

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ СБОРНИК

РОССИЙСКОГО МОРСКОГО РЕГИСТРА СУДОХОДСТВА

РАЗВОРОТ СУДНА ВО ЛЬДАХ
МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И НАВИГАЦИОННЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ

СУДА АТОМНОГО ФЛОТА
РАЗВИТИЕ ПРАВИЛ РС НА ОСНОВЕ ОПЫТА ПОСТРОЙКИ СУДОВ

АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ МОРСКОЙ ЭНЕРГЕТИКИ
ИЗБРАННЫЕ ТРУДЫ КОНФЕРЕНЦИИ



№ 68/69
декабрь
2022

Научно-технический и информационно-аналитический журнал, издается с 1916 года.

Учредитель-издатель

ФАУ «Российский морской регистр судоходства»

Главный редактор

М.С. Бойко

E-mail: boyko.ms@rs-class.org

ISSN 2223-7097

Редакционная коллегия

С.А. Шишкин – председатель, заместитель генерального директора, ФАУ «Российский морской регистр судоходства»

М.С. Бойко – к.т.н., заместитель председателя, главный редактор журнала, ФАУ «Российский морской регистр судоходства»

А.С. Бولшев – д.т.н., проф., Санкт-Петербургский государственный политехнический университет им. Петра Великого

А.В. Григорьев – к.т.н., доц., ГУМРФ им. адм. С.О. Макарова

А.А. Иванченко – д.т.н., профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания и автоматизации судовых энергетических установок, ГУМРФ им. адм. С.О. Макарова

А.В. Ильин – д.т.н., доцент, заместитель генерального директора по научной работе, НИЦ «Курчатовский институт» – ЦНИИ КМ Прометей»

М.А. Кутейников – д.т.н., начальник отдела конструкции корпуса и судовых устройств, ФАУ «Российский морской регистр судоходства»

А.В. Марченко – д.т.н., проф., Свальбардский международный университет (UNIS)

В.Н. Половинкин – д.т.н., проф., научный руководитель, ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

А.А. Родионов – д.т.н., проф., заведующий кафедрой строительной механики корабля, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

К.В. Рождественский – д.т.н., проф., проректор в области международного сотрудничества и образования, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

А.Е. Сазонов – д.т.н., проф., член-корр. РАН, ГУМРФ им. адм. С.О. Макарова

О.Я. Тимофеев – д.т.н., проф., Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

В.Н. Тряскин – д.т.н., проф., заведующий кафедрой конструкции и технической эксплуатации судов, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Подписка на журнал может быть оформлена по каталогу «Прессинформ». Подписной индекс 87730.

Электронная версия журнала доступна по адресу:

www.rs-class.org.

Журнал включен в Российский индекс научного цитирования www.elibrary.ru, Реферативный журнал и фонд научно-технической литературы ВИНТИ РАН, международную базу данных периодических изданий Ulrich's Periodicals Directory.

Журнал зарегистрирован Министерством связи и массовых коммуникаций Российской Федерации. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС77-64086 от 25 декабря 2015 г.

Решением Президиума ВАК журнал «Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства» включен в перечень ведущих научных журналов и изданий, выпускаемых в РФ, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук <http://perechen.vak2.ed.gov.ru/>

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

Scientific and technical periodical has been published since 1916.

The Founder and the Publisher

Russian Maritime Register of Shipping (RS)

Editor-in-Chief

Maxim Boyko

E-mail: boyko.ms@rs-class.org

ISSN 2223-7097

Editorial board

Sergei Shishkin – Deputy Director General, Chairman of Editorial Board, RS

Maxim Boyko – Candidate of Technical Science, Deputy Chairman of Editorial Board, Editor-in-Chief of Research Bulletin by RS

Alexander Bolshhev – Doctor of Science, professor of St. Petersburg State Polytechnic University

Andrey Grigoriev – Candidate of Technical Science, Admiral

Alexander Ivanchenko – Doctor of Technical Science, professor, Head of Internal Combustion Engines and Automation of Marine Power Plants Department, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping

Alexey Ilin – Doctor of Technical Science, associate professor, Deputy General Director and Head of Research and Production Complex, NRC "Kurchatov Institute", CRISM "Prometey"

Makarov State University of Maritime and Inland Shipping

Mikhail Kuteynikov – Doctor of Technical Science, Head of Hull Department, RS

Aleksey Marchenko – Doctor of Technical Science, professor, University Centre in Svalbard, Norway

Valery Polovinkin – Doctor of Technical Science, professor, Research Manager, Krylov State Research Centre

Aleksander Rodionov – Doctor of Technical Science, professor of St. Petersburg State Marine Technical University

Kirill Rozhdestvenskiy – Doctor of Technical Science, professor of St. Petersburg State Marine Technical University

Anatoliy Sazonov – Doctor of Technical Science, professor of Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping, corresponding member of Russian Academy of Science

Oleg Timofeev – Doctor of Technical Science, St. Petersburg State Marine Technical University

Vladimir Tryaskin – Doctor of Technical Science, professor, St. Petersburg State Marine Technical University

Subscription index is 87730 in Pressinform catalog.

On-line version of the journal is available on website:

www.rs-class.org.

The journal is included in Russian index of scientific citing www.elibrary.ru, VINITI RAS Scientific and Technical Literature Collection, Ulrich's Periodicals Directory international database.

The journal is registered by the Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology, and Mass Media. Registration Certificate ПИ № ФС77-64086 of 25.12.2015.

The journal is included into the List of Supreme Attestation Commission of leading peer-reviewed scientific magazines and editions, in which basic scientific results of doctoral and post-doctoral theses (in application for the scientific degrees of Doctor and Candidate of Science) shall be published <http://perechen.vak2.ed.gov.ru/>

Authors are responsible for the contents of information and advertisement materials as well as for use of information not liable to publication in open press.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ СБОРНИК РОССИЙСКОГО МОРСКОГО РЕГИСТРА СУДОХОДСТВА

№ 68/69

RESEARCH BULLETIN BY RUSSIAN MARITIME REGISTER OF SHIPPING

Журнал «Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства» публикует результаты научных исследований по широкому спектру вопросов безопасности мореплавания судов и морских объектов, охраны человеческой жизни на море, сохранности грузов, экологической безопасности, обзорные материалы и информацию о существенных изменениях действующих правил и руководств Регистра. Журнал предназначен для широкого круга специалистов, связанных с вопросами безопасности человеческой жизни на море, охраны окружающей среды, проектирования и строительства судов и средств освоения шельфа. Также журнал будет интересен студентам и курсантам профильных технических образовательных учреждений.

Регистр выражает признательность авторам статей и приглашает ученых и специалистов к публикациям научных работ в журнале.

Журнал распространяется на специализированных отраслевых мероприятиях, конференциях и выставках.

Журнал входит в Перечень ВАК по следующим научным специальностям:

2.5.17 – Теория корабля и строительная механика

2.5.18 – Проектирование и конструкция судов

2.5.20 – Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)

2.6.1 – Металловедение и термическая обработка металлов и сплавов

Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping is a periodical covering a wide range of questions in the areas of shipbuilding and shipping, offshore development facilities, up-to-date maritime technology, environmental protection and maritime safety. New research results and scientific developments in the area of shipbuilding, are introduced in our journal.

The journal is intended for specialists of shipbuilding and ship repair companies, design engineering bureaus, research institutes, professors and postgraduate students of marine universities.

Russian Maritime Register of Shipping expresses appreciation to the authors and invites scientists and specialists to submit articles for publication in the journal.

The journal is distributed at trade events, conferences and exhibitions.

The Research Bulletin publishes the articles on the specialties in accordance with the nomenclature of specialties of scientific workers:

2.5.17 – Theory of the ship and ship structural mechanics

2.5.18 – Design and construction of ships

2.5.20 – Ship energetics and its components (main and auxiliary)

2.6.1 – Metal science and thermal treatment of metals and alloys

Санкт-Петербург
2022



СОДЕРЖАНИЕ

БЕЗОПАСНОСТЬ МОРЕПЛАВАНИЯ И ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ MARITIME SAFETY AND ENVIRONMENTAL PROTECTION

<i>Таровик О.В., Казанцев М.А.</i> Оценка длительности разворота транспортных судов двойного действия во льдах на основе навигационного моделирования	4
<i>O.V. Tarovik, M.A. Kazantsev</i> Estimation of the turning maneuver duration of double acting ships in ice using navigation simulation	

МОРЕХОДНЫЕ КАЧЕСТВА СУДОВ SEAWORTHINESS

<i>Живица С.Г.</i> Ускорения от качки и их учет при оценке мореходности судна.	20
<i>S.G. Zhivitsa</i> Accelerations due to ship motion in waves and their consideration in ship seakeeping assessment	
ОБОЗРЕНИЕ: Научно-технический совет РС в 2022 году.	33

ПРОЧНОСТЬ СУДОВ И ПЛАВУЧИХ СООРУЖЕНИЙ STRENGTH OF SHIPS AND FLOATING FACILITIES

<i>Назаров А.Г.</i> Оценка характеристик якорных устройств малых и высокоскоростных судов.	34
<i>A.G. Nazarov</i> Assessment of particulars of anchor equipment for small and high-speed craft	
<i>Кочнев Ю.А.</i> Определение держащей силы судовых якорей на основе модельных испытаний.	43
<i>Yu.A. Kochnev</i> Determination of the holding force of ship anchors based on model tests	

МАТЕРИАЛЫ И СВАРКА MATERIALS AND WELDING

<i>Кузнецов Р.В.</i> Опыт применения низкочастотной вибрационной обработки в процессе производства сварных корпусов судовых реверс-редукторных передач	51
<i>R.V. Kuznetsov</i> Experience in the use of low-frequency vibration machining in the production of welded hulls of marine reverse gears	
ОБОЗРЕНИЕ: Новые издания РС в 2022 году	58

МЕХАНИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ДВИЖИТЕЛИ MECHANICAL INSTALLATIONS AND PROPULSION

<i>Шурпяк В.К., Дуля А.В., Стаинов А.С.</i> Обоснование изменений требований Правил Регистра по применению сварных муфтовых соединений трубопроводов	59
<i>V.K. Shurpyak, A.V. Dulya, A.S. Statinov</i> Substantiation for amendments in the RS rules requirements for the use of socket welded joints in pipelines	
<i>Подволоцкий Н.М.</i> Сравнение эффективности регулирования подачи перепуском центробежного и винтового насосов.	71
<i>N.M. Podvolotsky</i> Comparison of parameters in feed regulation of centrifugal and screw pumps	

АТОМНЫЕ СУДА NUCLEAR SHIPS

Рыдловский В.П., Штайц В.В., Липняков А.В. Предложения по уточнению документов РС в части требований к герметичности защитных оболочек АППУ 77

V.P. Rydlovsky, V.V. Shtayts, A.V. Lipnyakov Proposed amendments to the RS documents regarding requirements for leak tightness of nuclear steam supply system containment

ИЗБРАННЫЕ ТРУДЫ КОНФЕРЕНЦИИ «АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ МОРСКОЙ ЭНЕРГЕТИКИ» SELECTA OF THE CONFERENCE "ACTUAL PROBLEMS OF MARINE ENERGETICS"

Согонов С.А., Алексеев А.В., Максимова М.А., Равин А.А., Хруцкий О.В. Перспективные направления и технологии развития морских автоматизированных систем в защищенном исполнении 82

S.A. Sogonov, A.V. Alekseev, M.A. Maksimova, A.A. Ravin, O.V. Khrutsky Promising directions and technologies for the development of marine automated systems in protected design

ОБОЗРЕНИЕ: Новая энергетика и автоматизация в Правилах РС 91

Черкаев Г.В., Чихонадских Е.А. К вопросу о возможности выращивания водорослей для производства судовых биотоплив в России. 92

G.V. Cherkaev, E.A. Chikhonadskikh Perspectives of growing algae for the production of marine biofuels in Russia

Родионов Н.Ю. Разработка коэффициента, определяющего связь между показателями ледовой ходкости судна и эффективностью его энергетической установки 97

N.Yu. Rodionov Development of a coefficient determining the relationship between the characteristics of ice-going capabilities of a ship and the efficiency of its power plant

Чулкин С.Г., Бреки А.Д., Кузьмин А.М. Исследования антифрикционных свойств уплотнений из терморасширенного графита 104

S.G. Chulkin, A.D. Breki, A.M. Kuzmin Studies of antifriction properties of seals made of thermally expanded graphite

Соловьев А.А. Исследование и управление адгезионной прочностью антифрикционных покрытий из композитов на основе полиамидной матрицы 114

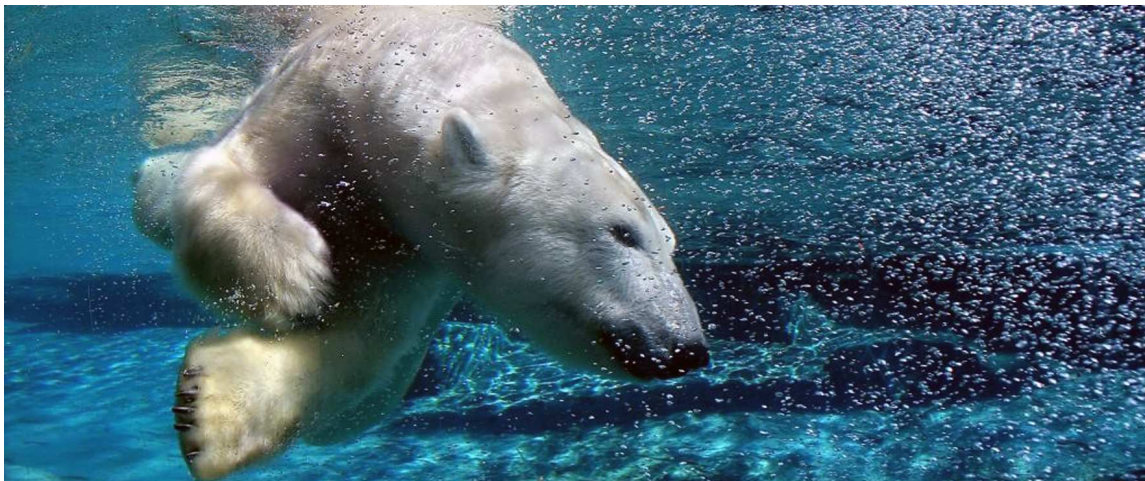
A.A. Solovyev Research and control of adhesive strength of antifriction coatings made of composites based on polyamide matrix

Столяров С.П., Столяров А.С., Йе Маунг Метод расчета давления в цикле двигателя Стирлинга по упрощенной адиабатной методике 122

S.P. Stolyarov, A.S. Stolyarov, Ye Maung New analytical method for stirling engine thermodynamic cycle calculation using simplified adiabatic model

Равин А.А., Максимова М.А., Егоров А.С. Имитационное моделирование бесконтактного вибромониторинга рабочих лопаток осевого компрессора. 130

A.A. Ravin, M.A. Maksimova, A.S. Egorov Simulation modeling of non-contact vibration monitoring of axial compressor blades



БЕЗОПАСНОСТЬ МОРЕПЛАВАНИЯ И ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

УДК 629.561.5 : 629.5.018.71

ОЦЕНКА ДЛИТЕЛЬНОСТИ РАЗВОРОТА ТРАНСПОРТНЫХ СУДОВ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ ВО ЛЬДАХ НА ОСНОВЕ НАВИГАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

О.В. Таровик, канд. техн. наук, ФГУП «Крыловский государственный научный центр»,
ООО «Бюро Гиперборея», Санкт-Петербург, e-mail: oleg.tarovik@bureauhyperborea.ru
М.А. Казанцев, ФГУП «Крыловский государственной научный центр», Санкт-Петербург

В статье приведены результаты серии экспериментов в навигационном тренажере, посвященных разворотам судна двойного действия во льдах на 180°. Эксперименты выполнялись по специально созданному плану, в рамках которого варьировались размеры судна, толщина льда, его общая сплоченность и горизонтальный размер льдин. Были рассмотрены суда типа «Кристоф де Маржерие», «Михаил Ульянов» и «Норильский Никель». На основе этих данных был проанализирован характер влияния различных характеристик льда и судна на длительность разворота, а также создана регрессионная модель для приближенной оценки этого параметра. Валидация модели на основе натурных АИС-треков арктических судов продемонстрировала ее приемлемую точность. Характерное значение длительности разворота находится в диапазоне 0,3 — 1,0 ч. Полученные зависимости могут использоваться при моделировании движения судов в составе арктических транспортных систем, а также в задачах оптимальной ледовой маршрутизации, в которых учитываются разные режимы движения судна и соответствующие им процессы разворота.

