tau - \tau_1)], \quad (24)$$

причем $B_1 = P_{z.p}(\tau_1)$, где τ_1 – значение времени с момента начала подачи; α_2 – постоянная, $B_1 = k_1 \cdot S_n$.

При включении скорости подачи усилие $P_{z.p}$ изменяется согласно зависимости

$$P_{z.p}(\tau) = B_2 \cdot \exp[-\alpha_2(\tau - \tau_2)], \quad (25)$$

где $B_2 = P_{z.p}(\tau_2)$.

Мощность, затрачиваемая на шлифование, вычисляется как

$$N = \frac{1}{102} \cdot (P_{z.p} + P_{z.T}) \cdot V,$$

причем:

$$P_{z.T} \cdot V = f_o \cdot F \cdot P_{y.F} \cdot V \cdot [1 - \delta \cdot \exp(-\lambda \cdot V)], \quad (26)$$

где δ , $\lambda > 1$ – коэффициент и показатель степени, определяемые экспериментально; $V = V_u + V_k$ – относительная скорость перемещения поверхностей заготовки и шлифовального круга; f_o – значение коэффициента трения покоя.

Полагая, что $P_{z.T} = f_1 \cdot P_y$, выражение коэффициента трения приведем к виду:

$$f_1 = c_3 \cdot \lambda_1 \cdot m_1 \cdot [1 - \delta \cdot \exp(-\lambda \cdot V)], \quad (27)$$

где c_3 , λ_1 – коэффициенты, характеризующие механические свойства поверхностей в паре заготовка-абразивный круг; m_1 – коэффициент, отражающий влияние СОТЖ [5, 7].

Топологический портрет подсистемы образования минутного съема металла представлен на рис. 3.

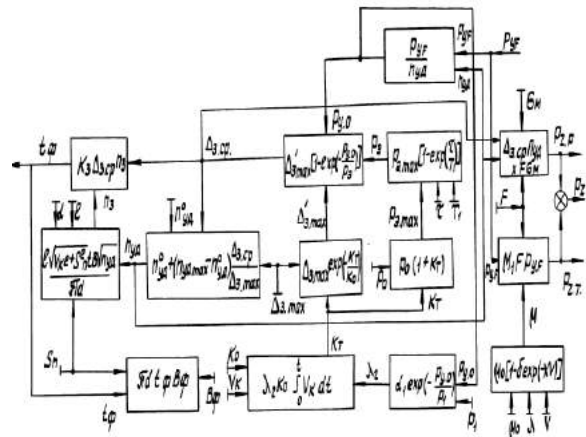


Рис. 3. Топологический портрет образования минутного съема металла

4. Топологическое описание процесса образования прижогов

Под шлифовочным прижогом понимается согласно ГОСТ 21445-84 структурно измененный слой или участок на обработанной поверхности заготовки, являющийся следствием теплового действия шлифования. Образование прижогов описывается следующим образом.

Количество тепла, выделяемое в процессе шлифования в единицу времени определяется по формуле:

$$Q_T = \tau \cdot V \cdot \frac{k_2 \cdot P_{z.p} + k_3 \cdot P_{z.T}}{1020}, \quad (28)$$

где $k_2 = 0,5 \div 0,9$; $k_3 = 0,99$ – коэффициенты, учитывающие часть энергии, превращаемой в тепло [3, 6].

Температура в зоне шлифования будет:

$$\theta = k_4 \cdot Q / C_2 \cdot m_2 + \theta_o, \quad (29)$$

где C_2 – теплоемкость металла (для стали $C_2 = 0,46 \cdot 10^3$ Дж/кг·град при 20°C); $k_4 = 0,95$ – коэффициент, учитывающий количество тепла, идущего на нагрев поверхности заготовки; θ_o – начальная температура в месте обработки; $m_2 = F \cdot h_1 \cdot \gamma$ – масса прогреваемого слоя; γ – плотность металла; h_1 – толщина прогреваемого слоя металла, $h_1 = k_5 \cdot \tau \cdot \alpha$; k_5 – коэффициент; α – коэффициент температуропроводности [6]. Глубина прижога определяется по формуле:

$$h = \left(\ln \frac{\theta_{\max}}{\theta_{\text{дон}}} \right) \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot \tau}{\pi}}, \quad (30)$$

где $\alpha = \lambda_3 / (c_2 \cdot \gamma)$ – коэффициент температуропроводности, характеризующий тепловые свойства металла; λ_3 – его теплопроводность; θ_{\max} и $\theta_{\text{дон}}$ – максимальная и допустимая по условиям прижога температуры. Топологический портрет образования прижогов при шлифовании представлен на рис.4.

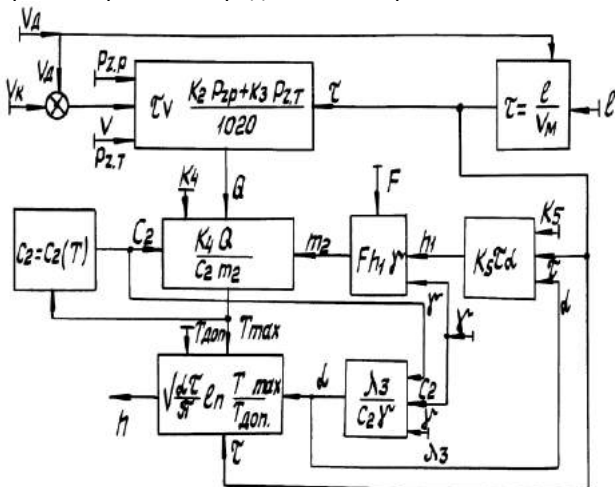


Рис. 4. Топологический портрет образования прижогов при шлифовании

5. Управление процессом шлифования по выбранным качественным показателям

Управляющие воздействия на процесс шлифования можно выработать в виде изменений следующих условий обработки:

а) подача круга на один оборот заготовки

$$B_{\phi} = \pi \cdot S_n / (30 \cdot \omega_u), \quad (31)$$

где ω_u – угловая скорость заготовки (изделия);

б) скорость круга

$$V_k = \omega_k \cdot (D - q_c) / 2, \quad (32)$$

где ω_k – угловая скорость круга;

в) скорость заготовки (изделия)

$$V_u = \omega_u \cdot d / 2, \quad (33)$$

Выходами для соответствующих подсистем станка являются:

$$S_n; \omega_k; \omega_u.$$

При разработке алгоритма, отражающего как продольное, так и врезное шлифование, вводится логическая операция:

если $S_n > 0$, то $t_B = H / S_n$;

если $S_n = 0$, то t_B равно времени протекания процесса.

По разработанной модели процесса шлифования, на основе объединения трех топологических портретов (рис. 2-4) можно разработать алгоритм и программы для персональных компьютеров. Такие же модели и топологические портреты могут быть получены и для других видов шлифования – плоского, бесцентрового и т.п.

На рис. 5 и 6 приведены зависимости удельного давления и температуры на поверхности заготовки в зоне шлифования, а также глубины прижога, вычисленные на основании разработанных алгоритма и программ для ПК при плоском шлифовании стали 45 (HRC 48...52) кругом 25A25CM17-8K на станке 3E711ИВ.

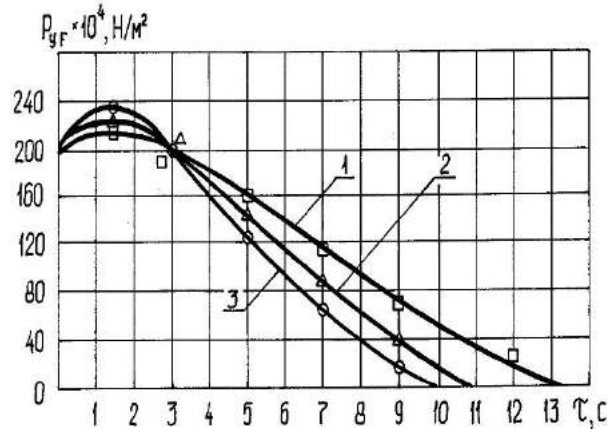


Рис. 5. Изменение давления в зоне шлифования при наличии износа круга для различных его диаметров: 1 – 0,25 м; 2 – 0,22 м; 3 – 0,20 м

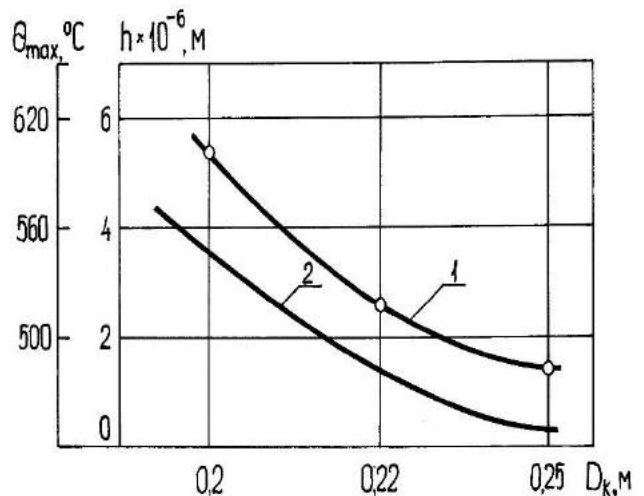


Рис. 6. Зависимость максимальной температуры на поверхности заготовки в зоне шлифования (1) и глубины прижога (2) от изменения диаметра круга

Заключение

Математическое описание процесса шлифования позволяет, на основе топологических портретов, разработать модели этого процесса, а

затем алгоритмы и программы для персональных компьютеров, которые позволяют вычислять качественные выходные показатели процесса обработки и назначать рациональные режимы резания.

Литература

1. Байкалов А.Н. Введение в теорию шлифования материалов. – Киев: Наукова Думка, 1978.-207 с.
2. Вейц В.Л. Динамика технических систем. В 2-х частях. Ч.2 – Колебания в металлорежущих станках. /В.Л.Вейц, Д.В.Васильков, Ю.М.Зубарев. – СПб.: Изд-во ПИМаш, 2002. – 256 с.
3. Евсеев Д.Г., Сальников А.Н. Физические основы процесса шлифования. – Саратов, 1978.-129 с.
4. Зубарев Ю.М. Теория и практика повышения эффективности шлифования материалов. /Ю.М. Зубарев, А.В.Приемышев. – СПб.: Изд-во «Лань», 2010.-304 с.
5. Кремень З.И. Технология шлифования в машиностроении. /З.И. Кремень, В.Г.Юрьев, А.Ф.Бабошкин.- СПб.: Политехника, 2007.424 с.
6. Резников А.Н. Тепловые процессы в технологических системах /А.Н.Резников, Л.А.Резников. – СПб.: Изд-во «Лань», 2016. – 292 с.
7. Смазочно-охлаждающие технологические средства и их применение при обработке резанием. Справочник / под. ред. Л.В. Худобина.-М.: Машиностроение, 2006.-544 с.

References

1. Baykalov A. N. Introduction to the theory of grinding materials. Kyiv: Naukova Dumka, 1978.207 PP.
2. Weitz V. L. Dynamics of technical systems. In 2 parts. Part 2 Vibrations in metal-cutting machines. V. L. Weitz, D. V. Vasilkov, Y. M. Zubarev. SPb.: Pimash publishing house, 2002. 256 p.
3. Evseev D. G., Salnikov A. N. Physical bases of grinding process. Saratov, 1978.129 PP.
4. Zubarev Yu. M. theory and practice of improving the efficiency of grinding materials. Yu. M. Zubarev, A.V. Priemyshev. SPb.: DOE publishing house, 2010. 304 PP.
5. Flint Z. I. technology of grinding in mechanical engineering. Z. I. Kremen, V. G. Yuriev, A. F. Baboshkin. SPb.: Polytechnic, 2007.424 p.
6. Reznikov A. N. Thermal processes in technological systems A. N. Reznikov, L. A. Reznikov. SPb.: DOE publishing house, 2016. 292 p.
7. Lubricating and cooling technological means and their application at processing by cutting. Reference book under.re. L. V. Khudobin. Moscow: Mashinostroenie, 2006. 544 PP

ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ И КОМПЛЕКСЫ ПРОГРАММ

УДК 629.584

МОДЕЛИРОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ПРИВОДОВ МЕХАНИЗМОВ НА ПРИМЕРЕ УСТРОЙСТВА ВЫДВИЖЕНИЯ ПРИБОРНОГО БЛОКА С ПОМОЩЬЮ ПАКЕТА «ADAMS»

Семен Анатольевич Никонов

аспирант, ассистент кафедры теоретической механики и сопротивления материалов
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190008, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, д. 3
тел. (960) 235-75-93; e-mail: nikonov_smtu@mail.ru

Надежда Владимировна Островская

кандидат технических наук
доцент кафедры механики
Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет
190005, Санкт-Петербург, 2-я Красноармейская ул., д. 4
тел. (911) 835-55-52; e-mail: ostrovskaya.nv@yandex.ru

Кир Александрович Лесных

198303, Санкт-Петербург, пр. Стачек, д. 105-2-1159
тел. (953) 345-60-86; e-mail: leslas@bk.ru

Аннотация

В работе приведены возможности программного пакета виртуального моделирования ADAMS для численного анализа работы приводов механизмов. В качестве объекта исследования рассмотрено устройство выдвижения приборного блока. Проведены статический, кинематический и динамический анализ механизма. Были получены аналитические зависимости для основных звеньев механизма, а также проведен сопоставительный анализ аналитического и численного решения. Результаты расчётов показывают идентичность и соответствие аналитического счёта проведённым исследованиям в ПК ADAMS. Подобные расчеты демонстрируют, что ПК ADAMS предоставляет пользователю широкие возможности и простор для исследований и заключений по тем или иным конструктивным решениям и механизмам, однако любой полученный результат должен ставится в строгое соответствие с результатом вычислений, основанных на теоретических принципах механики.