Ключевые слова: разворот во льдах; судно двойного действия; навигационное моделирование; регрессионная модель; данные судового АИС

ESTIMATION OF THE TURNING MANEUVER DURATION OF DOUBLE ACTING SHIPS IN ICE USING NAVIGATION SIMULATION

O.V. Tarovik, PhD, Krylov State Research Centre, LLC "Bureau Hyperborea", St. Petersburg,
e-mail: oleg.tarovik@bureauhyperborea.ru
M.A. Kazantsev, Krylov State Research Centre, St. Petersburg

The article presents the results of the set of experiments in navigation simulator that deal with the 180° turns of double-acting ships in ice. The experiments have been carried out in accordance with a developed program for variable ship sizes, ice thicknesses, total ice concentration, and horizontal sizes of ice floes. Ship types of gas carrier "Christophe de Margerie", tanker "Mikhail Ulyanov" and container ship "Norilskiy Nickel" have been considered. Based on the simulation results, the influence of various parameters of ice and ship on the duration of turning maneuver has been assessed and the regression model for its approximate estimation has been proposed. Validation of this model with the use of full-scale AIS tracks of Arctic transport ships has demonstrated good accuracy. Typical values of the turning maneuver duration range from 0,3 to 1,0 h. The obtained regression equations can be used in modeling of ship operation in the Arctic transport systems, as well as in solutions for optimal ice routing considering different modes of ship movement in ice and corresponding turning processes.

Keywords: ice turning maneuver; double acting ship; navigation simulation; regression model; ship AIS data

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время появляется все больше ледовых транспортных судов двойного действия (СДД), способных двигаться во льдах как носом, так и кормой вперед. Можно сказать, что применение концепции двойного действия стало своеобразным стандартом проектирования современных судов ледового плавания, поскольку это техническое решение позволяет существенно расширить эксплуатационные возможности [1]. В то же время, активное создание СДД привело к появлению целого ряда прикладных вопросов из различных научно-практических областей, связанных с проектированием и эксплуатацией таких судов. Одной из важных задач является моделирование движения СДД в составе арктических транспортных систем. При таком моделировании, как правило, учитывается то, что суда двойного действия имеют различные ходовые качества при движении носом и кормой вперед, однако переход от одного режима движения к другому практически всегда полагается условно-мгновенным. Аналогичное допущение принималось в ходе практической реализации прикладного инструмента для ледовой маршрутизации судов в Арктике [2], с помощью которого можно оценивать целесообразность движения судна заданных ледовых условиях носом или кормой вперед. Применение допущения о мгновенном развороте СДД во льдах обусловлено отсутствием данных о его длительности и зависимости от параметров льда и размеров судна.

Тем не менее длительность разворота во льдах оказывает определенное влияние на длительность рейса СДД, что особенно проявляется в тяжелых ледовых условиях восточного сектора Арктики. Например, по данным авторов в ходе перехода газовоза «Кристоф де Маржери» от Берингова пролива до входа в Обскую губу в период с 07.02.2021 по 19.02.2021, судно осуществило разворот 16 раз. Если предположить, что средняя длительность разворота составляет около 1 ч, то это эквивалентно приблизительно 5 % от общей длительности перехода. С точки зрения общей неопределенности ледовых условий, указанный процент можно считать относительно небольшим. Тем не менее затраты времени на разворот все же следует учитывать, поскольку пренебрежение этим фактором ведет к систематической недооценке длительности перехода судна.

Исследование вопросов, связанных с разворотом судов во льдах, имеет достаточно длинную предысторию, восходящую к первой половине XX в. [3]. Это вызвано тем, что этот элемент ледовой маневренности является важным с точки зрения практики, поэтому так или иначе анализируется в ходе натурных испытаний. Однако имеющиеся данные о длительности выполнения разворота в большинстве источников имеют отрывочный характер, а также относятся к судам без ВРК или ледоколам. В монографии [4] приведены данные о длительности разворотов методом «звезда» (или «елочка») ледоколов типа «Москва» и «Василий Прончищев». Согласно этим данным, ледоколы типа «Москва» (ледопроходимость 1,45 м) разворачиваются в сплошном льду с приведенной толщиной от 0,7 м до 1,4 м в течение 0,18 — 0,66 ч. Ледоколы «Василий Прончищев» (ледопроходимость 0,7 м) осуществляют разворот во льдах толщиной от 0,15 до 0,57 м за 0,08 — 0,22 ч. В работе [5] приводятся результаты натурных испытаний речных ледоколов типа «Капитан Чечкин» (ледопроходимость 0,65 м) во льдах Финского залива и Ладожского озера. Время разворота ледоколов этого типа во льдах толщиной 0,6 — 0,65 м составляет 0,12 — 0,34 ч в зависимости от применяемого тактического приема. В статье [6] опубликованы результаты натурного исследования разворота атомного ледокола «Вайгач» (ледопроходимость 1,8 м) методом «звезда» в припайных льдах Обской губы толщиной 1,5 м. Согласно этим данным, разворот занял порядка 30 мин и потребовал 5 остановов (фаз движения). Все упомянутые данные относятся к ледоколам и имеют ограниченную ценность применительно к современным СДД. В работе [3] приводится теоретическое описание процесса разворота во льдах судна, в том числе имеющего ВРК. В работе предлагается аналитическая формула для оценки длительности разворота, согласно которой длительность маневра зависит от радиуса циркуляции судна во льдах, скорости судна, длительности реверсирования двигателей и числа остановов в ходе маневра.

В настоящей работе делается попытка оценки длительности разворота СДД во льдах с практической точки зрения, а также с акцентом на анализ влияния различных факторов на этот параметр. Для выполнения такого анализа использовались возможности навигационного тренажера ФГУП «Крыловский государственный научный центр», позволяющего детально моделировать динамику движения судна в ледовых условиях [7]. Применение навигационного тренажера обусловлено тем, что с использованием этого инструмента можно контролировать параметры льда в ходе разворота, а это достаточно важно для в условиях серийных экспериментов, нацеленных на выявление зависимостей длительности разворота от параметров внешней среды.

Далее в статье приводится план навигационных экспериментов и даются их сводные результаты. Затем описывается ход создания регрессионной модели для приближенного определения длительности разворота, а также выполняется сопоставление результатов расчетов с натурными данными.

НАВИГАЦИОННЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТЫ

Для выполнения навигационных экспериментов были выбраны три арктические транспортные суда, имеющие различные размерения: газовоз типа «Кристоф де Маржери», танкер «Михаил Ульянов» и универсальный контейнеровоз типа «Норильский Никель». Информационные модели этих судов, используемые в навигационных экспериментах, были верифицированы в ходе многочисленных тренажерных сессий с участием действующих судоводителей. В табл. 1 приведены основные характеристики этих судов, которые также соответствуют данным [8] и других открытых источников. Поскольку в ходе разворота судно движется как носом, так и кормой вперед, в дальнейшем анализе учитывается среднее значение ледопроходимости судна H , вычисляемое как среднее арифметическое между ледопроходимостью при движении передним ходом и задним ходом. Это значение также приведено в табл. 1.

В ходе навигационных экспериментов помимо типа судна варьировались следующие параметры:

- сплоченность льда — изменялась в диапазоне от 40 % до 90 %. Дополнительно для каждого судна рассматривались случаи чистой воды и припайного льда;
- толщина льда — находилась в диапазоне от 0,75 м до 1,5 м. При выборе значений толщин льда для экспериментов с конкретным судном учитывалась его ледопроходимость;
- горизонтальный размер дрейфующего льда — принимался в диапазоне от 200 м до 800 м;
- начальная скорость судна в момент начала разворота — составляла от 2 до 10 уз. Скорость при движении во льдах заданной толщины и сплоченности не превышала максимально достижимую скорость судна. Фактически же скоростные режимы движения судна в ходе экспериментов задавались через мощность судна на валах в момент до начала процесса разворота. Использовались три дискретные значения — около 100 %, около 70 % и около 40 % от номинальной мощности на валах;
- направление разворота. Рассматривался разворот в направлении «нос — корма» и в противоположную сторону («корма — нос»).

Таблица 1

Основные характеристики рассматриваемых судов

Название судна	«Кристоф де Маржери»	«Михаил Ульянов»	«Норильский Никель»
Длина по ватерлинии, м	283	252	160,2
Ширина по ватерлинии, м	50	34	23,1
Осадка по ватерлинии, м	12	14	9
Водоизмещение, т	130 500	94 860	25 580
Число ВРК	3	2	1
Суммарная мощность на валах, кВт	45 000	17 000	13 000
Достижимая скорость на чистой воде, узл	20,7	16,0	17,2
Тяга на швартовном режиме, кН	5 010	1 970	1 420
Предельная ледопроходимость носом, м	1,5	1,0	1,5
Предельная ледопроходимость кормой, м	2,1	1,6	1,7
Средняя ледопроходимость H , м	1,8	1,3	1,6

Очевидно, что полный перебор всех указанных параметров трудно осуществим на практике. Поэтому для выполнения исследования был составлен план навигационных экспериментов, позволяющий установить степень влияния этих параметров при минимальном числе экспериментов. При подготовке плана учитывались следующие соображения:

1. Направления разворота «нос — корма» и «корма — нос» рассматривались в приблизительно равном объеме. Принятые в экспериментах дискретные значения характеристик льда были одинаковы для обоих направлений разворота, что позволило затем выполнить сопоставительный анализ и определить степень влияния направления разворота на длительность этой операции.

2. В качестве основного типа ледовых условий рассматривался битый лед, имеющий сплоченность $C = 90$ % при диаметре льдин $D_i = 300$ — 500 м. Это обусловлено тем, что сплоченность льда в Арктике, в тех районах, где наблюдается тяжелый лед и целесообразно двигаться кормой вперед, почти всегда составляет около 100 %. Однако в ледяном покрове, как правило, имеются локальные участки разреженного льда или разрывы сплошности ледяного покрова, которые в основном и используются для разворота. Именно такие участки моделирует принятая в навигационных экспериментах сплоченность 90 %. Что касается размеров льдин, то диапазон 300 — 500 м является одним из наиболее часто встречающихся в Арктике, поэтому он был принят в

качестве основного (принималось треугольное распределение в диапазоне от 300 до 500 м с центром на 400 м). Для определенности рассматривался лед одной возрастной градации.

3. Наряду с битым льдом сплоченностью 90 % для каждого судна обязательно рассматривались также два пограничных случая: чистая вода и припайный лед. Это связано с выдвинутым до проведения экспериментов предположением о том, что результирующие значения параметров разворота в битом льду будут находиться где-то между соответствующими значениями для припайного льда и чистой воды. Отметим, что по результатам экспериментов это предположение оправдалось. Чистая вода формально соответствует случаю $C=0$ %, а припайный лед характеризуется сплоченностью $C=100$ % и горизонтальным размером льдин $D_i \rightarrow \infty$.

4. Оценка влияния промежуточных значений сплоченности C (от 40 % до 90 %) и эквивалентного диаметра льдин D_i на время разворота производилась только для судна типа «Кристоф де Маржери». Это связано со значительной трудоемкостью навигационных экспериментов и стремлением снизить их количество за счет рассмотрения в этой задаче только одного типа судна.

5. Производилось достаточно подробное исследование влияния толщины льда на параметры разворота, поскольку полагалось, что фактор толщины является одним из определяющих. Для каждого судна рассматривалось три дискретных значения толщины льда, каждое из которых не превышало средней ледопроеходимости судна H .

6. Приблизительно для 30 % всех сценариев выполнялось не по одному навигационному эксперименту на один сценарий, а по три. Это было сделано для обеспечения возможности анализа разброса результирующих показателей в рамках одного сценария.

Характеристики созданного на основе этих допущений плана навигационных экспериментов, а также сводные данные по каждому из прогонов приведены в табл. 2, где приняты следующие обозначения:

- «Н — к» и «К — н» — направление разворота «нос — корма» и «корма — нос» соответственно,
- h_i — толщина льда, м;
- C — общая сплоченность льда (в долях от единицы или в процентах);
- D_i — средний эквивалентный диаметр льдин, м;
- v_0 — начальная скорость судна относительно земли перед выполнением маневра разворота, уз;
- n — число остановов в процессе разворота;
- T — длительность разворота на 180 градусов в формате ч:мм:сс;
- D — дистанция между точками начала и окончания разворота, м.

Таблица 2

Сводные результаты навигационных экспериментов (начало)

Судно	Направление	h_i , м	C	D_i , м	v_0 , уз	n	T	D , м
«КРИСТОФ ДЕ МАРЖЕРИ»	Н — к	0,9	90 %	400	7,7	1	0:36:06	3403
					7,9	1	0:31:40	3189
					7,6	1	0:34:07	3746
		1,2			5,9	3	0:49:03	3923
					6,9	3	0:47:35	681
					5,4	1	0:45:44	3665
		1,5			4,2	3	0:50:25	3632
					4,9	3	0:47:57	3490
					5,6	3	0:46:27	3350
	К — н	0,9			8,7	3	0:39:35	1023
		1,2			5,0	5	0:54:24	2592
					6,0	3	0:34:03	450
					6,2	1	0:24:39	2334
		1,5			4,6	3	0:58:14	2605
		Н — к			0,9	припай	8,2	3
	1,2		5,7	5	0:42:13		370	
	1,5		3,8	5	0:50:18		433	
	чистая вода			8,2	0	0:16:26	1953	
				3,8	0	0:14:46	975	
	К — н	0,9	припай	5,2	5	0:58:50	2001	
		1,2		5,2	7	1:04:46	43	
		1,5		4,8	9	1:25:05	1418	
		чистая вода			8,0	0	0:15:22	1597
					2,9	0	0:16:47	756

Таблица 2 — продолжение

Судно	Направление	h_i , м	C	D_i , м	v_0 , уз	n	T	D , м
«КРИСТОФ ДЕ МАРЖЕРИ»	Н — к	1,2	90 %	200	4,9	5	0:46:24	128
	К — н			800	5,1	3	0:39:44	1970
					5,3	3	0:44:05	1172
	Н — к	1,2	80 %	400	4,6	3	0:34:56	1290
					5,5	3	0:41:41	1530
					4,8	3	0:39:31	920
			60 %		5,4	1	0:25:22	1531
					5,9	1	0:23:36	2009
					4,7	1	0:17:23	1014
			40 %		6,2	0	0:17:15	1412
					6,1	1	0:31:15	2931
					5,7	1	0:18:27	1652
1,5 0,9	60 %	6,6	1		0:23:43	1061		
		6,2	1		0:29:12	2653		
К — н	1,2	70 %	6,0		3	0:35:52	181	
6,9	1	0:48:08	4410					
5,9	3	0:39:42	235					
«МИХАИЛ УЛЬЯНОВ»	Н — к	0,8	90 %	400	7,7	3	0:46:31	3027
		1,0			6,0	2	0:33:13	862
					6,1	1	0:32:02	1268
					4,8	2	0:32:18	1631
	1,2	3,7			5	1:03:28	1955	
	К — н	0,8			7,7	3	0:37:22	2210
		1,0			4,9	1	0:23:02	1414
					5,4	2	0:35:03	693
			5,1	4	0:53:02	2350		
	1,2	3,0	2	0:45:42	1638			
	Н — к	0,8	припай	6,8	3	0:48:57	1487	
		1,0		5,8	5	0:41:49	481	
		1,2		3,0	13	1:31:56	1813	
		чистая вода			8,0	0	0:17:39	2010
	К — н	0,8	припай	8,5	5	0:57:57	1578	
		1,0		5,0	5	0:44:26	33	
		1,2		2,9	12	1:42:12	1420	
		чистая вода			8,1	0	0:11:56	1098
			2,9	0	0:08:12	569		
«НОРИЛЬСКИЙ НИКЕЛЬ»	Н — к	0,5	90 %	400	5,9	1	0:15:25	1539
		0,75			4,6	1	0:24:49	2644
					4,7	1	0:24:05	1736
					6,5	3	0:25:24	1816
	1,05	3,5			6	0:45:36	1393	
	К — н	0,5			8,9	2	0:37:34	2434
		0,75			6,0	2	0:35:47	2944
					5,5	5	0:44:21	2291
			5,0	6	0:41:20	1279		
	1,05	4,2	5	0:32:00	343			
	Н — к	0,5	припай	5,7	2	0:28:18	1626	
		0,75		4,4	4	0:26:20	509	
		1,0		4,7	8	0:49:25	521	
		чистая вода			10,4	0	0:18:31	2974
	К — н	0,5	припай	4,0	0	0:08:20	909	
		0,75		6,9	2	0:28:54	2759	
		1,0		4,2	7	0:50:32	1899	
		3,6		8	0:43:08	756		
чистая вода			8,0	0	0:07:19	831		
			2,9	0	0:05:09	308		

По результатам экспериментов можно выделить четыре основные схемы (тактических приема) выполнения разворота судна, которые представлены на рис. 1. Разворот по схеме «звезда» (рис. 1а) может происходить при разном количестве условных остановов, которые образуют вершины этой фигуры. Отметим, что применяемый здесь и далее термин «останов» является условным. Под остановом понимается момент достижения центром тяжести судна нулевой линейной скорости относительно земли (SOG) хотя бы на 1 — 2 с эксперимента. Угловая скорость корпуса судна при этом может быть отлична от нуля. В зависимости от тяжести ледовых условий при выполнении маневра «звезда» может происходить от двух до приблизительно десяти условных остановов, но наиболее часто встречаются варианты с 3 — 5 остановами. В случае, если из-за локальной конфигурации ледовых условий разворот методом «звезда» оказывается нецелесообразным, может применяться схема «звезда со смещением» (см. рис. 1б). В этом случае часть разворота осуществляется в одном месте, а завершение маневра происходит в другой точке. В относительно легких ледовых условиях, когда судно может обеспечить циркуляцию с приемлемым радиусом, реализуется схема разворота с одним остановом, представленная на рис. 1в. В условиях чистой воды или льда малой сплоченности (менее 30 — 40 %) становится возможным разворот судна без останова, показанный на рис. 1г. В этом случае судно осуществляет разворот, в ходе которого наблюдается движение судна по направлению нормали к борту.

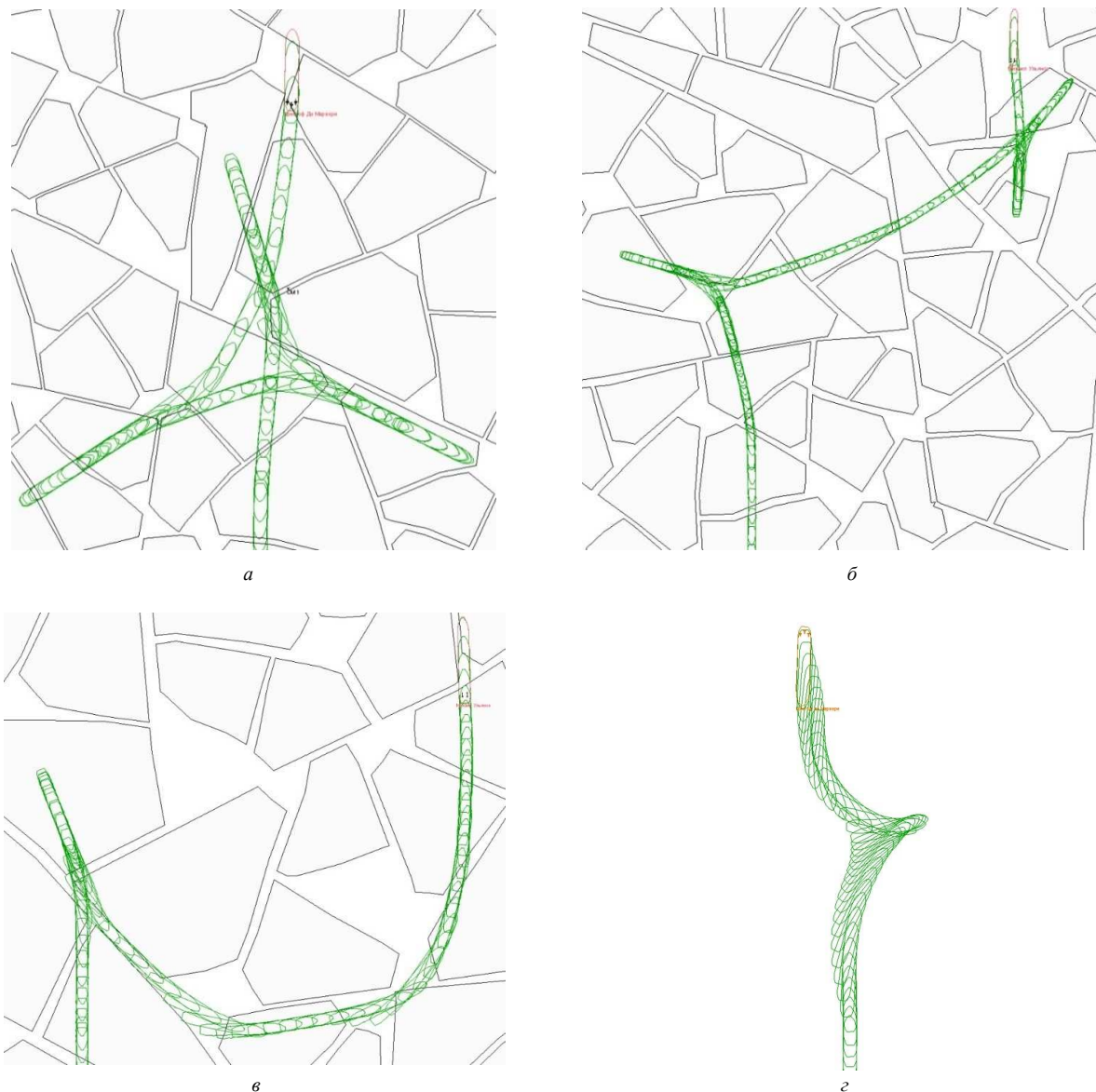


Рис. 1 Основные тактические схемы разворота судна:

а — разворот приемом «звезда»; б — «звезда со смещением»; в — разворот с одним остановом; г — разворот без останова

Данные навигационных экспериментов свидетельствуют об отсутствии какой-либо корреляции между применяемым тактическим приемом разворота и тяжестью ледовых условий, т.е. выбор способа разворота является во многом случайным и определяется локальными особенностями ледовых образований. Единственным исключением из этого правила является разворот на чистой воде, который всегда выполнялся по схеме рис. 1г.

Все навигационные эксперименты были осуществлены одним судоводителем, имеющим средний уровень квалификации применительно к работе во льдах. Скорость поворота ВРК составляла 5 град/с. Управление судном в каждом эксперименте производилось с учетом фактической конфигурации ледовых образований, однако, можно отметить несколько обобщенных принципов маневрирования, которые применялись судоводителем.

Перед выполнением очередного останова мощность на валах снижалась до 40 %. Если скорость судна составляла более 2 уз, то для ее снижения производился поворот колонок на 90° таким образом, чтобы струи от винтов действовали в противоположном друг другу направлении и наружу от корпуса судна. В таком положении ВРК находились до того момента, пока скорость судна не оказывалась меньше 2 уз. После этого ВРК поворачивались таким образом, чтобы угол с диаметральной плоскостью (ДП) судна составлял не более 35° (при движении носом вперед) или 215° (при движении кормой). В результате такого движения судно набирало скорость, совершая очередную фазу разворота, а затем описанный алгоритм повторялся. Если судно оборудовано тремя ВРК, то мощность центральной колонки в начале гашения инерции для останова и смены направления движения составляла 0 %. Использование центральной ВРК в процессе останова судна допускалось только при скорости хода менее 2 уз. При одновальной компоновке движительного комплекса в момент первого останова мощность на ВРК снижалась до нуля. В целом можно сказать, что управление судном производилось таким образом, чтобы с одной стороны наиболее эффективно использовать возможности ВРК и снизить длительность разворота, а с другой — выполнить требования по безопасной эксплуатации ВРК во льдах.

Параметры движения судна в ходе всех навигационных экспериментов сохранялись с шагом в 1 с. На каждом шаге фиксировалось около 30 показателей, включая обороты и упор винтов, скорости оконечностей, скорость дрейфа, ускорение и угловые скорости судна, а также другие параметры. Основной интерес в рамках настоящей работы представляли две величины: это скорость судна относительно земли и ориентация носа судна. На рис. 2 приведен пример изменения этих двух параметров, а также углов перекладки ВРК и мощности на валах, в ходе разворота судна «Михаил Ульянов» в припайном льду толщиной 1,0 м методом «звезда» с пятью остановами. В частности, на графике поворота ВРК видны моменты разворота ВРК в противоположном направлении ($+90^\circ$ и -90°).

На рис. 2 красными точками показаны моменты времени 00:08:30 и 00:50:50, которые служат в качестве отсечек длительности разворота. Эти моменты времени, соответствующие началу и окончанию разворота, определялись по условию равных скоростей в начале и в конце разворота при условии противоположных значений ориентации носа судна.

В общей сложности был выполнен 81 навигационный эксперимент, из которых 41 приходится на судно «Кристоф де Маржери» и по 20 экспериментов — на суда типа «Михаил Ульянов» и «Норильский Никель».

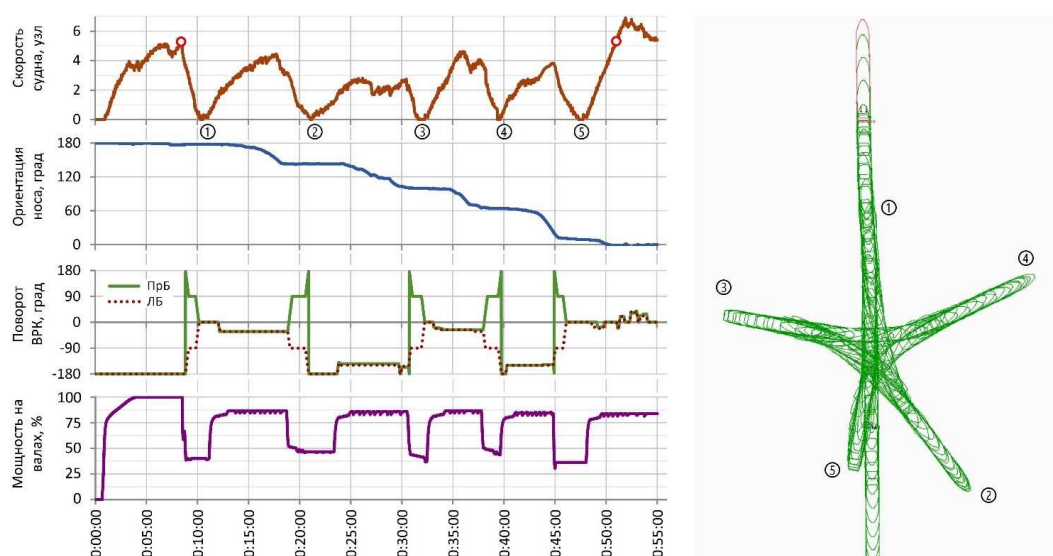


Рис. 2 Пример изменения параметров движения судна (слева) и его траектории (справа) в ходе разворота методом «звезда» в припайном льду в направлении «корма — нос».

На верхнем графике отмечены точки-отсечки длительности разворота.
Цифрами указаны моменты времени, соответствующие условным остановам

РЕГРЕССИОННАЯ ЗАВИСИМОСТЬ ДЛЯ ОЦЕНКИ ДЛИТЕЛЬНОСТИ РАЗВОРОТА

Анализ результатов навигационных экспериментов позволил получить приближенную регрессионную зависимость для оценки длительности разворота СДД во льдах. Последовательность получения этой зависимости описана ниже.

Было установлено, что длительность разворота лучше всего коррелирует с числом остановов судна, произошедших в ходе маневра. Даже в рамках одного сценария имеется прогоны, характеризуемые одним, тремя или пятью остановами (см. табл. 2), и в этом случае длительность разворота оказывается больше всего связанной именно с числом остановов. Также полученные данные свидетельствуют о том, что начальную скорость движения судна, которая изменялась в диапазоне 2 — 10 уз, можно исключить из перечня параметров, оказывающих значимое влияние на длительность разворота. Это обусловлено тем, что снижение скорости судна во льдах при выполнении первого останова происходит достаточно быстро и учет этого фактора выходит за рамки точности создаваемой регрессионной модели. Например, согласно данным рис. 2 первый останов судна (сброс скорости с 5 уз до нуля в промежутке от 00:08:30 до 00:10:00) занял порядка 1,5 мин, тогда как весь разворот происходил в течение приблизительно 42 мин.

Поскольку было выявлено, что число остановов имеет наибольшую корреляцию с длительностью разворота, при получении искомой регрессионной зависимости был принят подход, состоящий из двух этапов. На первом этапе в зависимости от параметров ледовых условий и характеристик судна определяется число остановов n , а на втором — на основе полученной оценки числа остановов вычисляется длительность операции разворота T .

В рамках первого этапа был выполнен анализ зависимости числа остановов n от основных параметров ледовых условий, таких как горизонтальный диаметр льдин, толщина льда, общая сплоченность. Соответствующие данные приведены на рис. 3. На этом рисунке припайному льду соответствуют льдины с условным диаметром $D_i = 3000$ м, поскольку при таком диаметре дрейфующий лед можно считать условно эквивалентным припайному [9]. На рис. 3 толщина льда h_i показана в относительных величинах, т.е. в долях от средней ледопроеходимости судна H . Влияние общей сплоченности льда C оценивалось только применительно к случаю разворота «нос — корма» газовоза «Кристоф де Маржери». Число разворотов при сплоченности $C = 100$ % было принято на основе данных по припайному льду. На рис. 3 также показаны значения параметров D_i , h_i и C , принятые при построении каждого из графиков.

Из рис. 3 видно, что зависимость $n(D_i)$ имеет вид степенной функции с показателем порядка 0,3. Зависимость $n(h_i/H)$ имеет характер, близкий к линейному, однако для судна типа «Норильский Никель» наблюдаются некоторые отклонения в области высоких толщин. Зависимость числа остановов от общей сплоченности $n(C)$ также имеет вид степенной зависимости с показателем степени около 2,0.

Анализ влияния направления разворота на число остановов приведен на рис. 4, на котором показано отношение числа остановов при развороте «корма — нос» к числу остановов при развороте «нос — корма» в зависимости от относительной толщины льда h_i/H . Как видно, имеется некая тенденция на увеличение числа остановов при развороте «корма — нос» при повышении значения h_i/H . Например, разворот «корма — нос» при $h_i/H = 1,0$ требует ориентировочно на 22 % большего числа остановов, чем разворот «нос — корма». На чистой воде, когда выполняется равенство $h_i/H = 0$, отношение числа остановов принимается равным единице. При этом поскольку число разворотов как в направлении «нос — корма», так и «корма — нос» на чистой воде равно нулю, то формально имеется неопределенность вида «0/0». Однако в практических целях принимаем, что соотношение числа остановов в этом случае равно единице.

С опорой на эти закономерности была построена регрессионная модель для определения числа остановов. Результирующая формула имеет вид

$$n = 6,2 \times h_i/H \times C^2 (D_i/1000)^{0,3} k_{fa}, \quad (1)$$

где k_{fa} — коэффициент направления разворота, равный:

$$k_{fa} = \begin{cases} 1,0, & \text{при развороте «нос — корма»} \\ 0,22 \cdot h_i/H + 1,0, & \text{при развороте «корма — нос»} \end{cases}$$

Значение коэффициента 6,2 было получено по методу наименьших квадратов. При $D_i > 3000$ м необходимо принимать $D_i = 3000$ м.