Ключевые слова: MSC.Software, ADAMS, статический и динамический расчет приводов механизмов, устройства выдвижения приборного блока, твердотельное моделирование

MODELING OF STATIC AND DYNAMIC CALCULATIONS OF DRIVING MECHANISMS USING THE EXAMPLE OF A DESIGN OF A DRAWING DEVICE FOR THE PANEL ASSEMBLY USING THE ADAMS SOFTWARE PACKAGE

Semyon A. Nikonov

Postgraduate Student, Assistant of the Department of Theoretical Mechanics and Resistance of Materials of St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
tel. : +7 (960) 235-75-93, e-mail: nikonov_smtu@mail.ru

Nadezhda V. Ostrovskaya

PhD in Engineering Science
Associate Professor, Department of Mechanics, St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering
190005, St. Petersburg, 2 nd Krasnoarmeiskaya st., 4
tel. : +7 (911) 835-55-52, e-mail: ostrovskaya.nv@yandex.ru

Kir A. Lesnikh

198303, St. Petersburg, Khlebnikova, 105-2-1159
tel. : +7 (953) 345-60-86, e-mail: leslas@bk.ru

Abstract

The paper presents the capabilities of ADAMS software virtual modeling package for numerical analysis of the operation of driving mechanisms. As an object of study, a drawing device for panel assembly is considered. Static, kinematic and dynamic analysis of the mechanism is carried out. Analytical dependencies were obtained for the main links of the mechanism, and a comparative analysis of the analytical and numerical solutions was carried out. The calculation results show the identity and the correspondence of the analytical account to the studies carried out in the ADAMS SC. Such calculations demonstrate that the ADAMS SC provides the user with ample opportunities and scope for research and conclusions on various design solutions and mechanisms, however, any result obtained

must be put in strict accordance with the result of calculations based on the theoretical principles of mechanics.

Key words: MSC.Software, ADAMS, static and dynamic calculation of driving mechanisms, drawing devices for panel assembly, solid modeling

Введение

Целью данной работы является исследования возможностей виртуального моделирования с помощью MSC.ADAMS™ (ПК ADAMS). Ранее был проведен сравнительный анализ аналитического и численного расчета механизма выдвижения обтекателя гидроакустической станции морского исполнения [1], а также ммеханических систем с удерживающими связями [2].

Для иллюстрации возможностей статического и динамического расчета приводов механизмов были найдены аналитические зависимости для основных звеньев механизма устройства выдвижения приборного блок с последующим сравнением результатов, полученных в ПК ADAMS. Расчет механизма в ПК ADAMS осуществлялся согласно руководствам, представленным в [3-5].

1. Описание работы механизма

Исследуемое устройство предназначено для перемещения блока Е (рис. 1) из походного в рабочее положение. Указанная операция осуществляется с помощью плоского четырехзвенника, состоящего из кривошипа OA , шатуна AB , коромысла OB_1 и основания. Рабочему состоянию устройства соответствует крайнее верхнее положение механизма, при котором звенья OA и AB выстраиваются практически по одной прямой, «запирая» механизм в этом положении. Такое «запирание» должно обеспечивать четкую фиксацию приборного блока по отношению к корпусу тела – носителя (основания). Однако, такая жесткая фиксация может оказаться опасной и привести к разрушению отдельных элементов и узлов механизма при больших внешних нагрузках. Такими нагрузками могут, например, оказаться удары морской волны в крышку устройства.

Для предохранения механизма и приборного блока от губительных последствий такого рода воздействий в состав механизма введена предохранительная фрикционная муфта, позволяющая «сламываться» шатуну AB при нагрузках, превышающих расчётную.

Штатный цикл работы механизма условно может быть подразделён на три этапа:

1. Выдвижение приборного блока в рабочее положение.
2. Позиционирование блока в этом положении.
3. Возвращение механизма в исходное закрытое состояние.

В случае нештатной ситуации, возникшей за счёт внешних нагрузок, третий этап будет состоять из аварийного срабатывания фрикционной муфты, слома шатуна AB и быстрого закрытия крышки устройства.

2. Построение математической модели

Движение механизма в простейшем случае можно исследовать в следующем порядке:

1. *Кинематический анализ.* Возможно, по крайней мере, два варианта такого анализа [6]:

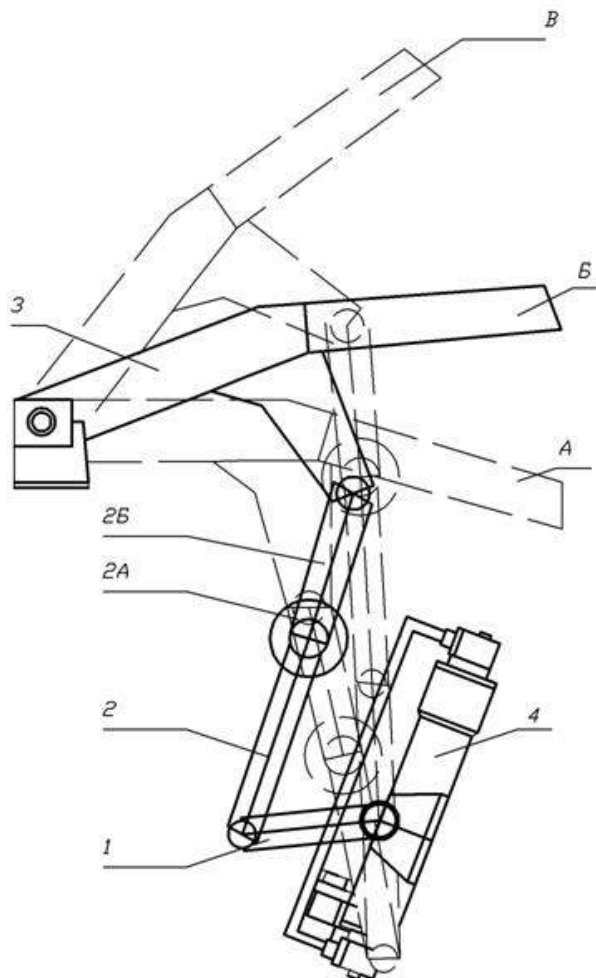


Рис. 1. Общий вид механизма: 1, 2, 2а, 3 – звенья механизма; 2а – муфта; 4 – гидропривод; А – положение механизма в начальный момент времени; Б – положение механизма в произвольный момент времени; В – положение механизма в конечный момент времени

- задано движение ведущего звена, определяются движения всех остальных звеньев, в том числе исполнительного (коромысла);

- задано движение исполнительного звена – определяется движение ведущего.

Рабочими методами при проведении кинематического анализа плоского четырехзвенника могут быть методы, развиваемые в кинематике плоского движения (метод полюса и т. д.), а также методы аналитической механики, базирующиеся на понятиях связей и обобщённых координат.

2. *Кинестатический анализ.* Исходными параметрами для такого анализа будут являться весовые и инерционные характеристики звеньев, а также результаты кинематического анализа – перемещения, скорости и ускорения.

Так как основной целью настоящей работы является оценка возможностей использования пакета прикладных программ ADAMS.MSC, предполагается в дальнейшем использовать подходы и методы, развиваемые аналитической механикой, поскольку именно на их базе строится процесс моделирования движения твердотельных механических систем в изучаемом пакете.

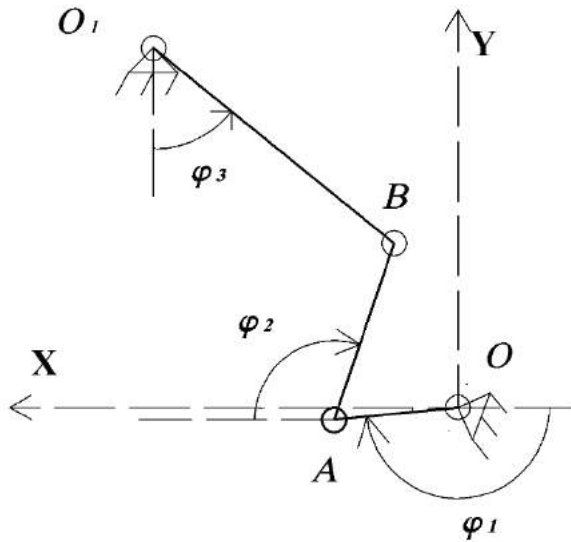


Рис. 2. Кинематическая схема механизма

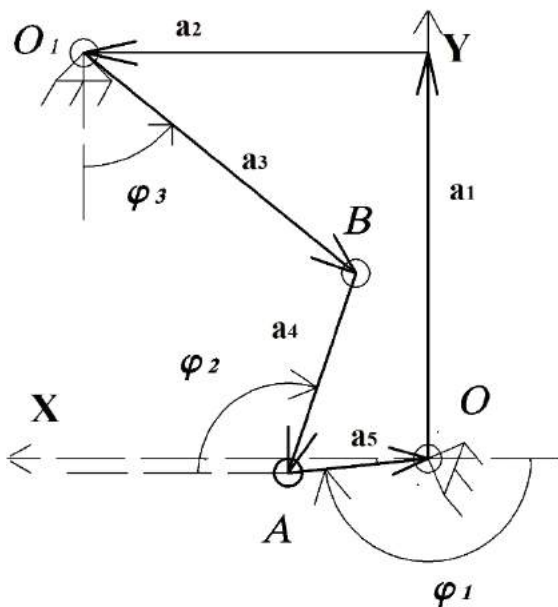


Рис. 3. Векторный контур, соответствующий кинематической схеме механизма

3. Кинематический анализ системы

1. *Связи и их уравнения.* На рис. 2 приведена кинематическая схема механизма. Очевидно, что механизм обладает одной степенью свободы. Положение всех звеньев, то есть вся конфигурация

механизма, в произвольный момент времени определяется положением ведущего звена, коим является кривошип OA (угол φ_1).

Уравнения связей, с помощью которых вычисляются угловые координаты ведомых звеньев удобно записать, исходя из того, что векторный многоугольник, повторяющий структуру кинематических цепей механизма, в процессе движения последнего остаётся замкнутым. На рис. 3 приведён векторный многоугольник, соответствующий кинематической схеме исследуемого механизма. Из замкнутости многоугольника следует равенство нулю сумм проекций соответствующих векторов на оси координатной системы. Полученные таким образом соотношения и являются искомыми уравнениями связей.

$$\sum_{k=1}^5 a_k = 0, \quad \sum_{k=1}^5 a_{kx} = 0, \quad \sum_{k=1}^5 a_{ky} = 0.$$

$$a_2 = x_2, \quad a_1 = y_2, \quad a_3 = l_3, \quad a_4 = l_4, \quad a_5 = l_5$$

Для исследуемого механизма уравнения связей имеют вид:

$$\sum_{k=1}^5 a_{kx} = a_2 - a_3 \sin \varphi_3 - a_4 \cos \varphi_2 + a_5 \cos \varphi_1 = 0$$

$$\sum_{k=1}^5 a_{ky} = a_1 - a_3 \cos \varphi_3 - a_4 \sin \varphi_2 + a_5 \sin \varphi_1 = 0.$$

Переменными величинами в уравнениях связей являются углы поворота $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$. В качестве независимой обобщённой координаты примем угол поворота звена 1 (угол φ_1). В таком случае уравнения связей позволяют однозначно определить углы поворота звеньев 2 и 3 (φ_2 и φ_3) по известному углу φ_1 . С учётом введённых ранее обозначений уравнения связей записываются в виде:

$$f_1(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3) = x_2 - l_3 \sin \varphi_3 - l_4 \cos \varphi_2 + l_5 \cos \varphi_1 = 0$$

$$f_2(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3) = y_2 - l_3 \cos \varphi_3 - l_4 \sin \varphi_2 + l_5 \sin \varphi_1 = 0 \quad (1)$$

2. *Расчёт скоростей.* Дифференцируя по времени уравнения связей (1), получим:

$$\begin{cases} l_4 \sin \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - l_3 \cos \varphi_3 \dot{\varphi}_3 = l_5 \sin \varphi_1 \dot{\varphi}_1 \\ l_4 \cos \varphi_2 \dot{\varphi}_2 - l_3 \sin \varphi_3 \dot{\varphi}_3 = l_5 \cos \varphi_1 \dot{\varphi}_1 \end{cases}$$

Последние уравнения могут рассматриваться как система двух линейных алгебраических уравнений относительно двух неизвестных $\dot{\varphi}_2$ и $\dot{\varphi}_3$. Разрешая эту систему методом Крамера, получаем:

$$\Delta = \cos(\varphi_2 + \varphi_3) l_4 l_3;$$

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{l_5 \dot{\varphi}_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_3)}{l_4 \cos(\varphi_2 + \varphi_3)}; \quad \dot{\varphi}_3 = \frac{l_5 \dot{\varphi}_1 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{l_3 \cos(\varphi_2 + \varphi_3)} \quad (2)$$

Если функция $\varphi_1 = \varphi_1(t)$ задана, то уравнения (2) представляют замкнутую систему

двух обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений относительно φ_2 и φ_3 , разрешенных относительно старших производных.