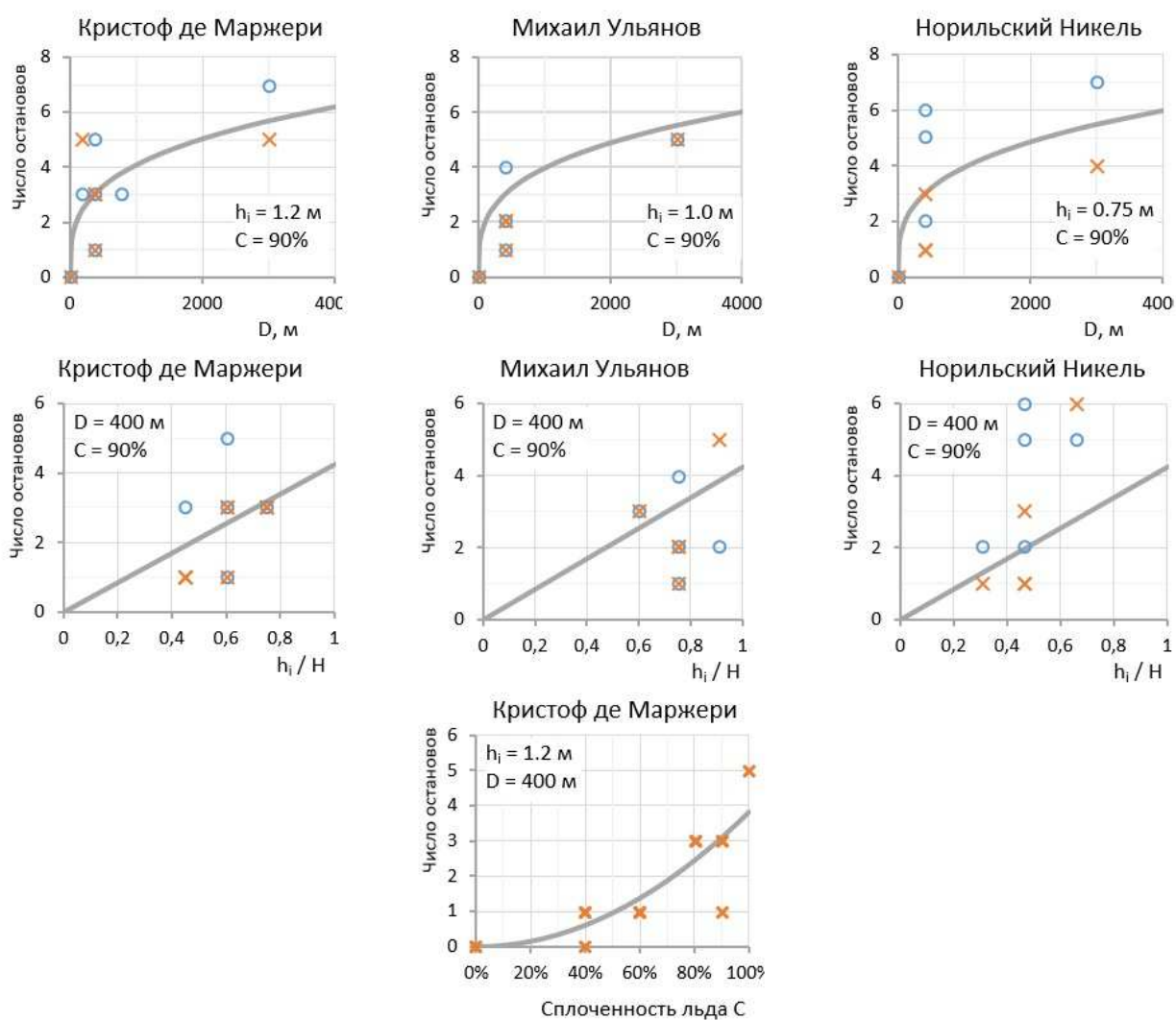


Рис. 3 Зависимость числа остановов от основных параметров ледовых условий, таких как: горизонтальный диаметр льдин (верхний ряд), относительная толщина льда (средний ряд), общая сплоченность (нижний ряд). Поворот «нос — корма» показан символом «×», а поворот «корма — нос» — символом «○»

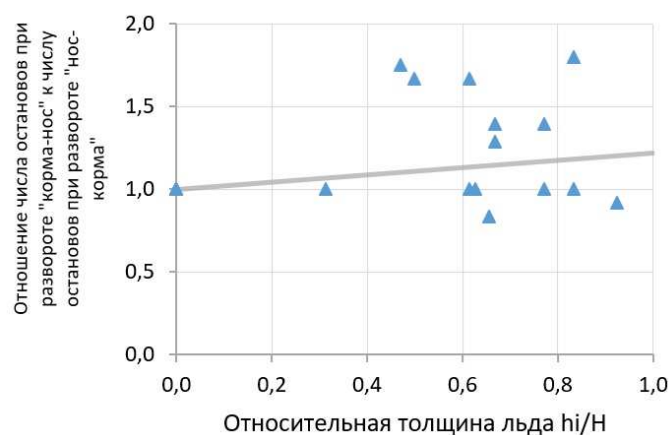


Рис. 4 Влияние направления разворота на число остановов в зависимости от относительной толщины льда

Поскольку значение n представляет собой предсказываемое регрессией среднее значение числа остановов, то его дробные значения округлять не следует. Например, из данных табл. 2 следует, что в рамках одного из сценариев были сделаны развороты, характеризуемые числом остановов 1, 3 и 3, т.е. среднее значение n в данном случае составляет 2,33 и является дробным. На чистой воде при $C=0$, получаем, что $n=0$, это соответствует развороту судна без останова в соответствии со схемой рис. 1а.

Показатели точности формулы (1) приведены на рис. 5. Среднее отклонение близко к нулю и составляет $-0,02$, распределение отклонений близко к нормальному, что говорит об адекватности структуры зависимости (1). Стандартное отклонение (СО) равно 1,46. Коэффициент детерминации R^2 составляет 0,69, а коэффициент корреляции (КОРР) равен 0,83, что также говорит об адекватности модели. Наибольшее отклонение в отрицательную сторону (МИН) составляет: $-4,67$, в максимальную (МАКС): $+3,11$.

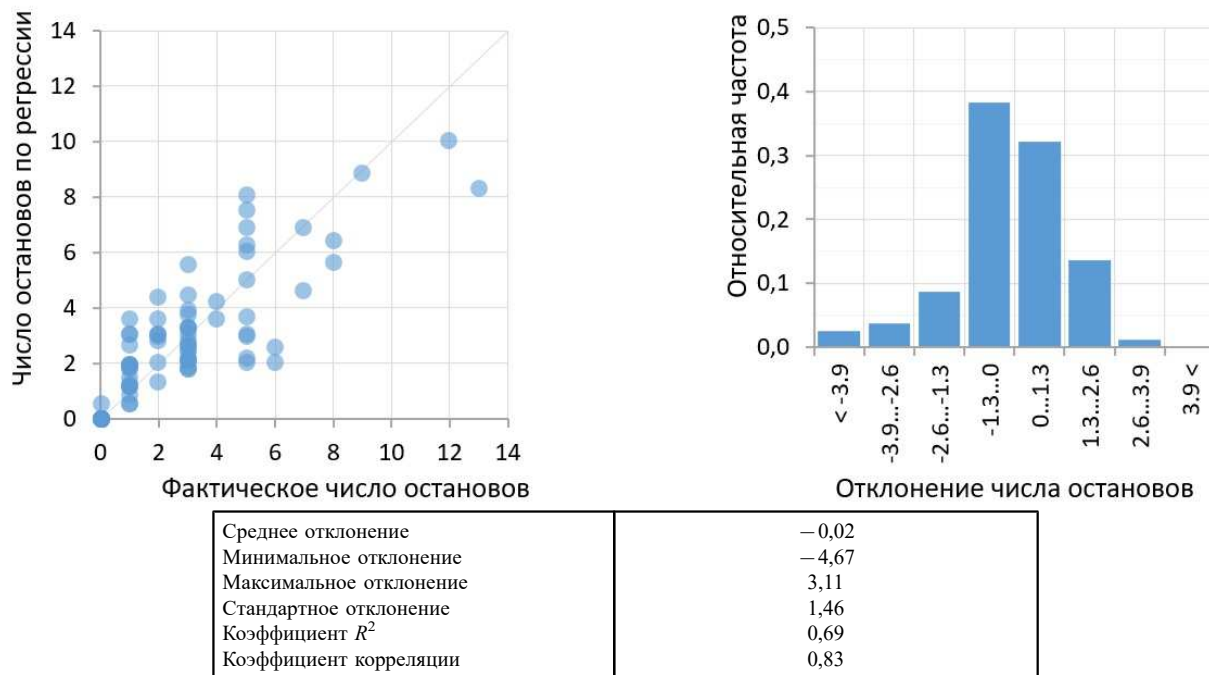


Рис. 5 Показатели точности модели для определения числа остановов

При получении зависимости, связывающей длительность разворота T с числом остановов n и характеристиками судна, был выполнен анализ влияния различных параметров судна из табл. 1 и их сочетаний на значение T . Зависимость $T(n)$ для трех рассмотренных судов приведена на рис. 6. Как видно, при равном числе n наименьшая длительность характерна для судов типа «Норильский Никель», а наибольшая — для газовозов «Кристоф де Маржери». Танкеры типа «Михаил Ульянов» достаточно близки по этому показателю к газовозам. Для объяснения этих тенденций в рамках регрессионной модели было проанализировано несколько традиционных соотношений проектных параметров рассмотренных судов:

- отношение длины к ширине (характеризует управляемость судна во льдах);
- отношение ширины судна к мощности на валах (характеризует энерговооруженность и ледопроходимость судна);
- отношение объемного водоизмещения в степени $1/3$ к тяге на швартовом режиме (характеризует инерционность судна).

Однако оказалось, что наилучшим образом приведенную на рис. 6 картину объясняет длина судна по ватерлинии L_{wl} , которая при прочих равных определяет радиус циркуляции во льдах.

Поэтому для определения длительности разворота использовалась зависимость вида $T=f(n, L_{wl})$, а результирующая формула, построенная по методу наименьших квадратов имеет вид

$$T = 0,028(n + 3,1)(L_{wl}/100 + 1,1), \text{ ч.} \quad (2)$$

В зависимости (2) длина судна по ватерлинии L_{wl} задается в метрах, а время T определяется в часах.

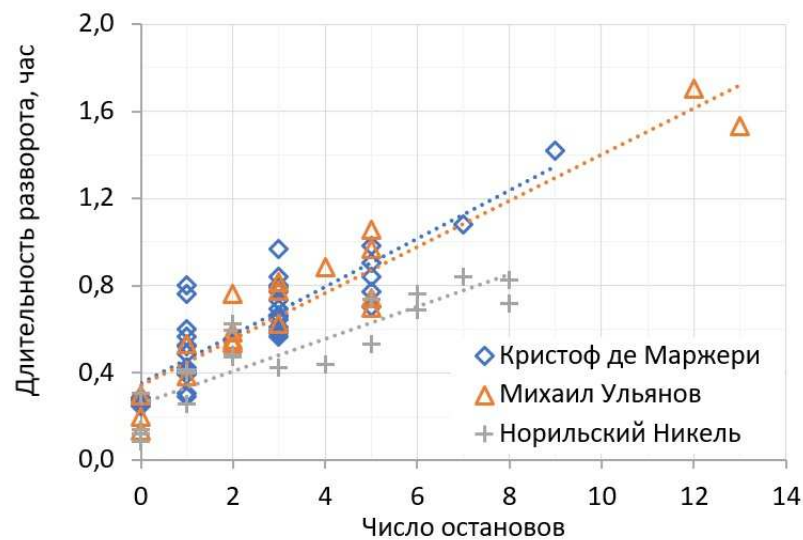
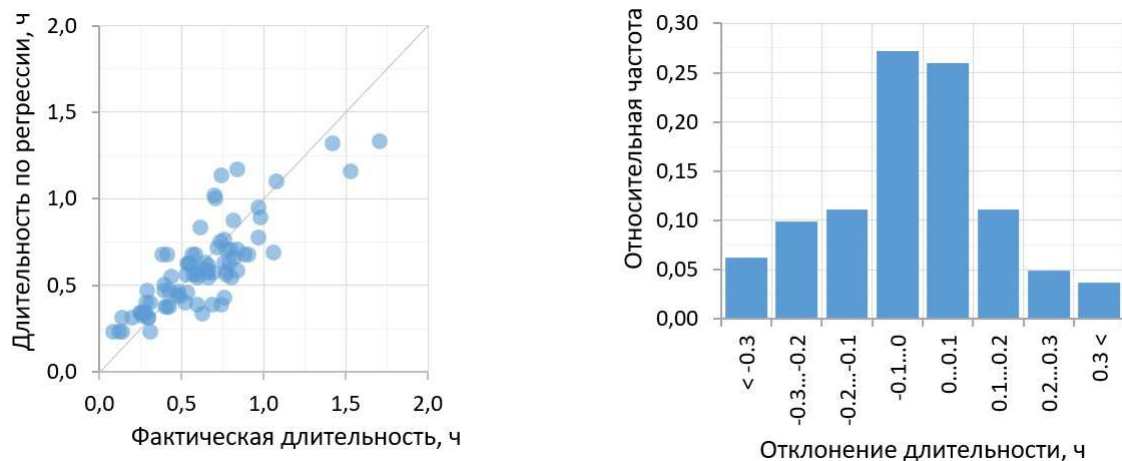


Рис. 6 Зависимость длительности разворота от числа остановов для трех рассмотренных судов

Отметим, что при определении регрессионных коэффициентов в зависимости (2) с использованием модельного времени разворота T , число остановов n принималось на основе данных навигационного тренажера, а не расчетных значений по формуле (1). Это позволило наиболее точно учесть особенности изменения длительности разворота в зависимости от числа остановов.

Рис. 7 характеризует точность регрессионной зависимости (2). При получении данных для рис. 7 число остановов определялось по формуле (1), т.е. выполнялось сопоставление всей расчетной модели (т.е. формулы (1) и (2) при совместном использовании) с данными навигационных экспериментов. По результатам этих сопоставлений видно, что среднее отклонение регрессионной модели от данных навигационных экспериментов близко к нулю и составляет — 0,020 ч, распределение отклонений близко к нормальному, стандартное отклонение составляет 0,169 ч. Коэффициент детерминации R^2 равен 0,670, а коэффициент корреляции — 0,822. Все это свидетельствует о приемлемой точности регрессионной модели.



Среднее отклонение	–0,020
Минимальное отклонение	–0,374
Максимальное отклонение	0,396
Стандартное отклонение	0,169
Коэффициент R^2	0,670
Коэффициент корреляции	0,822

Рис. 7 Показатели точности модели для определения длительности разворота

Помимо длительности разворота T некоторый интерес также представляет дистанция между начальной и конечной точками разворотной траектории, обозначаемая далее как D . Для определенности далее используется значение этого параметра, нормированное по длине судна по ватерлинии, т.е. отношение D/L_{wl} . Это отношение характеризует размер региона, в котором осуществлялся разворот, однако оно не связано однозначно с продвижением судна по исходному курсу (см. рис. 1), поэтому не может напрямую использоваться для расчетов затрат времени на разворот. Тем не менее, значение D/L_{wl} имеет ценность с точки зрения дальнейшего сопоставления с натурными данными.

При анализе значений D/L_{wl} , полученных в ходе навигационных экспериментов, не было выявлено их устойчивой зависимости ни от характеристик льда, ни от параметров судна, ни от числа остановов. Определенная корреляция была замечена только с тактическим приемом разворота, однако поскольку этот фактор является во многом случайным, он не может использоваться для предсказания дистанции разворота. Относительная частота модельных значений D/L_{wl} показана на рис. 8. Видно, что среднее значение составляет около 7,0, тогда как максимальное доходит до 18,6, а минимальное составляет всего 0,13.