В качестве примера, исходя из правдоподобных рассуждений, зададимся функцией угловой скорости звена 1 следующего вида:

$$\omega_1 = \begin{cases} \frac{1}{2} \omega_{кр} \cdot (1 - \cos pt), 0 \leq t \leq t_1 \\ \omega_{кр}, t_1 \leq t \leq t_k - t_1 \\ \frac{1}{2} \omega_{кр} \cdot (1 + \cos p(t - t_k + t_1)), t_k \geq t \geq t_k - t_1 \end{cases} \quad (3)$$

где $p = \frac{\pi}{\chi \cdot t_k}$; t_k – общее время хода (время,

потребное для полного открывания крышки); $\chi \cdot t_k$ – время перехода скорости на постоянный участок

и обратно; $\omega_{кр} = \frac{\varphi_{1конечное} - \varphi_{1начальное}}{t_k}$.

Зависимость (3) представлена на рис. 4.

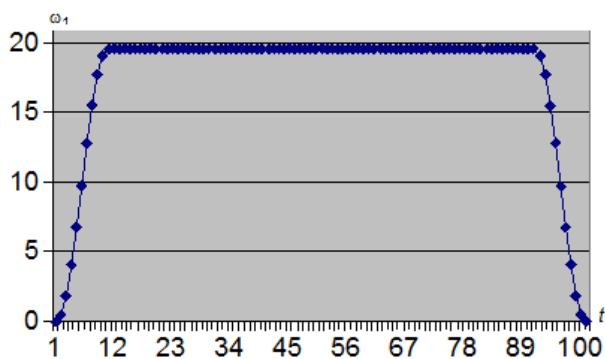


Рис. 4. Зависимость угловой скорости звена 1 от времени

Исходя из уравнений (2), получаем численным счётом угловые скорости звеньев 2 и 3, приведенные на рис. 5.

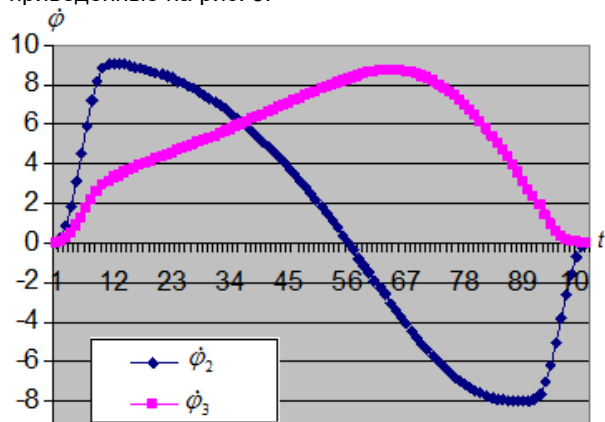


Рис. 5. Зависимость угловых скоростей звеньев 2 и 3 от времени

3 .Расчёт ускорений. Если законом изменения $\varphi_1 = \varphi_1(t)$ определяется

соотношением (3), то для ε_1 получим соотношения:

$$\dot{\omega}_1(t) = \varepsilon(t) = \begin{cases} \frac{1}{2} \omega_{кр} \cdot p \cdot \sin pt \\ 0 \\ -\frac{1}{2} \omega_{кр} \cdot p \cdot \sin p_1(t - t_k + t_1) \end{cases} \quad (4)$$

Дифференцируя выражения (4) по времени, мы получаем угловые ускорения звеньев 2 и 3 как функции $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_1$.

Графики ускорений, полученные численным счётом, имеют вид показанный на рис. 6.

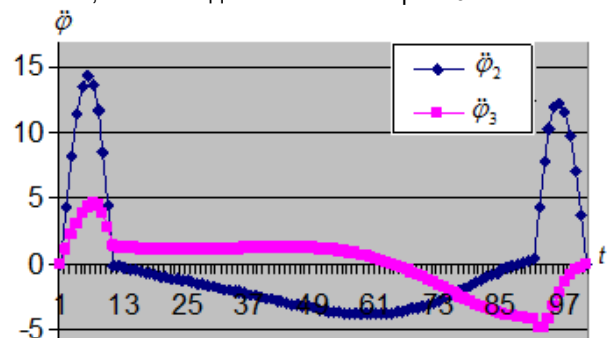


Рис. 6. Зависимость углового ускорения звеньев 2 и 3 от времени

4. Динамический анализ системы

1. Рассмотрим систему сил, действующих на первое, второе и третье звенья механизма, представленную на рис. 7-9. Запишем уравнения движения отдельных звеньев механизма:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = \sum \text{mom}(O) = M_{дв} + \frac{l_5}{2} P_1 \cos \varphi_1 + X_A l_5 \sin \varphi_1 - Y_A l_5 \cos \varphi_1 \quad (5)$$

$$m_2 \ddot{x}_{C_2} = -X_A - X_B; \quad (6)$$

$$m_2 \ddot{y}_{C_2} = -Y_A - Y_B - P_2; \quad (7)$$

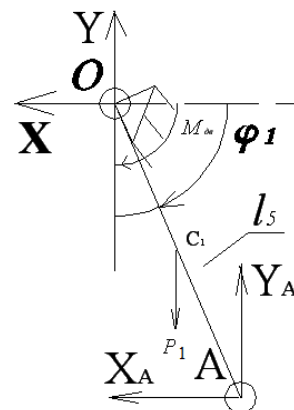


Рис. 7. Система сил, действующих на первое тело

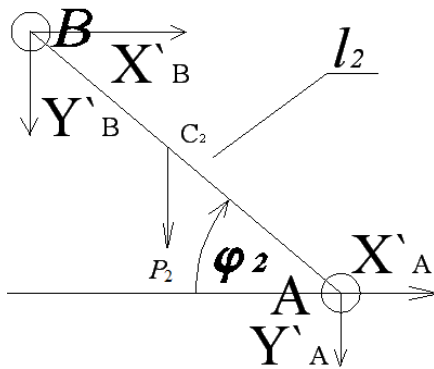


Рис. 8. Система сил, действующих на второе тело

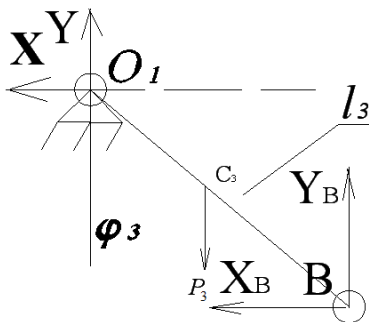


Рис. 9. Система сил, действующих на третье тело

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = \sum \text{mom}(C_2) = X_B \frac{l_4}{2} \sin \varphi_2 - Y_B \frac{l_4}{2} \cos \varphi_2 + Y_A \frac{l_4}{2} \cos \varphi_2 - X_A \frac{l_4}{2} \sin \varphi_2; \quad (8)$$

$$- J_3 \ddot{\varphi}_3 = \sum \text{mom}(C_3) = P_3 \frac{l_3}{2} \sin \varphi_3 + X_B l_3 \cos \varphi_3 - Y_B l_3 \sin \varphi_3 \quad (9)$$

В данной системе из 5 уравнений (5)-(9) содержатся 5 неизвестных: $X_A, Y_A, X_B, Y_B, \dot{\varphi}_1$. (Отметим, что ускорения $\ddot{x}_{C_2}, \ddot{y}_{C_2}, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3$ легко выражаются через $\ddot{\varphi}_1$).

2. Уравнение Лагранжа II рода. Запишем кинетическую энергию системы:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_{C_2}^2 + \dot{y}_{C_2}^2) + \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\varphi}_3^2, \quad (10)$$

где $x_{C_2} = -l_5 \cos \varphi_1 + \frac{l_4}{2} \cos \varphi_2$

$$y_{C_2} = -l_5 \sin \varphi_1 + \frac{l_4}{2} \sin \varphi_2. \quad (11)$$

Выражая скорости через $\dot{\varphi}_1$, получаем выражение для кинетической энергии системы. В качестве обобщенной координаты принимаем угол поворота ведущего звена φ_1 . Решая уравнение

Лагранжа II рода: $\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi_1}$ получим

требуемые зависимости для изменения углов звеньев системы.

Результаты, полученные путём численного дифференцирования в пакете Maple 8.0, для зависимости изменения угла φ_1 во времени представлены на рис. 10.

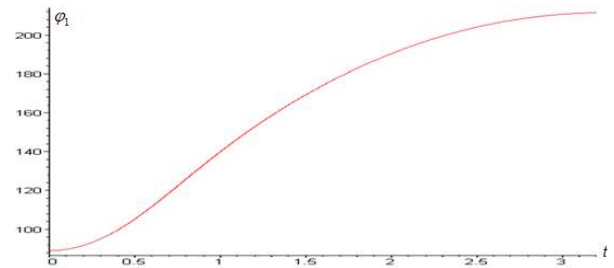


Рис. 10. Зависимость изменения угла φ_1 во времени

5. Численный анализ системы в ПК «ADAMS»

Полученные в п. 3 и 4 аналитические зависимости для определения скоростей (рис. 6) и ускорений (рис. 7) звеньев механизма, а также изменение угла φ_1 от времени (рис. 10), были смоделированы с помощью ПК «ADAMS». Результаты представлены на рис. 11-13.

Как показал анализ, полученные аналитические результаты с точностью до десятых совпадают с результатом в ПК «ADAMS».

Заключение

Результаты проведённых расчётов показывают идентичность и соответствие ручного анализа (аналитического счёта) проведённым исследованиям в пакете MSC.ADAMS.

Пакет ADAMS предоставляет пользователю широкие возможности и простор для собственных исследований и заключений по тем или иным конструкциям и механизмам, однако любой полученный результат должен ставиться в строгое соответствие с результатом вычислений, основанных на теоретических принципах механики.

Вместе с тем, не стоит забывать, что программа ADAMS содержит в себе не только прозрачные, но и неясные моменты, которые, впоследствии, необходимо целиком или полностью устранять.

Авторы статьи благодарят Плотникова Александра Михайловича за руководство и вклад в развитие специальности «Прикладная механика», а также кафедру ТМ и СМ СПбГМТУ в лице заведующего кафедры Черныша Александра Алексеевича за предоставленную возможность использования лицензионной версии ПК ADAMS.

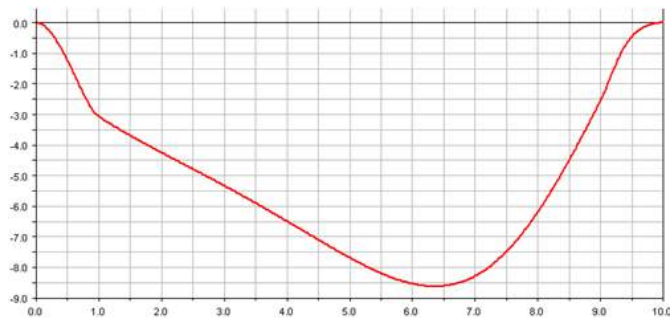


Рис. 11. Зависимость угловой скорости звена 3 от времени, полученная в ПК ADAMS

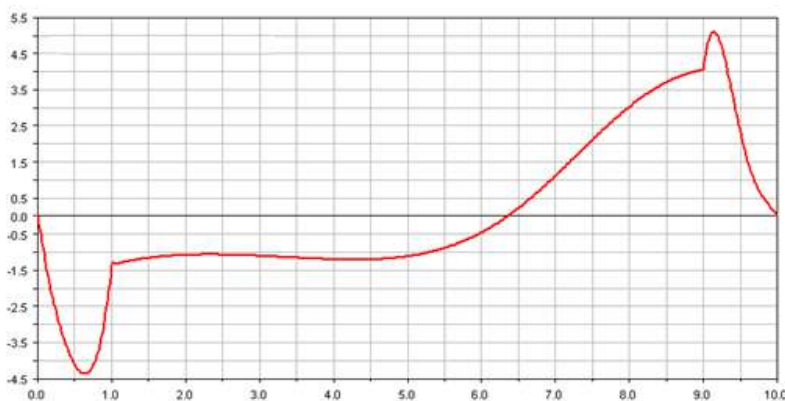


Рис. 12. Зависимость углового ускорения звена 3 от времени, полученная в ПК ADAMS

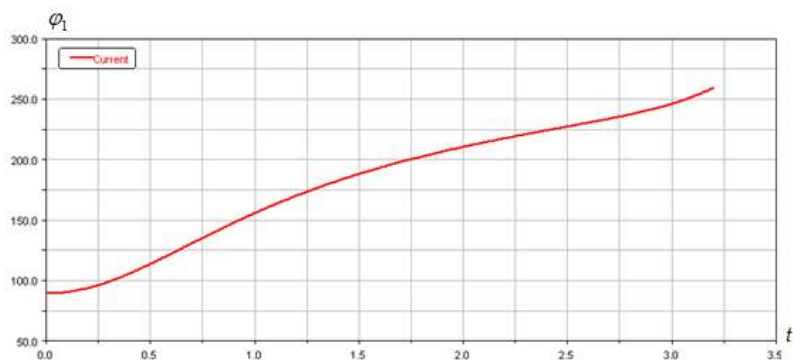


Рис. 13. Зависимость изменения угла φ_1 во времени, полученная в ПК ADAMS

Литература

16. Никонов С.А., Матюков А.А., Островская Н.В. Особенности виртуального моделирования динамических процессов на примере расчета привода с помощью ПК «ADAMS» // Морские интеллектуальные технологии, № 2(40) Т. 1, 2018, С. 160–165.
17. Никонов С.А., Матюков А.А., Островская Н.В. Особенности виртуального моделирования динамических процессов в механических системах с удерживающими связями с помощью ПК «ADAMS» // Морские интеллектуальные технологии. 2018 . Т. 1. № 4 (42). С. 223-228.
18. «Виртуальная разработка изделий – технологии XXI века» - методическая литература представительства MSC.Software
19. Поляков К.А. Использование первичных элементов пакета ADAMS для создания виртуальных моделей. Самара: СамГУ, 2000. 91 с.
20. Шипов Д.Н. Начальные шаги работы с ADAMS/View (обучающее руководство, в режиме шаг за шагом). Нижний Новгород: CAD-FEM, 2001. 58 с.
21. Колесников К.С. Курс теоретической механики. Учебник для вузов / В. И. Дронг, В. В. Дубинин, М. М. Ильин и др.; Под общ. ред. К. С. Колесникова. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. 736 с.

References

1. Nikonov S.A., Matyukov A.A., Ostrovskaya N.V. Osobennosti virtual' nogo modelirovaniya dinamicheskix processov na primere rascheta privoda s pomoshh' yu PK «ADAMS». Morskije intellektual' ny'e texnologii. № 2(40) Т. 1. 2018. PP. 160–165.

2. Nikonov S.A., Matyukov A.A., Ostrovskaya N.V. Osobennosti virtual'nogo modelirovaniya dinamicheskix processov v mexanicheskix sistemax s uderzhivayushhimi svyazami s pomoshh'yu PK «ADAMS» // Morskie intellektual'ny'e tekhnologii. 2018 . Т. 1. № 4 (42). PP. 223-228.
3. Polyakov K.A. Ispol'zovanie pervichnyh ehlementov paketa ADAMS dlya sozdaniya virtual'nyh modelej. Samara: SamGU, 2000. 91 p.
4. «Virtual'naya razrabotka izdelij – tekhnologii XXI veka» - metodicheskaya literatura predstavitel'stva MSC.Software.
5. Kolesnikov K.S. Kurs teoreticheskoy mekhaniki. Uchebnik dlya vuzov/ V. I. Drong, V. V. Dubinin, M. M. Il'in i dr.; Pod obshch. red. K. S. Kolesnikova. M.: Izd-vo MGTU im. N. E.H. Baumana, 2005. 736 p.
6. SHipov D.N. Nachal'nye shagi raboty s ADAMS/View (obuchayushchee rukovodstvo, v rezhime shag za shagom). Nizhnij Novgorod: CAD-FEM, 2001. 58 p.

УДК 519.63:534-16

ФОРМУЛИРОВКА И ПРИМЕНЕНИЕ УСЛОВИЙ БИОРТОГОНАЛЬНОСТИ В РАМКАХ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Семён Анатольевич Никонов

аспирант, ассистент кафедры теоретической механики и сопротивления материалов
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3
e-mail: nikonov_smtu@mail.ru

Сергей Владиславович Сорокин

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры теоретической механики и сопротивления материалов
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
190121, Санкт-Петербург, ул. Лощманская, 3
e-mail: sorokins@mail.ru

Аннотация

В статье обосновано применение условий биортогональности для численного анализа распространения волн в упругих мультимодальных волноводах в конечно-элементной постановке. В рамках волнового метода конечных элементов (WFE) показано соответствие условий биортогональности для численной модели балки Бернулли-Эйлера, аппроксимированной балочными конечными элементами, условиям для ее аналитической модели. При использовании классической формулировки задачи Релея-Лэмба для упругого слоя найдены и верифицированы условия биортогональности в случае аппроксимации балки объёмными конечными элементами. Решена обратная задача получения дисперсионной диаграммы для призматической балки с помощью параметрического модального анализа свободных колебаний ее сегмента (расчета собственных частот и форм колебаний) стандартным методом конечных элементов при граничных условиях, соответствующих условиям биортогональности. Продемонстрировано совпадение дисперсионных диаграмм, полученных как параметрическим модальным анализом методом конечных элементов, так и волновым методом конечных элементов, с классическим аналитическим решением дисперсионного уравнения.

Ключевые слова: численные методы, метод конечных элементов, волновой метод конечных элементов, собственная частота, условие ортогональности, условие биортогональности, волновое число, граничные условия.

FORMULATION AND APPLICATION OF BI-ORTOGONALITY RELATIONS IN THE FRAMEWORK OF A FINITE ELEMENT METHOD

Semyon A. Nikonov

Postgraduate student, Assistant of the Department of Theoretical Mechanics and Resistance of Materials
St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: nikonov_smtu@mail.ru

Sergey V. Sorokin

Dr.Sci.Tech, Professor of the Department of Theoretical Mechanics and Resistance of Materials
St. Petersburg State Marine Technical University
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian Federation
e-mail: sorokins@mail.ru

Abstract

This paper is concerned with formulation of bi-orthogonality relations in a finite element format for solving a classical problem of wave propagation in elastic multimodal waveguides by means of the wave finite element method (WFE). First, the canonical bi-orthogonality relations for an analytical model of the Bernoulli-Euler beam are converted to the discrete numerical formulation for a model approximated by simple beam elements. Second, the bi-orthogonality relations known for the classical problem of the Rayleigh-Lamb elastic layer are converted into numerical format and verified in the case of modelling the beam by solid elements. Then the novel 'inverse' method to obtain dispersion diagrams is proposed and exemplified by solving the wave propagation problem for a prismatic beam. The idea of this method is to employ parametric finite element modal analysis (computations of eigenfrequencies and eigenmodes) for a segment of the waveguide with boundary conditions consistent with bi-orthogonality relations. The dispersion curves for a beam obtained by this parametric modal finite element analysis and by the wave finite element method are shown to be in a perfect agreement with the classical analytical solution of the dispersion equation.

Keywords: numerical methods, finite element method, wave finite element method, eigenfrequency, orthogonality relation, bi-orthogonality relation, boundary conditions.

Введение

Теорема о взаимности является одной из фундаментальных в механике и основой для множества приложений. Её простейшая механическая формулировка заключается в том, что работа одной группы сил на перемещениях второй группы равна работе второй группы сил на перемещениях первой. Теоретическое обоснование и примеры применения теоремы для решения задач механики широко известны и описаны в литературе.

Например, в работе [1] показано доказательство и применение теоремы на примерах задач статического нагружения стержневых систем. В фундаментальной работе Л.И. Слепяна [2] соотношения ортогональности распространены на динамические системы широкого класса. Книга [3] посвящена обоснованию и применению соотношений взаимности в динамической теории упругости и охватывает целый спектр прикладных задач различной сложности.

На основании теоремы о взаимности условия биортогональности были получены в [4] для волноводов, обладающих свойством симметрии, математическая формулировка которого состоит в том, что дисперсионное соотношение является четной функцией волнового числа. В работе [5] показано, что решения некоторых задач модального анализа фрагментов таких волноводов совпадают с решениями дисперсионных уравнений. Это имеет место в случае наличия граничных условий, соответствующих условиям биортогональности.

В настоящей работе с помощью волнового метода конечных элементов на примере модели призматической балки продемонстрирована справедливость условий биортогональности в численной конечно-элементной постановке.

Формулировка условий для случаев аппроксимации балочными и объёмными элементами не одинакова ввиду наличия разных узловых степеней свободы и разного их количества.

Решена обратная задача поиска дисперсионных кривых параметрическим конечно-элементным анализом для модели призматической балки, аппроксимированной объёмными элементами, с граничными условиями, соответствующими условиям биортогональности.

1. Условия биортогональности для балки Бернулли-Эйлера

Связь между теоремой взаимности и условиями биортогональности для балки Бернулли-Эйлера объяснена в работе [4].

Уравнение взаимности, вывод которого дан в работе [3], часть 5.2, запишется:

$$\int_a^b (q^A w^B - q^B w^A) dx = - \left[\frac{dM^A}{dx} w^B - \frac{dM^B}{dx} w^A - M^A \frac{dw^B}{dx} + M^B \frac{dw^A}{dx} \right]_a^b \quad (1)$$

Для свободных волн $q^A = q^B = 0$. При этом известно что $Q_z(x) = -\frac{dM_y(x)}{dx}$, $\beta(x) = \frac{dw(x)}{dx}$. Уравнение (1) переписывается в виде:

$$\left[-Q_z^A(x)w^B(x) + Q_z^B(x)w^A(x) - M_y^A(x)\beta^B(x) + M_y^B(x)\beta^A(x) \right]_a^b \quad (2)$$

Из дисперсионного уравнения $k^4 - 12\Omega_0^2 = 0$, ($\Omega_0^2 = \rho\omega^2(1 - \nu^2)h^2/E$, ρ – плотность материала, ω – круговая частота, h – высота балки, ν – коэффициент Пуассона) легко находятся пары корней $k_{1,2} = \pm\sqrt{\Omega_0\sqrt{12}}$, $k_{3,4} = \pm i\sqrt{\Omega_0\sqrt{12}}$. Следует отметить, что корни $k_{1,2}$ определяют пару свободных волн, распространяющихся в противоположных направлениях. В то время как корни $k_{3,4}$ определяют пару волн, затухающих в противоположных направлениях.