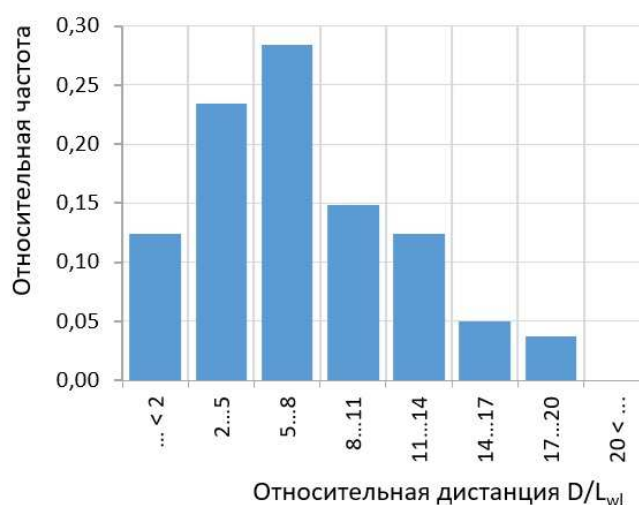


Рис. 8 Относительная частота дистанций между начальной и конечной точками разворота D/L_{wl}

ВАЛИДАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НАТУРНЫХ ДАННЫХ

Описанные выше навигационные эксперименты выполнялись в условиях идеализированного льда, кроме того, их результаты неизбежно содержат в себе погрешности, которые характерны для навигационного моделирования движения судна во льдах [10]. Поэтому достаточно важно установить насколько полученные оценки длительности разворота судна соответствуют реальным АИС-трекам арктических судов.

Для выполнения такого анализа были использованы данные компании Marinetraffic по движению транспортных судов типа «Кристоф де Маржери» (15 однотипных судов), «Штурман Альбанов» (6 судов) и «Норильский Никель» (5 судов) в период с 18.02.2021 по 18.02.2022. Однако данные архивных АИС-треков имеют особенности, которые сильно затрудняют выполнение такой верификации. Заметим, что это во многом относится не только к имеющимся данным компании Marinetraffic, но и к данным других поставщиков.

Во-первых, временное разрешение имеющихся АИС-треков в подавляющем большинстве случаев оказалось недостаточным для анализа процесса разворота судна во льдах. Средний временной интервал составляет порядка 20 мин, но иногда может доходить до 50 и более минут. Только изредка попадаются кусочки треков, на которых временной интервал составляет 3 — 7 мин, что приемлемо при анализе разворота судна.

Во-вторых, в записях параметра heading, входящего в состав сигнала АИС и позволяющего определить положение корпуса судна относительно направления его движения, периодически встречаются явные ошибки. Например, по изменению координат видно, что судно движется почти прямолинейно, без отходов назад и остановок, в то время как параметр heading указывает на регулярную смену режима движения, т.е. отход назад и работу набегами.

В-третьих, имеется достаточно много случаев преднамеренного движения судна задним ходом, которые, однако, не являются разворотом или являются неполным разворотом. Например, возможен отход судна назад в собственном канале с последующим обходом препятствия или дальнейшей работой набегам. Также имеется много случаев неполных разворотов, когда происходит смена курса, например, на 90° . Помимо этого, наблюдаются случаи, когда судно работает галсами, изменяя направление движения и двигаясь попеременно то носом, то кормой вперед, но не производя при этом полный разворот. В частности, такой тактический прием используется при преодолении участков со сжатиями. Все эти случаи хоть и относятся к движению судна задним ходом, однако не являются разворотом.

Тем не менее, после детального анализа имеющихся данных в них были найдены несколько случаев явного и целенаправленного разворота судна с последующей сменой режима движения. Траектории соответствующих фрагментов треков представлены на рис. 9, приведем их краткое описание.

1. Газовоз «Владимир Визе» (однотипный судну «Кристоф де Маржери») вышел из морского порта Сабетта 15 декабря 2021 г и направился на восток. 17 декабря в 9:52 в северо-восточной части Карского моря судно столкнулось с тяжелым льдом и попробовало его преодолеть, двигаясь носом вперед и работая набегам (по данным АИС фиксируются отходы судна назад в своем канале). Пройдя таким образом некоторое расстояние, ориентировочно в 11:53 судно начало совершать разворот, который завершило в 13:27. Затем, после 4 ч движения кормой вперед, оно вновь развернулось и продолжило движение традиционным способом.

2. Газовоз «Борис Давыдов» (однотипный судну «Кристоф де Маржери») вышел из морского порта Сабетта 3 июля 2021 года и направился на восток. 6 июля в 15:46 судно столкнулось с тяжелым льдом и совершило попытку его преодоления в режиме «носом вперед», активно работая набегам. Однако существенно продвинуться не удалось, и в 18:34 судно начало разворот, который закончился в 21:05. После этого в течение приблизительно 9 часов судно преодолевало тяжелый лед в режиме движения кормой вперед, затем развернулось и двигалось носом.

3. Контейнеровоз «Норильский Никель» следовал в морской порт Дудинка. 17 декабря 2021 года около 15:00 судно приблизилось к ледовому каналу Енисейского залива и перед входом в канал развернулось кормой вперед в интервале между 16:03 и 16:20. Далее судно проследовало кормой вперед до конечной точки.

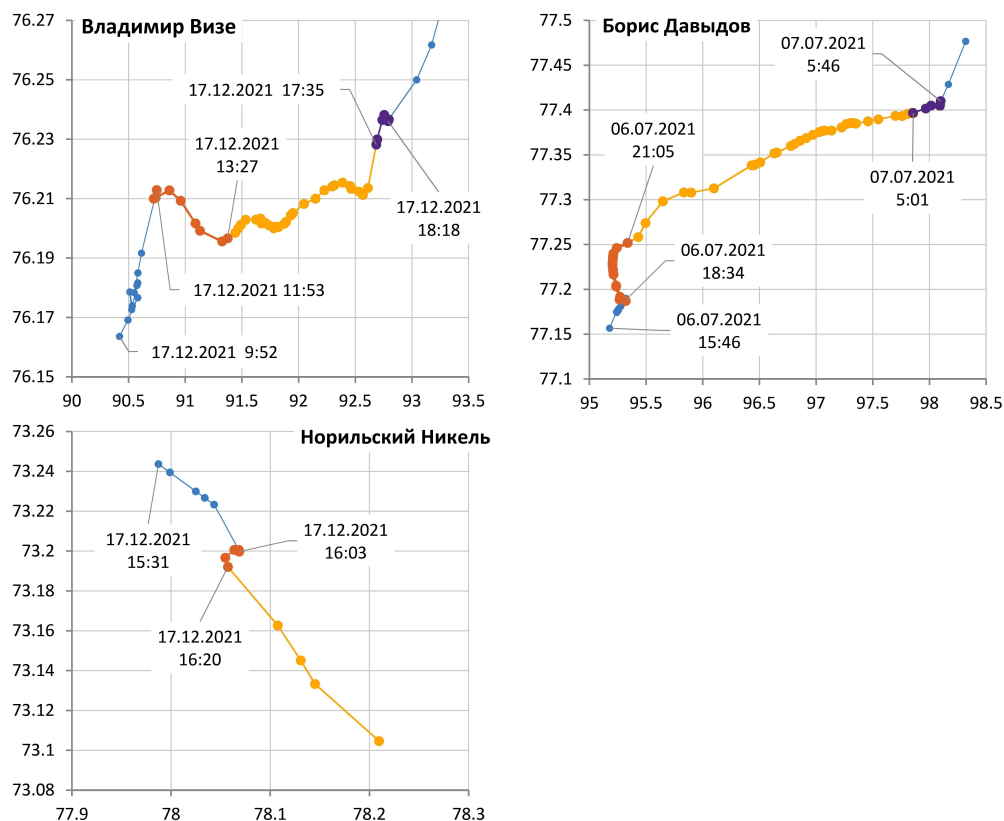


Рис. 9 Треки судов в моменты разворота и смены направления движения: синий цвет — движение носом вперед; желтый цвет — движение кормой; оранжевый — разворот «нос — корма»; фиолетовый — разворот «корма — нос». По оси абсцисс указаны градусы в.д., по оси ординат — градусы с.ш.

Необходимые данные о ледовых условиях для трех рассмотренных случаев были получены на основе региональных ледовых карт Карского моря, представленных на портале ААНИИ [11]. Однако эти данные не содержат информацию о локальных особенностях льда в точках разворотов, таких как торосистость, заснеженность, фактическая толщина льда (имеется только возрастная градация льда), наличие разрывов сплошности ледяного покрова и другие. Поэтому выполненные оценки эквивалентной толщины льда h_i в местах разворотов являются приблизительными. Тем не менее эти оценки принципиально соответствуют точности тех данных, которые используются при моделировании работы арктических транспортных систем и решении задач оптимальной ледовой маршрутизации. Поэтому анализ точности расчетной модели производится в условиях, приближенных к случаю ее предполагаемого использования. Сопоставление расчетных и натурных данных выполнено в табл. 3.

Таблица 3

Сопоставление расчетных и фактических данных о разворотах судов во льдах

		Владимир Визе		Борис Давыдов		Норильский Никель
Номер разворота		1	2	3	4	5
Направление разворота		Нос — корма	Корма — нос	Нос — корма	Корма — нос	Нос — корма
Начало разворота	Дата и время	17.12.2021 11:53	17.12.2021 17:46	06.07.2021 18:34	07.07.2021 5:01	17.12.2021 16:03
	Долгота, град в.д.	90.74797	92.68424	95.32008	97.85289	78.06820
	Широта, град с.ш.	76.21288	76.22820	77.18716	77.39687	73.20065
Конец разворота	Дата и время	17.12.2021 13:27	17.12.2021 18:18	06.07.2021 21:05	07.07.2021 5:46	17.12.2021 16:20
	Долгота, град в.д.	91.37334	92.79500	95.33627	98.09834	78.05727
	Широта, град с.ш.	76.19666	76.23666	77.25193	77.41000	73.19213
Дистанция разворота D , м		16684	3079	7215	6130	1011
Относительная дистанция D/L_{wl}		59,0	10,9	25,5	21,7	6,3
Длительность разворота T , час		1,57	0,54	2,52	0,76	0,28
Эквивалентная толщина льда h_i , м		0,6	0,6	1,4	1,4	0,45
Сплошность льда C		95 %	95 %	95 %	95 %	95 %
Средний диаметр льдин D_i , м		300	300	300	300	300
Расчетные оценки длительности разворота						
Расчетное число остановов n		1,30	1,39	3,03	3,50	1,10
Расчетная длительность T , час		0,48	0,49	0,67	0,73	0,32

Разворот 1 в направлении «нос — корма» согласно натурным данным занял 1,57 ч. Однако в течение этого времени судно достаточно долго двигалось кормой вперед по курсу, который приблизительно перпендикулярен курсу на момент начала разворота (см. рис. 9). Вероятно, таким образом производился обход тяжелого ледового образования. Средняя скорость движения в это время составляла 6 — 8 уз. В результате, для разворота 1 характерно отношение $D/L_{wl}=59,0$, что существенно выше полученных модельных оценок. Именно этой причиной объясняется существенное отличие фактической длительности разворота от расчетной, которая составляет 0,48 ч. Если попытаться разделить процесс движения кормой вперед и процесс выполнения разворота, то на процесс движения кормой вперед приходится около 50 мин (0,83 ч). Откорректированная таким образом фактическая длительность разворота составит $(1,57 - 0,83) = 0,74$ ч, что существенно ближе к расчетным оценкам.

Разворот 2, происходивший в обратном направлении («корма — нос»), занял 0,54 ч. Согласно расчетной модели выполнение этой операции занимает 0,49 ч, что достаточно близко к фактическим данным. Относительная дистанция D/L_{wl} между начальной и конечной точками траектории составила 10,9, что также хорошо соответствует данным навигационных экспериментов.

Разворот 3 в направлении «нос — корма» занял 2,52 ч. Как и в случае разворота 1, до момента окончания разворота судно прошло значительное расстояние, преодолевая тяжелый лед. В течение этого времени судно двигалось со средней скоростью порядка 1,0 — 1,5 уз. Отношение D/L_{wl} составило 25,5, что меньше, чем в случае 1, из-за низкой скорости движения, однако существенно больше, чем среднее значение порядка 7,0, характерное для модельных оценок. Расчетная длительность разворота в случае 3 составляет 0,67 ч, что почти в четыре раза меньше фактической длительности. Причина этого также заключается в продолжительном движении кормой вперед до момента полного разворота. Если, как и в случае 1, выделить процесс движения условно перпендикулярным курсом, то длительность такого движения составит 68 мин, а откорректированная фактическая длительность разворота будет равна 1,38 ч. Однако в случае 3 движение условно перпендикулярным курсом является менее выраженным, чем в развороте 1.

Разворот 4 в направлении «корма — нос» занял 0,76 ч, а относительная дистанция D/L_{wl} составила 21,7. Согласно расчетной модели длительность разворота в данном случае равна 0,73 ч, что очень хорошо соответствует фактическим данным. Обращая внимание на хорошее соответствие натурных и расчетных данных в случае разворота в направлении «корма — нос» можно отметить, что разворот в этом направлении является более целенаправленным. Разворот же «нос — корма», напротив, выполняется ситуативно, когда судно вынужденно выходить из тяжелого льда, выбирая при этом траекторию не с целью сокращения длительности разворота, а исходя из необходимости обхода тяжелых ледовых образований.

Разворот 5, выполняемый судном «Норильский Никель» в направлении «нос — корма», занял 0,28 ч, а фактическое значение D/L_{wl} равно 6,3. Эти данные, а также траектория судна, представленная на рис. 9, позволяют говорить о более «целенаправленном» характере этого разворота, что отличает его от разворотов «нос — корма» судна «Кристоф де Маржери». Поэтому фактическая длительность разворота неплохо соответствует регрессионной модели, дающей 0,32 ч.

Помимо приведенных АИС-треков, можно также выполнить дополнительное сопоставление созданной регрессионной модели с имеющимися данными о разворотах ледоколов. В работе [6] указано, что разворот атомного ледокола «Вайгач» ($H=1,8$ м, $L_{wl}=140$ м) на 180° методом «звезда» в припайных льдах, имеющих эквивалентную толщину около 1,5 м, занял 0,5 ч и потребовал 5 остановов. Важно отметить, что указанный разворот был целенаправленным. По данным расчетной модели среднее число остановов n равно 7,2, а время операции составляет 0,72 ч, т.е. имеется принципиальное количественное соответствие расчетных и фактических данных. Согласно данным [5] разворот ледокола типа «Капитан Чечкин» ($H=0,65$ м, $L_{wl}=72$ м) во льдах толщиной 0,6 — 0,65 м составляет 0,12 — 0,34 ч в зависимости от применяемых тактических приемов, а число остановов при этом составляет от 2 до 5. Расчетная модель для данного случая прогнозирует число остановов $n=7,2$ и длительность $T=0,53$ ч.

Опираясь на приведенные данные, можно сказать, что за счет более высоких ледовых качеств разворот ледоколов происходит быстрее, чем разворот транспортных судов с ВРК. В качестве первого приближения можно считать, что для выполнения разворота ледоколу требуется на 30 — 40 % меньше времени, чем транспортному судну.

Обобщая результаты приведенных сопоставлений можно заключить, что полученные регрессионные соотношения обеспечивают удовлетворительную точность оценки длительности разворота, характерное значение этой длительности находится в диапазоне от 0,3 до 1,0 ч.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках настоящей работы была выполнена попытка практической оценки длительности разворота судов двойного действия во льдах на основе серии экспериментов в навигационном тренажере. С использованием этих данных была построена соответствующая регрессионная модель.

Несмотря на то, что сама технология навигационного моделирования является общепризнанной, маневр разворота судна во льдах является достаточно сложным, поэтому полученные результаты могут включать погрешности навигационной модели, а также отражать отличия реальной практики разворота во льдах от примененной в экспериментах. По этим причинам дальнейшие исследования вопросов разворота судов во льдах представляется целесообразным выполнять с опорой на натурные данные. В то же время, в рамках настоящего исследования были отмечены недостатки имеющихся данных АИС-треков судов (недостаточное временное разрешение, сложность определения тактических приемов разворота и т.п.), которые приводят к необходимости выполнения исследований с использованием специальных средств и, возможно, наблюдений с борта судна.

Несмотря на погрешности подходов, примененных в рамках настоящего исследования, сопоставление результатов регрессионной модели с имеющимися натурными данными продемонстрировало приемлемую точность оценок длительности разворота. Это говорит о том, что полученные регрессионные соотношения могут использоваться при практическом моделировании движения судов в составе арктических транспортных систем, а также в задачах оптимальной ледовой маршрутизации, в которых учитываются разные режимы движения судна и соответствующие им процессы разворота.

Исследование выполнено при поддержке гранта Российского научного фонда «Разработка технологии тактического и оперативного планирования и управления работой ледоколов и судов ледового плавания в условиях круглогодичной навигации по трассам Северного морского пути» (проект № 17-79-20162-П).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Платонов В.В., Тряскин В.Н. Архитектурно-конструктивные особенности арктических судов двойного действия // Арктика: экология и экономика. 2019. № 3 (35). с. 84 — 96. <https://doi.org/10.25283/2223-4594-2019-3-84-96>.
2. Топаж А.Г., Таровик О.В., Бахареv А.А. Автоматическая маршрутизация судов во льдах: постановка задачи и инструменты решения // Арктика: экология и экономика. 2022. Т. 12, № 1, с. 123 — 139. <https://doi.org/10.25283/2223-4594-2022-1-123-139>.
3. Сазонов К.Е. Ледовая управляемость судов. СПб.: Изд-во ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2006. 251 с.
4. Каштелян В.И., Рывлин А.Я., Фаддев О.В., Ягодкин В.Я. Ледоколы. Л.: Судостроение. 1972. 287 с.
5. Тронин В., Сандаков Ю., Расторгуев В. Результаты испытаний ледоколов // Речной флот. 1980. № 3. с. 14 — 16.
6. Добродеев А.А. Натурные исследования разворота ледокола «Вайгач» методом «звезда» // Труды ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. 2011. № 63(347). 2011, с. 69 — 72.
7. Сайт ФГУП «Крыловский государственный научный центр». <https://krylov-centre.ru/experimental/base-simulation/> Дата обращения: 11.04.2022.
8. Глебко Ю.В., Цой Л.Г., Штрек А.А. Крупнотоннажные суда в Арктике: реальность и перспективы // Морской флот. 2017. № 3 (1531).
9. Рывлин А.Я., Хейсин Д.Е. Испытания судов во льдах. Л.: Судостроение, 1980. 208 с.
10. Kazantsev M., Karulin E., Karulina M., Proniashkin A. Development of ice management tactics and navigational simulation of ice management operations on a state-of-the-art training complex. Proceedings of OMAE 2017. Paper No. 2017-62021. 9 p.
11. Сайт ФГБУ «Арктический и антарктический научно-исследовательский институт». http://old.aari.ru/odata/_d0004.php?m=Kar&lang=0&mod=0&yy=2021. Дата обращения: 11.04.2022.

REFERENCES

1. Platonov, V.V., Tryaskin, V.N. *Arkhitekturno-konstruktivnye osobennosti arkticheskikh sudov dvoynogo deystviya* [Architectural and structural features of Arctic double-acting vessels]. *Arktika: ekologiya i ekonomika* [Arctic: ecology and economy], 2019, No. 3(35), pp. 84 — 96. <https://doi.org/10.25283/2223-4594-2019-3-84-96>.
2. Topay, A.G., Tarovik, O.V., Bakharev, A.A. *Avtomaticheskaya marshrutizatsiya sudov vo ldah: postanovka zadachi i instrumenty resheniya* [Automatic routing of vessels in ice: problem statement and solution tools]. *Arktika: ekologiya i ekonomika*. [Arctic: Ecology and Economy], 2022, vol. 12, No. 1, pp. 123 — 139. DOI: 10.25283/2223-4594-2022-1-123-139.
3. Sazonov K.E. *Ledovaya upravlyaemost sudov* [Ship maneuverability in ice]. St. Petersburg. Krylov State Research Centre. 2006. 251 p.
4. Kashtelyan V.I., Ryvlin A.Ya., Faddev O.V., Yagodkin V.YA. *Ledokoly* [Icebreakers]. Leningrad. Sudostroenie [Shipbuilding]. 1972. 287 p.
5. Tronin V., Sandakov YU., Rastorguev V. *Rezultaty ispytaniy ledokolov* [Results of icebreakers trials]. *Rechnoy flot* [River fleet]. 1980. Vol 3. pp. 14 — 16.
6. Dobrodeev A.A. *Naturnye issledovaniya razvorota ledokola "Vaygach" metodom "zvezda"* [Full-scale trials of the Vaygach icebreaker turnaround using the star maneuver]. *Trudy CNII im. akad. A.N. Krylova* [Proceedings of Krylov State Research Centre]. 2011. Vol 63(347). 2011. Pp. 69 — 72.
7. Website of the Krylov State Research Centre. <https://krylov-centre.ru/experimental/base-simulation/> Accessed on:11.04.2022.
8. Glebko Yu.V., Choi L.G., Shtrek A.A. *Krupnotonnazhnye suda v Arktike: realnost i perspektivy* [Large-capacity vessels in the Arctic: reality and prospects]. *Morskoy flot* [Sea fleet]. 2017. Vol 3 (1531).
9. Ryvlin A.Ya., Kheysin D.E. *Ispytaniya sudov vo ldakh* [Ship ice trials]. Leningrad: Sudostroyeniye [Shipbuilding], 1980, 208 p.
10. Kazantsev M., Karulin E., Karulina M., Proniashkin A. Development of ice management tactics and navigational simulation of ice management operations on a state-of-the-art training complex. Proceedings of OMAE 2017. Paper No 2017-62021. 9 p.
11. Website of the Arctic and Antarctic Research Institute. http://old.aari.ru/odata/_d0004.php?m=Kar&lang=0&mod=0&yy=2021. Accessed on: 11.04.2022.



МОРЕХОДНЫЕ КАЧЕСТВА СУДОВ

УДК 629.12.073

УСКОРЕНИЯ ОТ КАЧКИ И ИХ УЧЕТ ПРИ ОЦЕНКЕ МОРЕХОДНОСТИ СУДНА

С.Г. Живица, канд. техн. наук, ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, e-mail: 9_otd@ksrc.ru

В статье представлена обобщенная схема вычисления ускорений в произвольной точке судна в инерциальной и связанной с судном системах координат при известных параметрах его качки. Предложена практическая формула расчета ускорения в точке судна с учетом влияния гравитации при моделировании качки судна на нерегулярном волнении в частотной области. Произведен сравнительный анализ амплитуд и форм колебаний вертикальных и поперечно-горизонтальных ускорений в произвольной точке судна при их расчете по точным и приближенным формулам. В статье описаны основные современные критерии мореходности, использующие в качестве основы ускорения в характерных точках корпуса судна, и позволяющие количественно оценивать воздействие качки на плавсостав.

Ключевые слова: качка судна на волнении, ускорения в точке судна, критерии мореходности, индекс укачиваемости, индекс прерывания работы, критерии динамической остойчивости второго поколения

ACCELERATIONS DUE TO SHIP MOTION IN WAVES AND THEIR CONSIDERATION IN SHIP SEAKEEPING ASSESSMENT

S.G. Zhivitsa, PhD, Krylov State Research Centre, St. Petersburg, e-mail: 9_otd@ksrc.ru

The article presents a generalized scheme for calculating accelerations at an arbitrary point of the ship in the inertial and fixed to the moving ship frames of reference with known parameters of its motions. A practical formula for calculating the acceleration at any ship's point has been proposed, taking into account the influence of gravity when modeling the motion of a ship in irregular waves in the frequency domain. A comparative analysis of the amplitudes and modes of oscillations of vertical and transversal accelerations at an arbitrary point of the ship have been made where they were calculated using exact and approximate formulae. The article describes the main present seakeeping criteria using acceleration at characteristic points of the ship's hull as a basis, which allow for quantifying the impact of ship motions on the crew and passengers.

Keywords: ship motions in waves, accelerations at the point of the ship, seakeeping criteria, motion sickness index, work interruption index, second generation dynamic stability criteria

Проектирование современного судна практически без исключений требует от конструктора решение задач определения параметров качки и ускорений в характерных точках движущегося на волнении судна. Задача о качке судна (под судном подразумевается любой плавающий объект) многократно рассмотрена и может быть решена с той или иной степенью приближения. Что касается определения ускорений в характерных точках судна, следует констатировать, что в отечественных изданиях эта задача рассмотрена неполно, и отсутствуют некоторые важные сведения, необходимые для оценки уровня мореходности судна.

Основной вклад в методологию определений ускорений в произвольной точке судна, качающегося на нерегулярном волнении, внес А.И. Вознесенский [1], [2]. К сожалению, выведенные им формулы дают возможность рассчитать только кинематические ускорения фиксированной точки судна и только приближенно — с точностью до малых первого или второго порядка без учета влияния ускорения силы тяжести. Влияние гравитационной составляющей было рассмотрено в работах [3 — 5], но применительно лишь к частному случаю — изолированной бортовой качки судна.

Очевидно, что знание ускорений при проектировании судна необходимо не само по себе, а в связи с определением как развивающихся при качке нагрузок на судовое оборудование, крепления перевозимого груза, так и в связи с оценкой физического и физиологического воздействия качки на пассажиров и персонал судна. В отличие от расчета сил, действующей на объект, движущийся с ускорением, задача количественной оценки физического и физиологического воздействия качки на человека не является тривиальной. Значительный вклад в решение этой проблемы внесли J.F. O'Halon и M.E. McCauley [6], R. Graham [7], T. Karppinen [8], J.H. Pattison, D. J. и Sheridan [9] и ряд других зарубежных исследователей, в результате чего за последние два десятилетия сформировался набор хорошо апробированных критериев мореходности, позволяющих оценивать влияние качки на плавсостав в цифровом выражении. Среди основных из них: критерии мореходности NORDFORSK-1987 и STANAG 4154, индекс укачиваемости MSI, индекс эффективности работы экипажа МП. К сожалению, в отечественной практике проектирования морских судов оценка их мореходных качеств с помощью этих критериев не получила должного распространения. Возможно, это связано с наличием крайне скудной информации в отечественных специализированных изданиях об этих исследованиях.

Таким образом, целью настоящей работы является с одной стороны, обобщение практической схемы вычисления ускорений в произвольной точке судна при известных параметрах его качки с шестью степенями свободы, а с другой, для восполнения пробела в отечественной литературе — описание современных критериев мореходности, использующих в качестве основы ускорения в характерных точках корпуса судна.

Рассмотрим судно, движущееся неизменным курсом с постоянной скоростью на волнении. Для определения ускорений произвольной точки судна будем использовать две системы координат (СК): инерциальную систему координат $O\xi\eta\zeta$, перемещающуюся вместе с судном, которое в свою очередь движется прямолинейно с постоянной скоростью, и связанную с судном систему координат $GXYZ$, центр которой расположен в его центре тяжести. В начальный момент времени (на тихой воде в отсутствии движения судна) системы координат $O\xi\eta\zeta$ и $GXYZ$ совпадают. Положительными считаются перемещения, совпадающие с положительными направлениями осей системы координат $O\xi\eta\zeta$. Принятые системы координат приведены на рис. 1. На этом же рисунке красным цветом выделена точка M с координатами (x, y, z) в связанной системе координат, соответствующая грузу единичной массы, на который вследствие движения судна на волнении действует ускорение a , определяемое составляющими a_x, a_y, a_z , а также ускорение свободного падения g .

Формулы перехода от связанной системы координат $GXYZ$ к инерциальной системе координат $O\xi\eta\zeta$ и обратно имеют вид [10]

$$\begin{aligned}\xi &= \xi_G + a_1x + b_1y + c_1z; \\ \eta &= \eta_G + a_2x + b_2y + c_2z; \\ \zeta &= \zeta_G + a_3x + b_3y + c_3z;\end{aligned}\tag{1}$$

$$\begin{aligned}x &= a_1(\xi - \xi_G) + a_2(\eta - \eta_G) + a_3(\zeta - \zeta_G); \\ y &= b_1(\xi - \xi_G) + b_2(\eta - \eta_G) + b_3(\zeta - \zeta_G); \\ z &= c_1(\xi - \xi_G) + c_2(\eta - \eta_G) + c_3(\zeta - \zeta_G);\end{aligned}\tag{2}$$

где ξ_G, η, ζ_G — соответственно продольное, поперечное и вертикальное перемещение центра тяжести судна в инерциальной системе координат, обусловленное орбитальным движением волн;

a_i, b_i, c_i — косинусы углов между осями выбранных систем координат, описываемые выражениями

$$\left. \begin{aligned}
 a_1 &= \cos \varphi \cdot \cos \psi; \\
 a_2 &= \sin \varphi \cdot \cos \psi; \\
 a_3 &= -\sin \psi; \\
 b_1 &= \sin \theta \cdot \cos \varphi \cdot \sin \psi - \cos \theta \cdot \sin \varphi; \\
 b_2 &= \cos \theta \cdot \cos \varphi + \sin \theta \cdot \sin \varphi \cdot \sin \psi; \\
 b_3 &= \sin \theta \cdot \cos \psi; \\
 c_1 &= \cos \theta \cdot \cos \varphi \cdot \sin \psi + \sin \theta \cdot \sin \varphi; \\
 c_2 &= \cos \theta \cdot \sin \varphi \cdot \sin \psi - \sin \theta \cdot \cos \varphi; \\
 c_3 &= \cos \theta \cdot \cos \psi.
 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

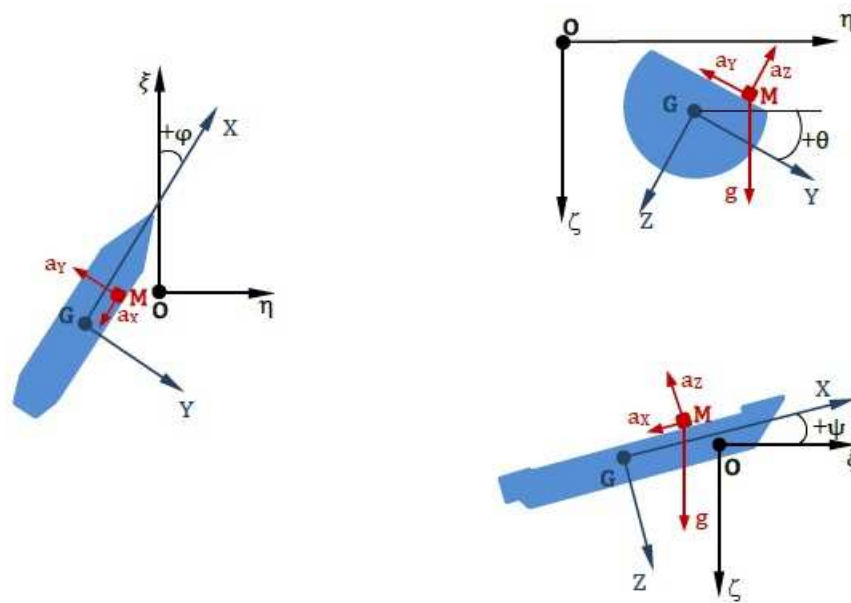


Рис. 1 Системы координат, используемые при изучении ускорений точки судна

Качающееся на волнении судно, представляющее собой общий случай движения твердого тела в пространстве, подробно рассмотрен А.И. Вознесенским [1]. Для точки M с координатами (x, y, z) и полюса, совпадающего с центром тяжести судна G , вектор ускорения точки M относительно начала инерциальной системы отсчета $O\xi\eta\zeta$, обозначаемый как $\vec{a}$, определяется суммой ускорения полюса G , вращательного и осесремительного ускорений относительно полюса

$$\vec{a} = \vec{a}_G + \vec{\varepsilon} \times \vec{r} + \vec{\omega}(\vec{\omega} \times \vec{r}), \quad (4)$$

где $\vec{a}_G$ — вектор ускорения полюса G ;
 $\vec{\varepsilon}$ — вектор углового ускорения;
 $\vec{r}$ — радиус-вектор, определяющий положение точки M относительно полюса G ;
 $\vec{\omega}$ — вектор мгновенной угловой скорости вращения судна.

Для дальнейшего анализа формулу (4) удобно представить в следующем виде

$$\vec{a} = \vec{a}_G + \vec{\varepsilon} \times \vec{r} + \vec{\omega}(\vec{\omega} \times \vec{r}) - \omega^2 \vec{r}. \quad (5)$$

Проецируя выражение (5) на оси системы координат GXYZ, определяем составляющие ускорения точки M в системе координат, связанной с судном

$$\left. \begin{aligned} a_x &= a_{Gx} + \varepsilon_y z - \varepsilon_z y + \omega_x(\omega_x x + \omega_y y + \omega_z z) - \omega^2 x; \\ a_y &= a_{Gy} + \varepsilon_z x - \varepsilon_x z + \omega_y(\omega_x x + \omega_y y + \omega_z z) - \omega^2 y; \\ a_z &= a_{Gz} + \varepsilon_x y - \varepsilon_y x + \omega_z(\omega_x x + \omega_y y + \omega_z z) - \omega^2 z; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где $\omega^2 = \omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2$.