Перемещения в этом случае имеют вид:

$$\begin{aligned} w^A(x) &= hW_A \exp(ik_A x) \\ w^B(x) &= hW_B \exp(ik_B x) \end{aligned} \quad (3a)$$

Связанные с ними дифференциальным уравнением изгиба балки углы поворота, изгибающие моменты и перерезывающие силы, соответственно:

$$\begin{aligned} \beta^A(x) &= k_A W_A \exp(ik_A x), \\ \beta^B(x) &= k_B W_B \exp(ik_B x) \end{aligned} \quad (3b)$$

$$\begin{aligned} M_y^A(x) &= -\frac{D}{h} k_A^2 W_A \exp(ik_A x), \\ M_y^B(x) &= -\frac{D}{h} k_B^2 W_B \exp(ik_B x) \end{aligned} \quad (3c)$$

$$\begin{aligned} Q_z^A(x) &= -\frac{D}{h^2} k_A^3 W_A \exp(ik_A x), \\ Q_z^B(x) &= -\frac{D}{h^2} k_B^3 W_B \exp(ik_B x) \end{aligned} \quad (3d)$$

В формулах (3a – 3d) волновые амплитуды W_A, W_B и координата x отмасштабированы на толщину h . $D = EI_y$ – жесткость балки на изгиб. Подстановка (3) в (2) даёт:

$$\begin{aligned} i(k_A - k_B)(k_A^2 + k_B^2) \frac{D}{h} (\exp[i(k_A + k_B)b] - \exp[i(k_A + k_B)a]) \\ = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнение (4) выполняется при $k_A = k_B$, этот случай соответствует совпадению мод, для которого биортогональность не имеет смысла. Уравнение (4) также выполняется при $k_A = -k_B$, что представляет собой случай свободных волн с зеркальными модами затухающими или распространяющимися в противоположных направлениях. Исключая оба этих случая, то есть, предполагая, что $k_A^2 \neq k_B^2$, получаем выражение:

$$k_A^2 + k_B^2 = 0 \quad (5)$$

Умножая это тождество на $\frac{ik_A D}{h} \exp[i(k_A + k_B)x]$, получаем:

$$ik_A(k_A^2 + k_B^2) \frac{D}{h} \exp \exp[i(k_A + k_B)x] = 0 \quad (6)$$

Что можно записать с учётом уравнений (3a – 3d) в виде:

$$Q_z^A(x)w^B(x) = M_y^B(x)\beta^A(x) \quad (7)$$

Выражение (7) является соотношением биортогональности для балки Бернулли-Эйлера, которое связывает распространяющуюся и затухающую моды.

В конечно-элементной постановке это свойство проверяется с помощью волнового метода конечных элементов (WFE). Суть метода описана в ряде зарубежных работ, таких как [6],[7]. И в некоторых отечественных, например [8].

WFE основан на теории метода конечных элементов и теории периодичности Флоке. Матрицы жесткости и масс формируются по классической схеме для повторяющегося в пространстве участка конструкции, называемого также ячейкой периодичности.

На основе теории периодичности перемещения и усилия узлов, находящихся на одной границе ячейки отличаются от перемещений и усилий узлов на другой ее границе на постоянную, называемую мультипликатором. Это позволяет составить характеристическое полиномиальное уравнение, решение которого для диапазона частот ведет к построению дисперсионной диаграммы. Например, в работе [8] продемонстрировано согласование такой дисперсионной диаграммы для призматической балки, аппроксимированной балочными конечными элементами с диаграммой, полученной из решения дисперсионного уравнения.

Возможен также иной вариант постановки и решения задачи, заключающийся в приведении матричного уравнения к задаче на собственные значения и последующем ее решении, например [9]. Матричное уравнение для сегмента периодической конструкции имеет вид:

$$[K - \omega^2 M]\{q\} = \{f\} \quad (8)$$

В выражении (8): $[K]$ – матрица жесткости, $[M]$ – матрица масс, ω – круговая частота, $\{q\}$ – вектор перемещений, $\{f\}$ – вектор внутренних усилий. В задачах такого типа обычно вводится динамическая матрица жесткости вида $D = [K - \omega^2 M]$, которая в случае отсутствия промежуточных узлов может быть разложена на части, относящиеся к левым и правым узлам ячейки периодичности, так что уравнение (8) примет вид:

$$\begin{pmatrix} D_{LL} & D_{LR} \\ D_{RL} & D_{RR} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} q_L \\ q_R \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_L \\ f_R \end{Bmatrix} \quad (9)$$

В уравнении (9) индексы L и R означают отношение соответствующих величин к узлам на левой и правой границах соответственно.

Перемещения и усилия правых и левых узлов ячейки периодичности связаны условием периодичности:

$$q_R = \lambda q_L, f_R = -\lambda f_L \quad (10)$$

Подстановка (10) в (9) и ряд преобразований ведет к задаче на собственные значения, которая может быть сформулирована в разном виде, например:

$$\lambda \begin{Bmatrix} q_L \\ f_L \end{Bmatrix} = T \begin{Bmatrix} q_L \\ f_L \end{Bmatrix} \quad (11)$$

$$\text{при этом } T = \begin{bmatrix} -D_{LR}^{-1} D_{LL} & D_{LR}^{-1} \\ -D_{RL} + D_{RR} D_{LR}^{-1} D_{LL} & -D_{RR} D_{LR}^{-1} \end{bmatrix}.$$

В этом варианте задача на собственные значения матрицы в процессе построения диаграммы посредством WFE решается многократно для диапазона частот ω . В качестве собственных чисел при решении такой задачи выступают мультипликаторы, а в качестве собственных векторов – векторы, одна часть которых состоит из перемещений, а вторая из усилий узлов находящихся на одной границе. Из сказанного ранее следует, что для того, чтобы получить вектор усилий и перемещений на второй границе необходимо умножить полученный вектор на соответствующий ему мультипликатор, то есть, на соответствующее ему собственное число.

Идея состоит в том, чтобы имея в наличии все перемещения и усилия на границах ячейки проверить выполнение условий биортогональности на численной модели.

Остается лишь выяснить, какой вид примет формулировка условий биортогональности в конечно-элементной постановке. Для случая использования балочных элементов эта задача становится тривиальной по причине наличия в узлах степеней свободы, обеспечивающих совпадение перемещений аналитической и численной моделей, а также всего одного узла на каждом из концов балки.

Для WFE анализа однородных периодических конструкций длина ячейки периодичности (сегмента) выбирается произвольно. Простейшая конечно-элементная модель сегмента, состоящая из одного балочного конечного элемента с 3-мя степенями свободы в каждом узле (UX, UY, ROTZ) представлена на рисунке 1.



Рис. 1. КЭ модель сегмента призматической балки, аппроксимированной одним балочным элементом

Были заданы следующие характеристики модели: $\rho = 7860 \text{ кг/м}^3$, $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $\nu = 0.3$, $h = 0.5 \text{ м}$, $b = 0.2 \text{ м}$.

Решая задачу для численной модели, изображенной на рисунке 1 в виде (11), при значении $\omega = 5$, получаем следующие результаты:

$$\begin{aligned} \{MZ^B\}\{ROTZ^A\} - \{FY^A\}\{UY^B\} &= 1.9 \cdot 10^{-7} + 6.7i \cdot 10^{-7} \\ \{MZ^A\}\{ROTZ^B\} - \{FY^B\}\{UY^A\} &= 3.5 \cdot 10^{-9} + 2.6i \cdot 10^{-8} \end{aligned} \quad (12)$$

Где индексы А и В указывают на связь с решением для распространяющейся и затухающей волны соответственно. Величины уменьшаемых и вычитаемых в уравнениях (12) составляют:

$$\begin{aligned} \{MZ^B\}\{ROTZ^A\} &= 769.3 - 18836.1i \\ \{FY^A\}\{UY^B\} &= 769.3 - 18836.1i \\ \{MZ^A\}\{ROTZ^B\} &= -18837.4 - 769.4i \\ \{FY^B\}\{UY^A\} &= -18837.4 - 769.4i \end{aligned}$$

Что гораздо больше полученных в (12) разностей. По причине наличия в модели всего двух узлов, векторы в фигурных скобках (12), например, для решения А имеют вид:

$$\begin{aligned} \{MZ^A\} &= \begin{Bmatrix} MZ_L^A \\ MZ_R^A \end{Bmatrix}^T \\ \{FY^A\} &= \begin{Bmatrix} FY_L^A \\ FY_R^A \end{Bmatrix}^T \\ \{ROTZ^A\} &= \begin{Bmatrix} ROTZ_L^A \\ ROTZ_R^A \end{Bmatrix} \\ \{UY^A\} &= \begin{Bmatrix} UY_L^A \\ UY_R^A \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (13)$$

Нижние индексы L и R в (13) указывают на принадлежность перемещения или усилия к правому или левому узлу.

Из (12) можно сделать заключение о справедливости соотношений биортогональности в балочной конечно-элементной формулировке.

2. Условия биортогональности для призматической балки, аппроксимированной объемными конечными элементами

Очевидно, что выполнение соотношений (12) должно быть инвариантно к порядку модели и типу используемых в модели конечных элементов.

На рисунке 2 приведена конечно-элементная модель сегмента балки, состоящая из двух объемных 8-ми узловых конечных элементов с 3-мя степенями свободы в каждом узле (UX, UY, UZ).

Для модели, представленной на рисунке 2, были заданы следующие характеристики: $\rho = 7860 \text{ кг/м}^3$, $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $\nu = 0.3$, $h = 0.2 \text{ м}$, $b = 0.1 \text{ м}$.

Формулировка условий биортогональности для такой модели балки не очевидна по причине отсутствия углов поворота и моментов в узлах.

В работе Ю.И. Бобровницкого [10] показано, что в задаче Релэя-Лэмба для волн, рассматриваемых как функции координаты, перпендикулярной поверхностям слоя, функции напряжений и перемещений связаны следующим соотношением:

$$\int_{-H}^H (\sigma_{xxj} u_{xn} - \sigma_{xyj} u_{yn} + \sigma_{xxn} u_{xj} - \sigma_{xyn} u_{yj}) dy = 0 \quad (14)$$

В выражении (14) $\sigma_{xxn}, \sigma_{xyn}, u_{xn}, u_{yn}$ — напряжения и перемещения, соответствующие n-ой волне Лэмба в полосе, остальные величины относятся к j-ой нормальной волне, $j \neq n$. Интеграл берется по толщине полосы упругого слоя. Условие ортогональности (14) представляет собой линейную комбинацию двух условий биортогональности, которые имеют вид

$$\begin{aligned} \int_{-H}^H (\sigma_{xxj} u_{xn} - \sigma_{xyn} u_{yj}) dy &= 0 \\ \int_{-H}^H (-\sigma_{xyj} u_{yn} + \sigma_{xxn} u_{xj}) dy &= 0 \end{aligned}$$

При анализе однородной периодической конструкции с помощью WFE, моменты в поперечных сечениях конечно-элементной модели сегмента вызваны возникновением в узлах продольных усилий, создающих пару. Поворот поперечного сечения происходит вследствие соответствующего перемещения его узлов. Таким образом, на основе (14), для случая аппроксимации балки с помощью объемных конечных элементов, формулировка условий биортогональности осуществляется в терминах усилий (FX, FY, FZ) и перемещений (UX, UY, UZ).

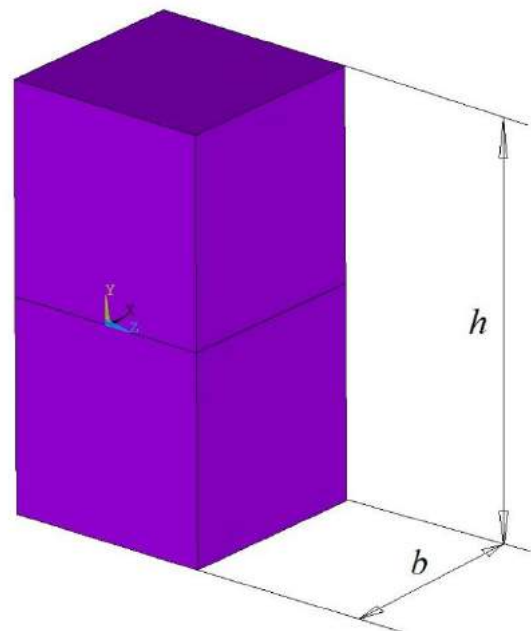


Рис.2. КЭ модель сегмента призматической балки, аппроксимированной двумя объемными элементами

Векторы усилий и перемещений находятся посредством применения WFE. В процессе решения задачи на собственные значения (11) для какой-либо частоты находится собственное число (мультипликатор), а также соответствующий ему собственный вектор, одна часть которого представляет собой перемещения, а вторая – усилия в узлах на одной из границ сегмента. Для того, чтобы найти перемещения и усилия в узлах на второй границе полученный вектор умножается на соответствующей ему мультипликатор. Решая задачу для численной модели, изображенной на

рисунке 2 в виде (11), при значении $\omega = 5$, получаем следующие результаты:

$$\begin{cases} \{FX^B\}\{UX^A\} - \{FY^A\}\{UY^B\} = -1.1 \cdot 10^{-7} - 9.9i \cdot 10^{-5} \\ \{FX^A\}\{UX^B\} - \{FY^B\}\{UY^A\} = -1 \cdot 10^{-4} - 1.9i \cdot 10^{-6} \end{cases} \quad (15)$$

Где индексы А и В указывают на связь с решением для распространяющейся и затухающей волны соответственно. Величины уменьшаемых и вычитаемых в уравнениях (15) составляют:

$$\begin{cases} \{FX^B\}\{UX^A\} = -1.07 + 390.41i \\ \{FY^A\}\{UY^B\} = -1.07 + 390.4i \\ \{FX^A\}\{UX^B\} = 390.45 + 1.07i \\ \{FY^B\}\{UY^A\} = 390.45 + 1.07i \end{cases}$$

Что гораздо больше полученных в (15) разностей. В выражениях (15) векторы в фигурных скобках, например для волны А, имеют вид:

$$\begin{cases} \{FX^A\} = \begin{pmatrix} FX_1^A \\ \vdots \\ FX_N^A \end{pmatrix}^T \\ \{FY^A\} = \begin{pmatrix} FY_1^A \\ \vdots \\ FY_N^A \end{pmatrix}^T \\ \{UX^A\} = \begin{pmatrix} UX_1^A \\ \vdots \\ UX_N^A \end{pmatrix} \\ \{UY^A\} = \begin{pmatrix} UY_1^A \\ \vdots \\ UY_N^A \end{pmatrix} \end{cases} \quad (16)$$

Где $FX_i^A, FY_i^A, UX_i^A, UY_i^A$ – усилия и перемещения в узле i ($i=1,2,3...N$). $N = 12$ – количество узлов в модели сегмента.