Проекции угловой скорости ω на подвижные оси x , y и z имеют вид [10]

$$\left. \begin{aligned} \omega_x &= \dot{\theta} - \dot{\phi} \sin \psi; \\ \omega_y &= \dot{\phi} \sin \theta \cos \psi + \dot{\psi} \cos \theta; \\ \omega_z &= \dot{\phi} \cos \theta \cos \psi - \dot{\psi} \sin \theta. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

По аналогии, проекции угловой скорости ω на оси ξ , η и ζ представляются следующим образом

$$\left. \begin{aligned} \omega_\xi &= \dot{\theta} \cos \psi \cos \varphi - \dot{\psi} \sin \theta; \\ \omega_\eta &= \dot{\theta} \cos \psi \sin \varphi + \dot{\psi} \cos \theta; \\ \omega_\zeta &= \dot{\phi} - \dot{\theta} \sin \psi. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

При проецировании вектора $\vec{a}$ на оси системы координат $O\xi\eta\zeta$, по аналогии с выражением (6), определяются составляющие ускорения точки M в системе координат, движущейся горизонтально вместе с судном

$$\left. \begin{aligned} a_\xi &\equiv \ddot{\xi} = \ddot{\xi}_G + \varepsilon_\eta \zeta - \varepsilon_\zeta \eta + \omega_\xi(\omega_\xi \xi + \omega_\eta \eta + \omega_\zeta \zeta) - \omega^2 \xi; \\ a_\eta &\equiv \ddot{\eta} = \ddot{\eta}_G + \varepsilon_\zeta \xi - \varepsilon_\xi \zeta + \omega_\eta(\omega_\xi \xi + \omega_\eta \eta + \omega_\zeta \zeta) - \omega^2 \eta; \\ a_\zeta &\equiv \ddot{\zeta} = \ddot{\zeta}_G + \varepsilon_\xi \eta - \varepsilon_\eta \xi + \omega_\zeta(\omega_\xi \xi + \omega_\eta \eta + \omega_\zeta \zeta) - \omega^2 \zeta, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где $\omega^2 = \omega_\xi^2 + \omega_\eta^2 + \omega_\zeta^2$; $\ddot{\xi}_G \equiv a_{G\xi}$; $\ddot{\eta}_G \equiv a_{G\eta}$; $\ddot{\zeta}_G \equiv a_{G\zeta}$.

Поскольку угловое ускорение является производной от угловой скорости, его составляющие определяются дифференцированием выражений (7) и (8)

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \ddot{\theta} - \ddot{\phi} \sin \psi - \dot{\phi} \dot{\psi} \cos \psi; \\ \varepsilon_y &= (\ddot{\phi} \cos \psi - \dot{\phi} \dot{\psi} \sin \psi - \ddot{\psi} \sin \theta) + (\dot{\phi} \dot{\theta} \cos \psi + \ddot{\psi}) \cos \theta; \\ \varepsilon_z &= -(\dot{\phi} \dot{\theta} \cos \psi + \ddot{\psi}) \sin \theta + (\ddot{\phi} \cos \psi - \dot{\phi} \dot{\psi} \sin \psi - \ddot{\psi} \cos \theta) \cos \theta; \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_\xi &= (\ddot{\theta} \cos \psi - \dot{\theta} \dot{\psi} \sin \psi - \ddot{\psi} \cos \varphi) - (\dot{\theta} \dot{\phi} \cos \psi + \ddot{\psi}) \sin \varphi; \\ \varepsilon_\eta &= (\dot{\theta} \dot{\phi} \cos \psi + \ddot{\psi}) \cos \varphi + (\ddot{\theta} \cos \psi - \dot{\theta} \dot{\psi} \sin \psi - \ddot{\psi} \sin \varphi) \sin \varphi; \\ \varepsilon_\zeta &= \ddot{\phi} - \ddot{\theta} \sin \psi - \dot{\phi} \dot{\psi} \cos \psi. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Составляющие ускорения центра тяжести судна в связанной системе координат определяются с помощью двойного дифференцирования по времени формул перехода (2)

$$\left. \begin{aligned} a_{Gx} &= a_1 \ddot{\xi}_G + a_2 \ddot{\eta}_G + a_3 \ddot{\zeta}_G; \\ a_{Gy} &= b_1 \ddot{\xi}_G + b_2 \ddot{\eta}_G + b_3 \ddot{\zeta}_G; \\ a_{Gz} &= c_1 \ddot{\xi}_G + c_2 \ddot{\eta}_G + c_3 \ddot{\zeta}_G. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Таким образом, зная (путем выполнения расчетов либо измерений) ускорения центра тяжести судна в инерциальной системе координат, вызываемые вертикальной качкой, продольно- и поперечно-горизонтальными колебаниями судна, а также его килевую, бортовую качку и рыскание, проекции ускорения произвольной точки корпуса в инерциальной системе координат $\ddot{\xi}$, $\ddot{\eta}$, $\ddot{\zeta}$ вычисляются в соответствии с формулами (8), (9), (11), а проекции ускорения точки в связанной с судном системе координат a_x , a_y , a_z — по формулам (6), (7), (10) и (12).

Вышеприведенные выражения определяют составляющие кинематического ускорения материальной точки как быстроту изменения модуля и направления скорости точки при качке судна. С практической точки

зрения проекции ускорения в инерциальной системе координат соответствуют показаниям установленных в этой точке и стабилизированных относительно горизонта акселерометров. В то же время, показания акселерометров, работающих без карданного подвеса, не будут соответствовать вышеопределенным проекциям ускорений точки в связанной системе координат. Это обусловлено тем, что при качке судна в дополнение к кинематическим ускорениям гравитационные силы в периодически наклоняющейся вместе с судном системе координат генерируют переменные составляющие ускорения силы тяжести. Следует отметить, что именно это сочетание ускорений воздействует на все объекты, расположенные на судне, как одушевленные, так и неодушевленные.

Воспользуемся рис. 1, на котором красным цветом обозначены векторы ускорений, действующих на материальную точку M . Среди них — кинематические ускорения, направленные вдоль и по нормали к палубе a_x, a_y, a_z , а также ускорение свободного падения g . Поскольку ускорения при качке действуют в противофазе с перемещениями, их векторы направлены противоположно положительным направлениям осей системы координат $GXYZ$.

Последовательно проецируя вектор ускорения свободного падения на оси связанной с судном системы координат, несложно получить формулы для динамических составляющих ускорения, воздействующего на судовые объекты

$$\left. \begin{aligned} a_x^{(g)} &= a_x + g \sin \psi \cdot \cos \theta; \\ a_y^{(g)} &= a_y - g \sin \theta \cdot \cos \psi; \\ a_z^{(g)} &= a_z + g(1 - \cos \theta \cdot \cos \psi). \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Если углы качки достаточно малые, то, заменяя в коэффициентах (3) синусы углов самими углами, а косинусы единицей, точные формулы для проекций ускорения в инерциальной системе координат вырождаются в известные приближенные выражения [2]

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\xi} &= \ddot{\xi}_G - \ddot{\phi}y + \ddot{\psi}z; \\ \ddot{\eta} &= \ddot{\eta}_G - \ddot{\theta}z + \ddot{\phi}x; \\ \ddot{\zeta} &= \ddot{\zeta}_G - \ddot{\psi}x + \ddot{\theta}y. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

В системе координат, связанной с качающимся судном, составляющие ускорения при малых углах качки определяются формулами

$$\left. \begin{aligned} a_x^{(g)} &= \ddot{\xi}_G - \ddot{\phi}y + \ddot{\psi}z + g\psi; \\ a_y^{(g)} &= \ddot{\eta}_G - \ddot{\theta}z + \ddot{\phi}x - g\theta; \\ a_z^{(g)} &= \ddot{\zeta}_G - \ddot{\psi}x + \ddot{\theta}y. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

При сравнении выражений (14) и (15) можно видеть, что формулы первого (линейного) приближения не учитывают разницы между проекциями кинематического ускорения в осях координат ξ, η, ζ , сохраняющих постоянное направление в пространстве, и в связанных с судном осях координат x, y, z .

Сравним точные и приближенные формулы составляющих ускорения в точке корпуса судна, испытывающего только бортовую качку.

В инерциальной системе координат выражения (9) сводятся к двум формулам

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\eta} &= -(\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta)y - (\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta)z; \\ \ddot{\zeta} &= (\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta)y - (\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta)z. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

В связанной с судном системе координат выражения (6) упрощаются до известных в теоретической механике формул суммы проекций вращательного и осеостремительного ускорения

$$\left. \begin{aligned} a_y &= -\ddot{\theta}z - \dot{\theta}^2 y; \\ a_z &= \ddot{\theta}y - \dot{\theta}^2 z. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

При сравнении выражений (16) и (17) легко увидеть их взаимосвязь

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\eta} &= a_y \cos \theta - a_z \sin \theta; \\ \ddot{\zeta} &= a_z \cos \theta + a_y \sin \theta. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Сопоставляя точные формулы (17) и (18) с их линейаризованным приближением (14) при изолированной бортовой качке судна, видно, что при малых углах колебаний судна учитывается лишь вращательная составляющая ускорения.

Применительно к практическим приложениям интересно проанализировать поведение и вклад различных составляющих ускорения в точке при бортовой качке судна относительно малой и большой амплитуды. На рис. 2 — 5 приведены фрагменты реализаций ускорения в точке корпуса судна во время бортовой качки на регулярном волнении с амплитудами 5 и 20°. Координаты точки, в которой вычислялись ускорения, в связанной системе координат определяются значениями $x=0$ м; $y=10$ м, $z=-10$ м. На рисунках под линейными ускорениями понимаются ускорения, вычисляемые по формулам (14), под нелинейными — по формулам (16) и (17), влияние гравитации на ускорения в расчетах учитывалось с помощью выражений (13). Все величины расчетных ускорений обезразмерены стандартным ускорением свободного падения g .

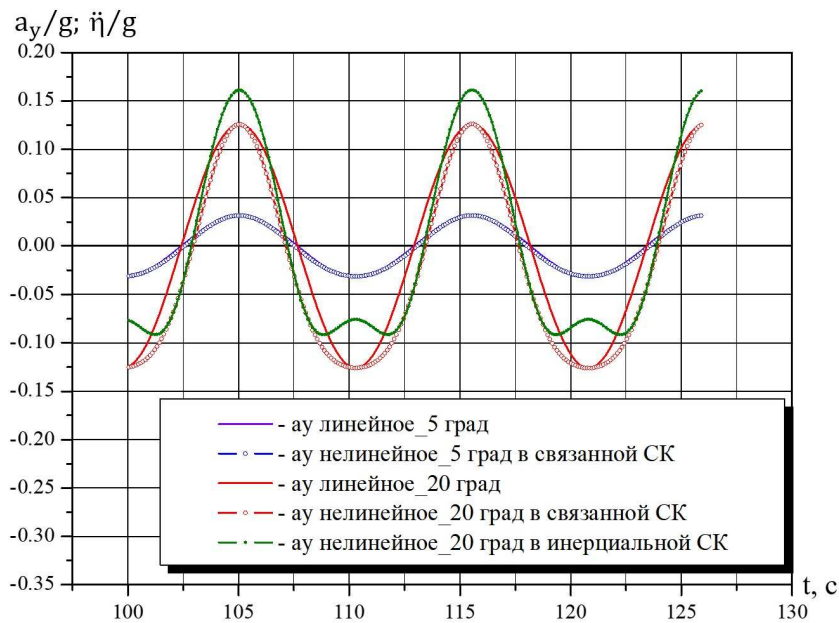


Рис. 2 Реализации ускорений a_y и $\ddot{\eta}$ в точке (0; 10; -10), вычисленные по точным и линейаризованным формулам без учета влияния гравитации при бортовой качке судна с амплитудами 5 и 20°

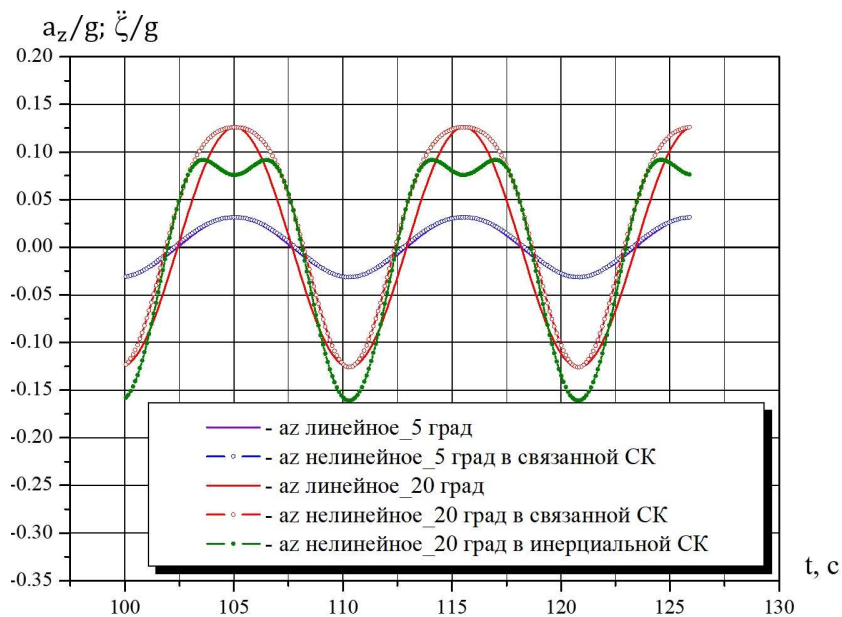


Рис. 3 Реализации ускорений a_z и $\ddot{\zeta}$ в точке (0; 10; -10), вычисленные по точным и линейаризованным формулам без учета влияния гравитации при бортовой качке судна с амплитудами 5 и 20°

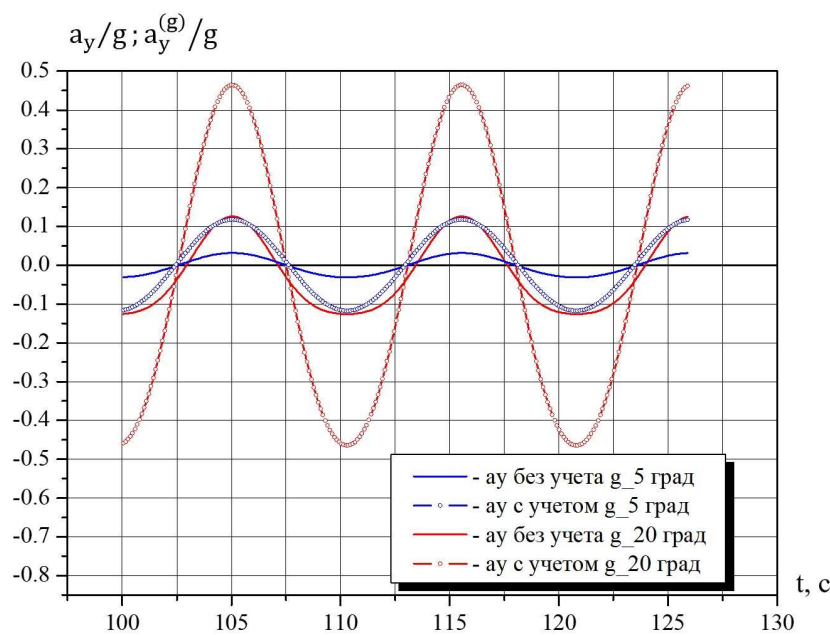


Рис. 4 Реализации ускорения a_y в точке (0; 10; -10), вычисленные без учета влияния гравитации и с ее учетом при бортовой качке судна с амплитудами 5 и 20°