Из (15) можно сделать заключение о справедливости соотношений биортогональности для случая аппроксимации призматической балки объемными конечными элементами.

3. Построения дисперсионных кривых посредством параметрического конечно-элементного анализа

В статье [5] показано, что для конструкций с граничными условиями, соответствующими соотношениям биортогональности, решение задачи модального анализа совпадает с решением дисперсионного уравнения.

На основании пунктов 1 и 2 настоящей статьи, очевидно, что это будет иметь место и для численных моделей.

Это легко может быть проверено с помощью параметрического конечно-элементного модального анализа.

На рисунке 3 приведена конечно-элементная модель призматической балки, состоящая из объемных 8-ми узловых конечных элементов с 3-мя степенями свободы в каждом узле (UX, UY, UZ). Характеристики модели: $\rho = 7860 \text{ кг/м}^3$, $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $\nu = 0.3$, $h = 0.2 \text{ м}$, $b = 0.1 \text{ м}$. В узлах, находящихся на торцевых плоскостях модели наложены граничные условия, соответствующие условиям биортогональности:

$UX = 0, UY = 0$, для определения дисперсионной кривой, соответствующей моде изгиба относительно оси Z;

$UX = 0, UZ = 0$, для определения дисперсионной кривой, соответствующей моде изгиба относительно оси Y. (17)

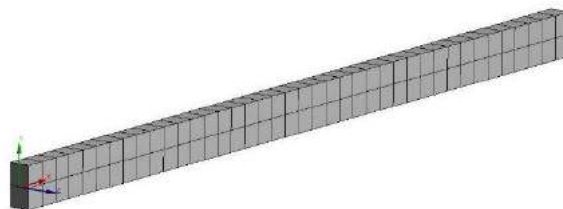


Рис.3. КЭ модель призматической балки, аппроксимированной объемными элементами

Для модели, приведенной на рисунке 3, был выполнен параметрический конечно-элементный модальный анализ, суть которого заключается в следующем:

- 1) Проводится модальный анализ для балки произвольной длины, в результате которого определяется порядковый номер моды, соответствующие изгибным колебаниям относительно нужной оси, в зависимости от условий (17).
- 2) Процедура многократно повторяется, при этом с каждым следующим циклом меняется длина модели L с сохранением остальных характеристик.
- 3) Строится график зависимости волнового числа, определяемого как $k = 2\pi/L$, от частоты, соответствующей отмеченной моде.

На рисунке 4 показано сравнение дисперсионных кривых построенных по вышеприведенному алгоритму и кривых, полученных при решении дисперсионного уравнения.

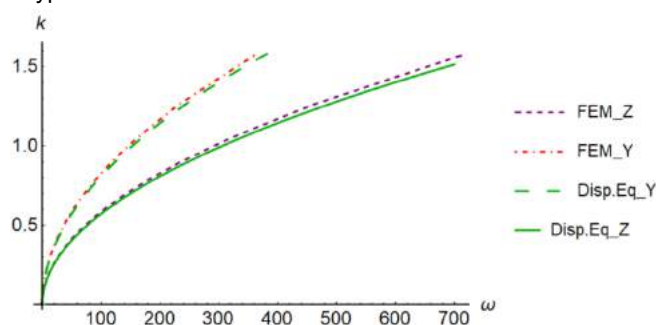


Рис.4. Дисперсионные кривые для призматической балки, полученные в результате параметрического КЭ анализа (FEM_Z, FEM_Y) и решением дисперсионного уравнения (Disp.Eq_Y, Disp.Eq_Z)

Отмечается, что для того чтобы построить две дисперсионные кривые призматической балки не обязательно проводить параметрический анализ при граничных условиях (17) отдельно. Достаточно обобщить эти условия в виде $UX = 0$, при этом в пункте 1) алгоритма анализа в качестве выходного параметра определяются два порядковых номера

для мод, соответствующих изгибным колебаниям как в одной, так и во второй плоскостях.

Заключение

Волновой метод конечных элементов (WFE) в наши дни зарекомендовал себя как устойчивый численный алгоритм построения дисперсионных кривых для однородных волноводов произвольной сложности. Однако применение этого метода требует специальных знаний. Кроме того, его использование предполагает постпроцессорную обработку матриц жесткости и масс вне конечно-элементного программного продукта (как правило, требуется интерфейс MatLab). WFE также обладает рядом недостатков, избавиться от влияния которых к настоящему моменту не удалось. Например, с увеличением количества элементов модели, увеличивается количество «побочных» решений. Как следствие, имеет место

появление и последующий рост числа «ложных» кривых на дисперсионной диаграмме.

В статье показан альтернативный подход к численному решению задачи поиска дисперсионных кривых, состоящий в использовании параметрического модального конечно-элементного анализа. Для реализации такого подхода необходимо знать формулировку условий биортогональности, которая в немалой степени зависит от типа используемых конечных элементов. Отмечается, что такой подход обладает гораздо меньшей трудоемкостью по сравнению с WFE, так как подразумевает использование классического метода конечных элементов и не требует от расчетчика наличия специальных знаний.

Литература

1. Филин А.П. Введение в строительную механику корабля: Учеб. пособие для вузов. - СПб.: Судостроение, 1993. – 640 с.:ил.
2. Слепьян Л.И. Теорема Бетти и соотношения ортогональности для собственных функций //Известия Академии Наук СССР. Механика твёрдого тела. – 1979. - №1. с. 83-87.
3. Achenbach J. 2003 Reciprocity in Elastodynamics. – United Kingdom: Cambridge University Press, 2003. – 255 с.
4. Sorokin S.V. On the bi-orthogonality conditions for multi-modal elastic waveguides //Journal of Sound and Vibration. – 2013. №332, с. 5606-5617.
5. Сорокин С.В., Терентьев А.В. О применении условий биортогональности в задачах гидроупругости тонких пластин //Морские интеллектуальные технологии. 2 (44) Т.1, 2019, с.188-192.
6. D. Duhamel, B.R. Mace, M.J. Brennan, Finite element analysis of the vibrations of waveguides and periodic structures, Journal of Sound and Vibration, 2006, с. 205-220.
7. B.R. Mace, D. Duhamel, M.J. Brennan, L. Hinke, Finite element prediction of wave motion in structural waveguides. The Journal of the Acoustical Society of America 117(5) 2005, с. 2835– 2843.
8. Никонов С.А., Сорокин С.В. Применение волнового метода конечных элементов для анализа вибрации стержней. Морские интеллектуальные технологии 4(38) Т.1 2018, с. 65-72.
9. J. Renno, E. Mankoni, B.R. Mace, A Finite Element Method for Modelling Waves in Laminated Structures. Advances in Structural Engineering Vol. 16 No.1, 2013, с. 61-76.
10. Бобровницкий Ю.И. Соотношение ортогональности для волн Лэмба //Акустический журнал. – 1972. - Том XVIII, Вып. 4, с. 513-515.

References

1. Filin A.P. Vvedenie v stroitel'nyuyu mekhaniku korablya: Ucheb. posobie dlya vuzov. SPb.: Sudostroenie, 1993, 640 p. (in Russian)
2. Slepyan L.I. Teorema Betti i sootnosheniya ortogonal'nosti dlya sobstvennykh funktsiy [Betty's theorem and the orthogonality relation for eigenfunctions] //Izvestiya Akademii Nauk SSSR. Mekhanika tvyordogo tela. №1, 1979. pp. 83-87. (in Russian)
3. Achenbach J. 2003 Reciprocity in Elastodynamics. United Kingdom: Cambridge University Press, 2003. 255 p.
4. Sorokin S.V. On the bi-orthogonality conditions for multi-modal elastic waveguides //Journal of Sound and Vibration. №332, 2013, pp. 5606-5617.
5. Sorokin S.V., Terent'ev A.V. O primeneniі uslovij biortogonal'nosti v zadachah gidrouprugosti tonkih plastin [Regarding the application of biorthogonality conditions in the problems of the hydroelasticity of thin plates] //Morskie intellektual'nye tekhnologii. 2 (44) Т.1, 2019, pp.188-192.
6. D. Duhamel, B.R. Mace, M.J. Brennan, Finite element analysis of the vibrations of waveguides and periodic structures, Journal of Sound and Vibration, 2006, pp. 205-220.
7. B.R. Mace, D. Duhamel, M.J. Brennan, L. Hinke, Finite element prediction of wave motion in structural waveguides. The Journal of the Acoustical Society of America 117(5), 2005, pp. 2835– 2843.
8. Nikonov S.A., Sorokin S.V. Primeneniye volnovogo metoda konechnykh elementov dlya analiza vibratsii sterzhnej [Application of the wave finite element method for analysis of vibrations of rods and beams]. Morskie intellektual'nye tekhnologii 4(38) Т.1 2017, pp. 65-72. (in Russian)
9. J. Renno, E. Mankoni, B.R. Mace, A Finite Element Method for Modelling Waves in Laminated Structures. Advances in Structural Engineering Vol. 16 No.1, 2013, pp. 61-76.
10. Bobrovnickij Y.I. Sootnoshenie ortogonal'nosti dlya voln Lemba [Biorthogonality relations for Lamb waves] //Akusticheskij zhurnal. – 1972. - Volume XVIII, Vyp. 4., 1972, pp. 513-515. (in Russian)

УДК 532.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ ПОЛОЖЕНИЯ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ КАТЕРА ТИПА «RIB» НА ЕГО ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Егор Юрьевич Чебан

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры гидродинамики, теории корабля и экологической безопасности судов

ФГБОУ ВО «Волжский государственный университет водного транспорта»
603905, Нижний Новгород, Нестерова 5
e-mail: egor.cheban.2@gmail.com

Дмитрий Владимирович Никущенко

доктор технических наук, доцент, профессор кафедры теории корабля
ФГБОУ ВО Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
e-mail: Ndmityr@list.ru

Ольга Вадимовна Мартемьянова

аспирант кафедры гидродинамики, теории корабля и экологической безопасности судов
ФГБОУ ВО «Волжский государственный университет водного транспорта»
603905, Нижний Новгород, Нестерова 5
e-mail: dovnn@yandex.ru

Сергей Григорьевич Митрошин

кандидат технических наук, доцент, начальник управления научных исследований и инновационной деятельности
ФГБОУ ВО «Волжский государственный университет водного транспорта»
603905, Нижний Новгород, Нестерова 5
e-mail: mitroshin@vsawt.com

Аннотация

Численное моделирование в области проектирования скоростных судов позволяет существенно увеличить количество информации об их гидродинамических качествах и зачастую является единственно возможным методом их получения. В статье приведены результаты исследования влияния изменения положения центра тяжести в горизонтальной плоскости на гидродинамические характеристики маломерного судна типа «RIB» численными методами.

Для численного моделирования с помощью RANS-подхода, применялся программный комплекс решения задач корабельной гидродинамики NUMECA/FineMarine™, который в ранее выполненных с его помощью исследованиях гидродинамических характеристик глиссирующих судов, показал хорошую адекватность с результатами модельных испытаний.

Проблемой начального этапа проектирования маломерных судов типа «RIB» является определение положения ЦТ, что обусловлено их небольшими размерами, которые не позволяют перемещать элементы нагрузки масс по длине судна. С другой стороны положение ЦТ по длине должно соответствовать положению центра давлений, которой определяется формой корпуса судна. В работе получены рекомендации по определению положения ЦТ, которые могут быть использованы на начальном этапе проектирования. Использование численных методов включало в себя обоснование параметров расчетной сетки, начальных и граничных условий, моделей турбулентности.

Ключевые слова: вычислительная гидродинамика, глиссирование, буксировочные испытания, NUMECA FINE/Marine, расчетная сетка, модели турбулентности, опытовый бассейн, оптимизация формы корпуса

STUDY OF THE EFFECTS OF CHANGING «RIB» SPEEDBOAT'S CENTER OF GRAVITY ON ITS RUNNING PERFORMANCE

Egor Yu. Cheban

PhD in Engineering Science, associate Professor, associate professor of department of hydrodynamics, ship theory and environmental safety

Volga state university of water transport
Nesterova, 5, Nizhniy Novgorod, 603905, Russian Federation
e-mail: egor.cheban.2@gmail.com

Dmitry V. Nikuschenko

the professor, Dr.Sci.Tech., professor of department of ship theory
State marine technical university of Saint-Petersburg
Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg 190008, Russian Federation
e-mail: Ndmityr@list.ru

Olga V. Martmianova

the post graduate student
the post graduate student of department of hydrodynamics, ship theory and environmental safety

Volga state university of water transport
Nesterova, 5, Nizhniy Novgorod, 603905, Russian Federation
e-mail: dovnn@yandex.ru

Sergey G. Mitroshin

PhD, associate professor, The Head of scientific research and innovative activity Department
Volga state university of water transport
Nesterova, 5, Nizhniy Novgorod, 603905, Russian Federation
e-mail: mitroshin@vsawt.com

Abstract

Estimation of the hydrodynamic characteristics for the RIB type boat is given by numerical methods. Advancements in computer technology in computational fluid dynamics (CFD) area now makes feasible to solve different ship hydrodynamic problems. As a result in a CFD approach, simulations with ship models can be performed as accurate as compared to towing tests.

The main purpose of this study was researching of the center of gravity position for RIB boat. The small sizes are a feature of this boat's type. From the other hand small sizes limiting passengers and cargo placement.

For this study was chosen the "k- ω SST" turbulence model. It allowed better results in the short time. Changing of a trim angle and draft are described for different the center of gravity positions. Analysis of the flow fields around planning RIB hulls is given. The results of this study may be used for technical project of improved RIB boat's type.

Key words: Computer fluid dynamics, RIB, planing, speed boat, porpoising stability, towing test, NUMECA FINE/Marine, hydroplane

Введение

Маломерные суда типа «RIB» - Rigid Inflatable Boat, или «жесткая надувная лодка» являются популярным многофункциональным типом судов, широко используемым как в морских, так и речных условиях. К их преимуществам можно отнести грузоподъемность, надежность и износостойкость, обусловленные конструкцией корпуса и прочностью материалов, из которых изготовлены борта и днище. Надувные борта позволяют обеспечить непотопляемость, остойчивость, а также смягчить удары волн. Жесткое алюминиевое или стеклопластиковое днище позволяет достигать больших скоростей в режиме глиссирования по сравнению с лодками из ПВХ.

Разработка точной теории глиссирования, в том числе для маломерных судов, представляется сложной задачей ввиду множества гидродинамических явлений, сопровождающих движение судов с разнообразными формами корпусов, обусловленных продольными и поперечными реданами, килеватостью и т.д.

Исследованию глиссирования посвящены работы Baker, Зотторфа, Shoemaker, Sambraus, Седова и Locke, Корвина-Кроковского и Д. Савитски, Мюррэя, Д. Савитски и Нейдингером, Е. Клементя, С.А. Чаплыгина, Г.Е. Павленко, Н.А. Соколова, Н.С. Володина, А.М. Ваганова, К.П. Харитоновна, Я.И. Войткунского и др., в работах которых были разработаны методы расчета сопротивления и гидродинамических характеристик (ГДХ) глиссирующих судов [6-8].

Анализ литературы показал, что одним из наиболее важных параметров, оказывающих влияние на ГДХ маломерного судна, является положение ЦТ по его длине, от которого зависит также возможность дельфинирования судна. Обычным способом определения положения ЦТ является использование нагрузки масс судна, однако для скоростных маломерных судов с небольшими размерами сделать это бывает

затруднительно ввиду ограничений компоновки. В ряде случаев положение ЦТ по нагрузке масс не совпадает с положением ЦТ и ЦД, необходимым для устойчивого глиссирования, что может привести к появлению опасного дельфинирования, вероятность которого увеличивается из-за небольших размеров подобных судов, движущихся в переходном режиме при числах $Fr < 2,5$.

Из работ различных авторов известны соотношения для определения положения ЦТ для глиссирующих судов на начальном этапе проектирования, напр. $x_{C_g} = (0,36 \pm 0,41)L_w$, где L_w – длина судна [5]. Однако они получены для глиссеров с размерениями, существенно большими, чем суда типа «RIB» и требуют уточнения.

Единственным практически применимым способом оценки ГДХ таких судов, является математическое моделирование с использованием методов вычислительной гидродинамики.

Целью настоящей работы являлось определение влияния положения ЦТ маломерного катера типа «RIB» на его ГДХ численными методами.

1. Постановка задачи численного моделирования

В настоящей работе использовался программный комплекс NUMECA/FineMarine™, предназначенный для решения специализированных задач корабельной гидродинамики, включая определение ГДХ маломерных судов.

Выполненные ранее в NUMECA/FineMarine™ исследования ГДХ маломерных судов показали достаточную адекватность моделирования экспериментальным результатам [3,4,6].

Для исследования использовалась геометрия катера в натурную величину для минимизации масштабных эффектов. Длина судна $L_w = 4,1$ м (рис. 1). Поскольку при глиссировании изменяется посадка судна, то при моделировании

обеспечивались три степени свободы: движение вперед, всплытие и дифферент. В ходе моделирования изменялись скорость движения катера - 5, 7, 9, 11, 14 м/с и положение ЦТ в горизонтальной плоскости - $x_{Cg}=0,85 - 1,35$ м с шагом 0,1 м, что соответствует $x_{Cg}/L_w=0,207; 0,231; 0,256; 0,28; 0,305; 0,329$.

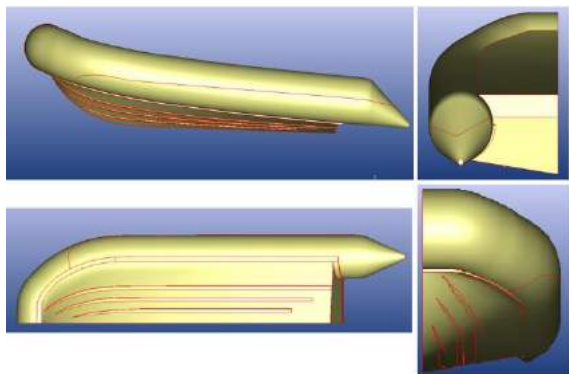


Рис. 1. Геометрия корпуса катера типа "RIB"

В силу геометрической симметрии задачи, моделирование производилось только для половины корпуса судна. Расчетная область строилась путем создания прямоугольного домена вокруг модели, размеры которого выбирались в соответствии с [1,2] в зависимости от длины L_w с учетом рекомендаций по моделированию движения судов с большими числами Фруда, т.е. увеличен размер расчетной области в кормовой части для разрешения системы волн:

длина в нос	$1.5 \times L_w$
ширина	$1.5 \times L_w$
длина в корму	$5 \times L_w$
глубина	$1.5 \times L_w$
высота	$0.5 \times L_w$

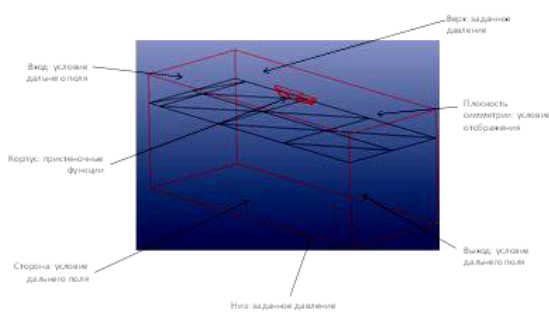


Рис. 2. Расположение граничных условий на гранях расчетной области

Для численного моделирования использовались рекомендации по построению сеток, полученные на основании опыта моделирования глиссирующих судов в FM [6-8]:

- начальная сетка (x:y:z): 32:8:12 – 3072 ячейки;
- сгущение сетки к поверхности корпуса и бортовым баллонам – 6, продольные реданы – 9, транцы, в т.ч. продольных реданов – 8, палуба – 4; свободная поверхность – 8, (0,45035 0,45035 0,00351);
- дополнительная область адаптации для более точного расчета кильватерного потока и потока вблизи днища – «бокс» с параметрами – 8, (0,45035 0,45035 0,00351);

Для вязкого подслоя на поверхности корпуса было рассчитано ожидаемое значение безразмерной координаты сетки $y^+=43$, коэффициент растяжения принимался равным 1.2, высота первой ячейки - $1.79 \cdot 10^{-3}$ м.

Общее количество ячеек составило 4 500 000 – 4 722 000 в зависимости от начальной посадки судна, которая рассчитывалась по методу Д. Савитски.

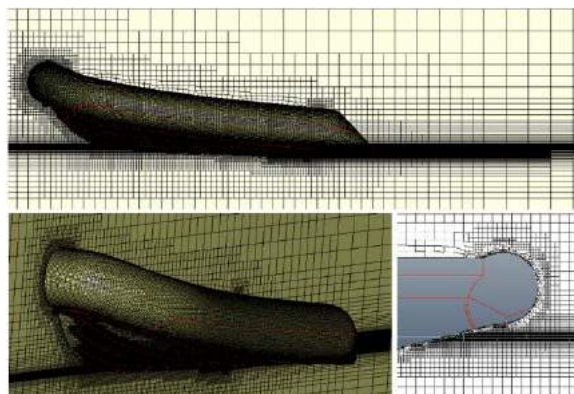


Рис. 3. Пример сетки на поверхности и около модели судна

С учетом ранее выполненных исследований [6] для расчета использовалась SST $k-\omega$ - модель турбулентности.

Использовалась схема дискретизации по времени - 2 порядка назад. Физические свойства воды и воздуха выбирались из базы данных при 15° . Время разгона катера соответствовало ускорению катера в натуральных условиях по закону $1/4\text{sin}t$.

2. Анализ результатов численного моделирования

Результаты моделирования показали, что при значениях $x_{Cg}/L_w=0,207$ и $x_{Cg}/L_w=0,329$ происходит переворот катера вследствие увеличения амплитуды колебаний при увеличении скорости, т.е. возникает опасное дельфинирование.

Примеры результатов численного моделирования приведены на рисунках 4-11 для разных значений скорости и положений x_{Cg} .

Волновая поверхность, описываемая функцией VOF, показана на рис. 4, из которого видно, что при x_{Cg}/L_w от 0,231 до 0,305 в случае высоких скоростей движения угол дифферента сильнее меняется при малых скоростях движения и смещении x_{Cg} в корму, что также подтверждается графиками на рис. 5. Соответственно изменяются площади смоченной поверхности (рис. 6) и осадки (рис. 7). Причем более сильные колебания осадок соответствуют меньшим скоростям. При смещении x_{Cg} в нос и увеличении скорости наблюдаются существенные колебания корпуса, например при $x_{Cg}/L_w=0,28$ и $x_{Cg}/L_w=0,305$.

Площадь смоченной поверхности катера сильнее изменяется в зависимости от положения ЦТ (рис. 6 и 7). При этом средняя осадка (рис.8) в диапазоне скоростей 7-11 м/с меняется слабо и уменьшается при повышении скорости. В то же время сильнее увеличивается сопротивление (рис. 9). Из результатов моделирования видно, что

минимальное сопротивление у катера и минимальная площадь смоченной поверхности наблюдается при $x_{Cg}/L_w=0,231$, и в то же время максимальный угол дифферента при малых скоростях.

Увеличение сопротивления при смещении ЦТ в нос, по всей видимости, связано с перераспределением давления по днищу катера, т.к. угол дифферента в этом случае минимальный, а для судов такого типа необходим дифферент на корму, но не превышающий безопасных значений для предупреждения переворота судна.

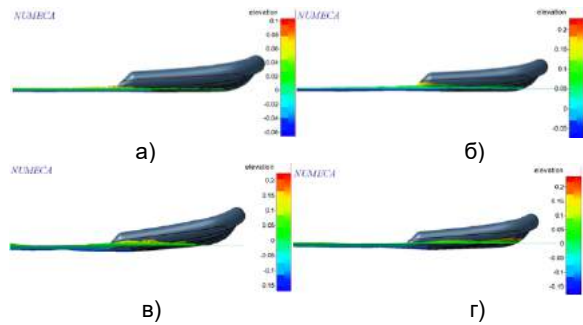


Рис. 4. Форма свободной поверхности VOF: а) $x_{Cg}/L_w=0,231$, $V=14$ м/с; б) $x_{Cg}/L_w=0,305$, $V=14$ м/с; в) $x_{Cg}/L_w=0,231$, $V=5$ м/с; г) $x_{Cg}/L_w=0,305$, $V=5$ м/с

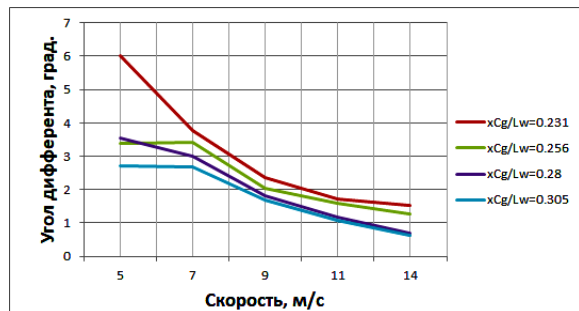


Рис. 5. Изменение угла дифферента зависимости от скорости при различных x_{Cg}/L_w .

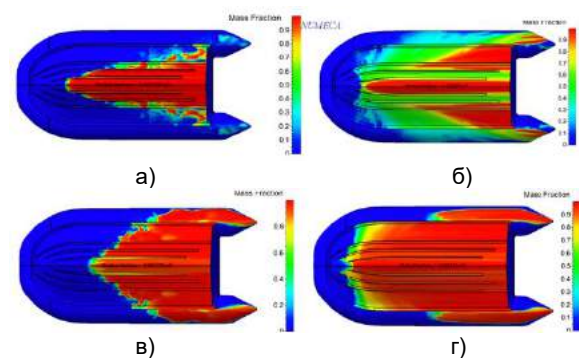


Рис. 6. Смоченная поверхность катера: а) $x_{Cg}/L_w=0,231$, $V=14$ м/с; б) $x_{Cg}/L_w=0,305$, $V=14$ м/с; в) $x_{Cg}/L_w=0,231$, $V=5$ м/с; г) $x_{Cg}/L_w=0,305$, $V=5$ м/с

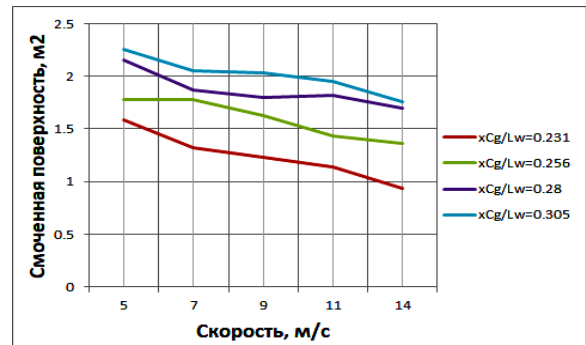


Рис. 7. График изменения смоченной поверхности катера при различных x_{Cg}/L_w

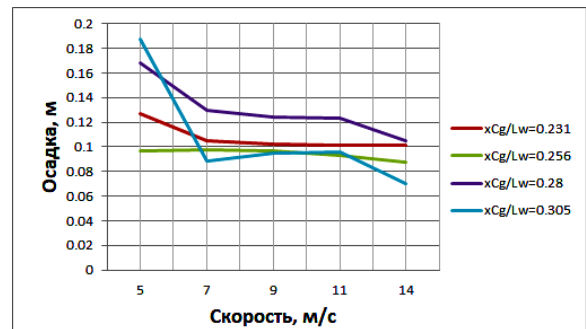


Рис. 8. Изменение осадки в зависимости от скорости при различных x_{Cg}/L_w

Другой проблемой при эксплуатации катеров типа «RIB» являются частые случаи дельфинирования. Например, при выполнении данной работы при значениях $x_{Cg}/L_w \leq 0,207$ и $x_{Cg}/L_w \geq 0,329$ наблюдались перевороты катера, вызванные неблагоприятным взаимным расположением ЦТ и ЦД. О начале дельфинирования можно судить по изменению вертикальной скорости (рис. 10).

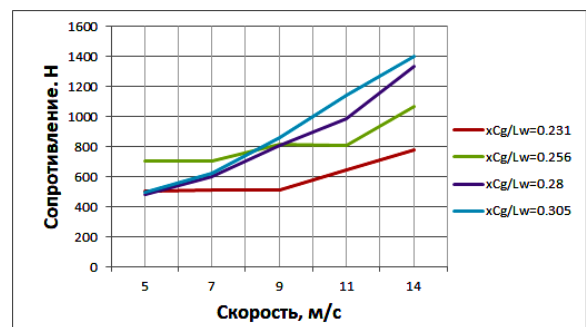


Рис. 9. Изменение сопротивления катера в зависимости от скорости при различных x_{Cg}/L_w

Например, при $x_{Cg}/L_w=0,231$ и скорости $V=14$ м/с наблюдаются колебания вертикальной скорости, которые затухают с течением времени. Изменения вертикальной скорости приводят к колебаниям всех ГДХ. В частности на рис. 11 показаны максимальные амплитуды изменения силы сопротивления, причем при скорости 5 м/с амплитуда примерно одинакова, но при скорости 14 м/с.

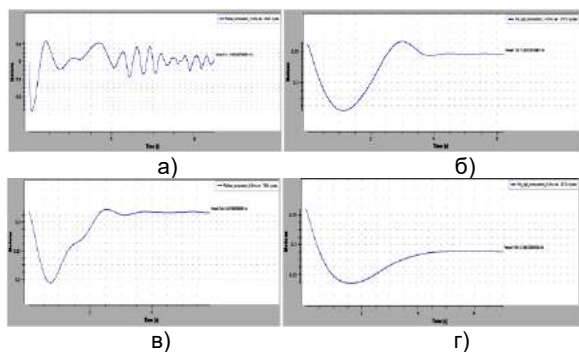


Рис. 10. Изменение вертикальной скорости с течением времени: а) $x_{Cg}/L_w=0,231$, $V=14$ м/с; б) $x_{Cg}/L_w=0,305$, $V=14$ м/с; в) $x_{Cg}/L_w=0,231$, $V=5$ м/с; г) $x_{Cg}/L_w=0,305$, $V=5$ м/с

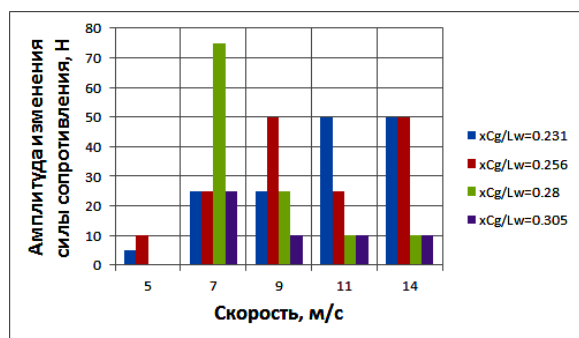


Рис. 11. Амплитуда изменений вертикальной скорости

Результаты обработки численных экспериментов позволили получить рекомендации для положения ЦТ по длине для катеров сходных размеров и конструкции на первоначальном этапе проектирования: $x_{Cg} = (0,34 \pm 0,445)L_w$, которая показывает разницу с соотношением [5] около 10 процентов, что значительно для судов малых размеров.

Заключение

В результате численного моделирования с помощью программного комплекса NUMECA/FineMarine™ были получены ГДХ маломерного судна типа «RIB», исследовано влияние изменения положения ЦТ на ГДХ и получено соотношение, позволяющее определить положение ЦТ по горизонтали на начальном этапе проектирования.

Литература

1. Theoretical Manual ISIS-CFD v3.1 Equipe Modélisation Numérique, Laboratoire de Mécanique des Fluides, CNRS-UMR 6598, Ecole Centrale de Nantes, B.P. 92101, 44321 Nantes Cedex 3, France.
2. User Manual FINE™/Marine v3.1, Documentation v3.1a NUMECA International, 187-189, Chaussée de la Hulpe 1170 Brussels, Belgium.
3. Visonneau M., Queutey P., Deng Gan Bo, Wackers J., Mallol B. Anisotropic Grid Adaptation for Rans Simulation of a Fast Manoeuvring Catamaran, 4th High Performance Yacht Design Conference, 2012.
4. Wackers J., Ait Said K., Deng Gan Bo, Queutey P., Visonneau M., Mizine I. Adaptive Grid Refinement Applied to RANS Ship Flow Computation, 28th Symposium on Naval Hydrodynamics 2010.
5. Ваганов А.М. Проектирование скоростных судов. – Л.: Изд-во «Судостроение», 1978 - 280с.
6. Чебан Е.Ю., Никущенко Д.В. Исследование влияния некоторых особенностей формы корпусов глиссирующих судов на их сопротивление численными методами // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. - 2017. - №48/49. - С. 59-69.
7. Чебан Е.Ю. Исследование влияния формы катера типа "RIB" на его гидродинамические характеристики численными методами / Чебан Е.Ю., Мартемьянова О.В., Гачев С.В., Мухина А.А. // Вестник Волжской государственной академии водного транспорта. Выпуск 59. – Н. Новгород: Изд-во ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 2019. С. 79-90.
8. Чебан Е.Ю. Оценка сопротивления большегрузного катамарана численными методами / Чебан Е.Ю., Лукина Е.А., Мартемьянова О.В., Кшталтная М.Н. // Вестник Волжской государственной академии водного транспорта. Выпуск 60. – Н. Новгород: Изд-во ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 2019. С. 122-132.

References

1. Theoretical Manual ISIS-CFD v3.1 Equipe Modélisation Numérique, Laboratoire de Mécanique des Fluides, CNRS-UMR 6598, Ecole Centrale de Nantes, B.P. 92101, 44321 Nantes Cedex 3, France.
2. User Manual FINE™/Marine v3.1, Documentation v3.1a NUMECA International, 187-189, Chaussée de la Hulpe 1170 Brussels, Belgium.
3. Visonneau M., Queutey P., Deng Gan Bo, Wackers J., Mallol B. Anisotropic Grid Adaptation for Rans Simulation of a Fast Manoeuvring Catamaran, 4th High Performance Yacht Design Conference, 2012.
4. Wackers J., Ait Said K., Deng Gan Bo, Queutey P., Visonneau M., Mizine I. Adaptive Grid Refinement Applied to RANS Ship Flow Computation, 28th Symposium on Naval Hydrodynamics 2010.
5. Vaganov A.M. Proektirovanie skorostnyh sudov. – L.: Izd-vo «Sudostroenie», 1978 - 280s.
6. Cheban E.Yu., Nikushhenko D.V. Study the effects of the planning boat's form hull on the water resistance by numerical methods // Research bulletin by Russian maritime register of shipping. - 2017. - №48/49. - p. 59-69.

7. Cheban E.Yu., A study of the "RIB" boat's hull form effect on the hydrodynamic characteristics by numerical methods / Cheban E.Yu., Martemianova O.V., Gachev S.V., Mukhina A.A. // Bulletin of the Volga State Academy of Water Transport (VSAWT). Iss. 59. – N. Novgorod: VSUWT publishing house, 2019. – p. 79-90.
8. Cheban E.Yu. Numerical simulation of the towing tests extra-capacity catamaran / Cheban E.Yu., Lukina E.A., Martemianova O.V., Kshaltynaya M.N. // Bulletin of the Volga State Academy of Water Transport (VSAWT). Iss. 60. – N. Novgorod: VSUWT publishing house, 2019. p. 122-132.



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 www.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, подготовленная в соответствии с требованиями к оформлению статей – публичная оферта размещена на сайте www.morintex.ru
3. Одна рецензия на публикуемую статью по соответствующей специальности с подписью. При междисциплинарном исследовании предоставляются две рецензии от экспертов различных областей наук по соответствующей тематике.
4. Акт экспертизы на открытую публикацию (при необходимости)
5. Лицензионный договор и акт к нему от каждого из авторов
6. Рубрикатор

Перечисленные документы (кроме акта экспертизы) могут 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 www.morintex.ru из раздела «для авторов»

Документы должны быть присланы по почте в адрес редакции.

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 может 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 с 2019г. 12000 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**

Архипов А. В., Рыбников Н. И.

Десантные корабли, катера и другие высадочные средства морских десантов, СПб, НИЦ МОРИНТЕХ, 2002, 280 стр.

Изложен опыт проведения морских десантных операций, их особенности, характерные черты и тенденции развития этого вида боевых действий. Рассмотрены наиболее существенные аспекты развития десантных кораблей, катеров и других высадочных средств морских десантов. Затронуты некоторые особенности проектирования десантных кораблей и возможные пути совершенствования расчетных методов.

Есть в продаже: **цена 320 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**