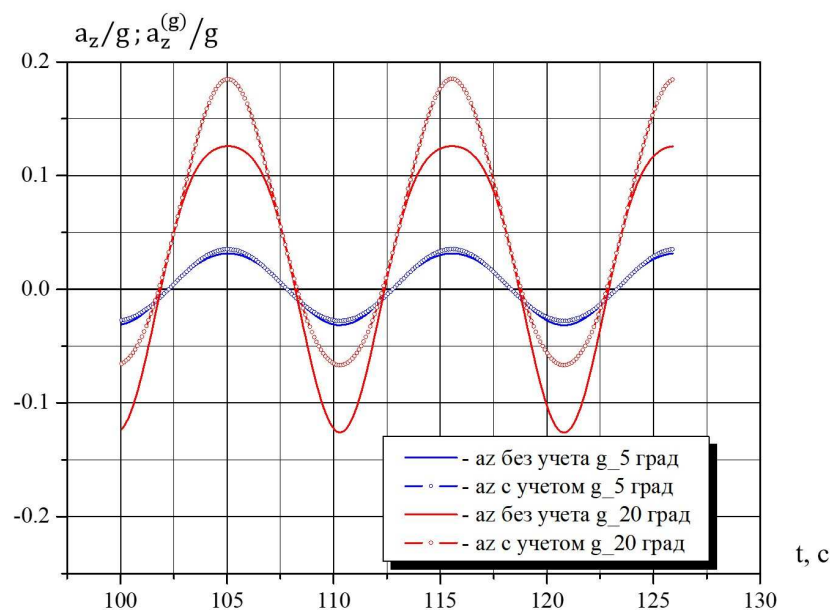


Рис. 5 Реализации ускорения a_z в точке (0; 10; -10), вычисленные без учета влияния гравитации и с ее учетом при бортовой качке судна с амплитудами 5 и 20°

Анализируя приведенные на рис. 2 — 5 колебания ускорений произвольно выбранной точки корпуса качающегося судна, можно утверждать следующее:

- в связанной с судном системе координат амплитуды кинематических ускорений, определенных по точным или приближенным формулам, равны и не зависят от интенсивности бортовой качки судна, хотя при ее усилении искажается форма колебаний ускорений — это проявляется в неравенстве периодов ускорений при наклонении судна на правый и левый борт;
- в инерциальной системе координат при увеличении интенсивности бортовой качки судна как форма, так и амплитуды на правый и левый борт кинематических ускорений, рассчитанных по линейной теории,

будут существенно отличаться от фактических. Как следствие, в случае прогнозирования качки на развитом резонансном волнении при оценке ускорений $\ddot{\eta}$ и $\ddot{\zeta}$ необходимо применение точных формул (16);

- учет гравитационной составляющей существенно увеличивает амплитуду компоненты ускорения, параллельной палубе судна. Для составляющей ускорения, перпендикулярной палубе, учет ускорения свободного падения приводит к неравенству амплитуд и периодов ускорения $a_z^{(g)}$ при крене судна на правый и левый борт в той мере, насколько бортовая качка судна становится интенсивнее; при этом средняя амплитуда $a_z^{(g)}$ будет весьма слабо отличаться от амплитуды a_z .

Моделирование качки судна на нерегулярном волнении во временной области позволяет использовать точные формулы для всех видов ускорений с последующей статистической обработкой полученных реализаций. Точность вычисленных статистических характеристик ускорений будет определяться только точностью вычисления параметров перемещений судна.

В соответствии с допущениями спектрального метода при движении судна на нерегулярном волнении определение ускорений в частотной области, как известно, требует использования линейных дифференциальных уравнений, описывающих кинематические характеристики судна. Применительно к нашей задаче такими дифференциальными уравнениями являются выражения (14) и (15). Поскольку для оценки стандартов ускорений точки в системе координат $O\xi\eta\zeta$ решение известно [1], [2], применим этот же подход при определении стандартов ускорений в связанной с судном системе координат $GXYZ$. Так как стандарт ускорения $a_x^{(g)}$ определяется аналогично стандарту ускорения $a_y^{(g)}$, для простоты изложения рассмотрим только составляющую стандарта ускорений, вызываемых боковой качкой, параллельных палубе

$$\sigma_{a_y}^{(g)} = \sqrt{D_{a_y}^{(g)}}, \quad (19)$$

где $D_{a_y}^{(g)}$ — дисперсия ускорения $a_y^{(g)}$.

Определяя ускорение бортовых колебаний $\ddot{\theta}$ как вторую производную от угла крена θ , представим второе уравнение выражения (15) в виде

$$a_y^{(g)} = \ddot{\eta}_G + \theta(\bar{\omega}_\theta^2 z - g) + \ddot{\phi}x, \quad (20)$$

где $\bar{\omega}_\theta^2$ — средняя частота бортовой качки судна на нерегулярном волнении.

Применяя правило для дисперсии суммы случайных величин и вводя обозначение $k_g = \bar{\omega}_\theta^2 z - g$, определим дисперсию ускорения $a_y^{(g)}$

$$D_{a_y}^{(g)} = D_{\ddot{\eta}_G} + k_g^2 D_\theta + x^2 D_{\ddot{\phi}} + 2k_g R_{\ddot{\eta}_G \theta} + 2x R_{\ddot{\eta}_G \ddot{\phi}} + 2k_g x R_{\theta \ddot{\phi}}, \quad (21)$$

где $D_{\ddot{\eta}_G}$, D_θ , $D_{\ddot{\phi}}$ — дисперсии процессов $\ddot{\eta}_G$, θ и $\ddot{\phi}$;
 $R_{\ddot{\eta}_G \theta}$, $R_{\ddot{\eta}_G \ddot{\phi}}$, $R_{\theta \ddot{\phi}}$ — взаимные корреляционные функции, способ вычисления которых подробно изложен, например, в монографии [2].

Рассматривая изолированную бортовую качку судна на нерегулярном волнении, из соотношения (21) легко получить выражение для определения безразмерного стандарта ускорения в произвольной точке корпуса судна

$$\tilde{\sigma}_{a_y}^{(g)} = \sigma_{a_y}^{(g)}/g = 1/g \sqrt{D_{a_y}^{(g)}} = \sigma_\theta |((\bar{\omega}_\theta^2 z)/g - 1)|, \quad (22)$$

где σ_θ — стандарт бортовой качки.

Для проверки правомерности использования формулы (22) произведем оценку ускорений в точке с координатами (0, 10; -10) применительно к судну, испытывающего бортовую качку на нерегулярном волнении. Расчеты будем выполнять во временной области методом Рунге — Кутты с использованием так называемого «укороченного» уравнения бортовой качки [2] и точных формул для определения ускорений (13). В качестве исходных параметров для расчетов выберем следующие параметры волнения и судна:

спектр Пирсона-Московица;

высота волны трехпроцентной обеспеченности H_3 % = 6,0 м;

частота максимума волнового спектра ω_m = 0,60 рад/с;

продолжительность моделирования волнения — 30 мин;

координаты точки в связанной СК x = 0; y = 10 м; z = -10 м;

частота собственных бортовых колебаний судна ω_θ = 0,52 рад/с.

Полученные в результате расчета стандарт бортовой качки судна составил $\sigma_\theta = 0,108$ рад, средняя частота качки $\bar{\omega}_\theta^2 = 0,55$ рад/с; стандарт поперечного ускорения в точке определен значением $\sigma_{a_y}^{(g)} = 0,143g$.

После подстановки вычисленных величин σ_θ и $\bar{\omega}_\theta^2$ в формулу (22) определяем величину $\sigma_{a_y}^{(g)} = 0,141g$, которая оказывается практически равной значению $\sigma_{a_y}^{(g)}$.

Изложенная выше схема вычисления ускорений в произвольной точке корпуса движущегося на волнении судна позволяет с высокой степенью точности оценивать их воздействие как на оборудование и перевозимый на судне груз, так и на физиологическое состояние и работоспособность экипажа и пассажиров. Воздействие качки на людей может проявляться двояко: физически (при сотрясении корпуса судна, сопровождающимся возникновением резких инерционных сил и моментов) и физиологически (при возникновении значительных периодических ускорений, приводящих к морской болезни и снижению способности экипажа к выполнению своих функций).

В табл. 1 — 3 включены получившие широкое распространение критерии мореходности: критерии NORDFORSK-1987 [8], разработанные при выполнении Международного исследовательского проекта северных стран, и критерии NATO STANAG 4154 [9], принятые в рамках Соглашения о стандартизованных процедурах НАТО по оценке мореходности при проектировании судов. При разработке этих критериев использовались обширные данные натурных испытаний, результаты экспериментов на симуляторах качки, а также опросы экипажей многочисленных судов. Их применение позволяет не только корректно оценивать мореходность судов, но и дает возможность количественного сравнения их мореходных качеств.

Таблица 1

Критерии мореходности NORDFORSK-1987

Фактор мореходности	Торговое судно	Военный корабль
Вертикальные ускорения на носовом перпендикуляре (RMS ¹⁾)	0,275g ($L \leq 100$ м) 0,050g ($L \geq 330$ м)	0,275g
Вертикальные ускорения в ходовой рубке (RMS)	0,15g	0,20g
Поперечные ускорения в ходовой рубке (RMS)	0,12g	0,10g
Бортовая качка (RMS)	6,0°	4,0°
Вероятность слеминга	0,03 ($L \leq 100$ м) 0,01 ($L \geq 300$ м)	0,03
Вероятность заливания палубы	0,05	0,05
¹⁾ RMS — стандарт случайного процесса.		

Таблица 2

Критерии для ускорений и бортовой качки NORDFORSK-1987

Описание деятельности экипажа/пассажиров	Вертикальные ускорения (RMS)	Поперечные ускорения в ходовой рубке (RMS)	Бортовая качка (RMS)
Легкая ручная работа людей, привычных к качке; неприемлемо при длительной качке	0,20g	0,10g	6,0°
Тяжелый ручной труд людей, привычных к качке (например, на рыболовном судне или судне снабжения)	0,15g	0,07g	4,0°
Интеллектуальная работа для людей, не полностью адаптированных к качке (например, научный персонал на исследовательском судне). Допустимо в течение длительного времени для экипажа. Допустимо в течение 30 мин для пассажиров, непривычных к качке	0,10g	0,05g	3,0°
Допустимо в течение двух часов для пассажиров, непривычных к качке. Вызывает симптомы морской болезни (тошноты) примерно у 10 % непривычных к качке взрослых пассажиров	0,05g	0,04g	2,5°
Допустимо для пассажиров на круизных лайнерах и пожилых людей. Приближается к порогу, ниже которого морская болезнь маловероятна	0,02g	0,03g	2,0°

В качестве комментария к табл. 1 следует отметить, что, в отличие от критерия для ускорений в ходовой рубке и других местах расположения экипажа и пассажиров, критерий NORDFORSK-1987 для вертикальных ускорений на носовом перпендикуляре судна связан не с человеческим фактором, а с поведением судна на волнении — предел 0,275g/0,05g отражает общий уровень вертикальных перемещений носовой оконечности судна, когда интенсивность слеминга или заливания бака могут оказаться критическими [8].

Таблица 3

Критерии мореходности STANAG 4154

Фактор мореходности	Критерий
Индекс укачиваемости MSI	20 % ²⁾ в течение 4 ч
Индекс прерывания работы МП	1,0 в минуту
Бортовая качка (RMS)	4,0°
Килевая качка (RMS)	1,5°
Вертикальные ускорения (RMS)	0,2g
Поперечные ускорения (RMS)	0,1g

²⁾В соответствии с положениями ISO 2631/3-1985 индекс MSI не должен превышать 10 % в течение 2 ч воздействия ускорений

Факт наступления морской болезни является одним из важнейших критериев при проектировании пассажирских судов. Ее развитие связано с рядом факторов, среди которых частота, интенсивность, направление и продолжительность воздействия. Наиболее «провокационной» считается частота, равная примерно 1,1 рад/с [3]; при этом скорость и степень укачиваемости может быть совершенно различна: женщины, как правило, укачиваются быстрее мужчин; дети возрастом менее двух лет наименее восприимчивы к морской болезни; недосыпание способствует развитию морской болезни.

Индекс укачиваемости MSI (Motion Sickness Incidence), предложен O'Halon и McCauley в 1974 года по результатам тестирования трехсот молодых людей на симуляторе вертикальной качки [6], который представлял собой закрытую кабину, перемещавшуюся вертикально с амплитудой около $\pm 3,5$ м с выбранной частотой. Эксперимент продолжался либо в течение двух часов, либо прекращался, когда испытуемого начинало тошнить. В результате для MSI удалось получить математическое выражение, определяющее в процентах число людей, не адаптированных к качке, у которых вызывается тошнота при воздействии вертикального ускорения с заданными амплитудой и частотой [3]

$$MSI = 100 \left[0,5 \pm \operatorname{erf} \left(\frac{\pm \lg \bar{a}_z / g \mp (-0,819 + 2,32(\lg \bar{\omega}_k)^2)}{0,4} \right) \right], \quad (23)$$

где erf — функция ошибки;
 $\bar{a}_z$ — средняя величина вертикальных ускорений в выбранной точке;
 $\bar{\omega}_k$ — средняя частота встречи судна с волной.

Индекс прерывания работы МП (Motion Induced Interruption), предложенный R. Graham [7], определяет частоту появления события в минуту, при котором человек на борту теряет устойчивое положение равновесия, и, как следствие, прекращает свою работу и пытается восстановить равновесие. В терминах теоретической механики индекс МП предсказывает, когда человек потеряет устойчивость равновесия в результате превышения инерционным моментом (например, в результате сильного удара волны о корпус судна) момента равновесия, обеспеченного соответствующим расположением ног человека по отношению к его телу и судну. Потеря устойчивости определяется фактом скольжения человека по палубе или спотыкания (падения).

Следуя [7] рассмотрим силы, действующие на человека в связанной с судном системе координат. В соответствии с обозначениями, приведенными на рис. 1, с точностью до массы они могут быть определены, в зависимости от интенсивности качки, по выражениям (13) или (15).

Человек начнет скользить по палубе в сторону левого борта при выполнении условия

$$a_y^{(g)} > -\mu a_z^{(g)}, \quad (24)$$

где μ — коэффициент трения между подошвами обуви и покрытием палубы.

Для коэффициента трения R. Graham предлагает использовать величину $\mu \approx 0,19$ при нахождении человека на линолеумном покрытии и $\mu \approx 0,7$ — на сухой палубе.

Скольжение в направлении правого борта определяется неравенством

$$-a_y^{(g)} > -\mu a_z^{(g)}, \quad (25)$$

Представим выражения (24) и (25) в полном виде

$$a_y - g \sin \theta \cos \psi + \mu a_z > \mu g \cos \theta \cos \psi; \quad (26a)$$

$$-a_y + g \sin \theta \cos \psi + \mu a_z > \mu g \cos \theta \cos \psi. \quad (26б)$$

Предполагая, что при качке судна амплитуды колебаний левых частей неравенств (26а) и (26б) распределены по нормальному закону, число ожидаемых проскальзываний человека в минуту в сторону левого борта определится выражением

$$МП_{скЛБ} = \frac{60}{2\pi/\omega_k} \exp\left[-\frac{1}{2} \left(\frac{\mu g \cos\bar{\theta} \cdot \cos\bar{\psi}}{\sigma_{скЛБ}}\right)^2\right], \quad (27a)$$

а число ожидаемых проскальзываний в сторону правого борта — выражением

$$МП_{скПБ} = \frac{60}{2\pi/\omega_k} \exp\left[-\frac{1}{2} \left(\frac{\mu g \cos\bar{\theta} \cdot \cos\bar{\psi}}{\sigma_{скПБ}}\right)^2\right], \quad (27б)$$

где $\sigma_{скЛБ}$, $\sigma_{скПБ}$ — стандарты колебаний левых частей неравенств (26а) и (26б);
 $\bar{\theta}$, $\bar{\psi}$ — средние значения бортовой и килевой качки судна.

Общее число случаев потери устойчивости в результате скольжения определяется суммой

$$МП_{ск} = МП_{скЛБ} + МП_{скПБ}. \quad (28)$$

При оценке потери баланса человеком в результате спотыкания будем считать, что он стоит на палубе лицом, обращенным в сторону носовой или кормовой оконечности судна. Обозначим высоту его центра тяжести над палубой символом H_q и расстояние между ступнями поперек судна как L_q . Предполагая, что при качке для придания большей устойчивости человек стоит, расставив ноги, в качестве среднестатистических значений $R. Graham$ определил $H_q = 0,91$ м и $L_q = 0,23$ м.

При рассмотрении инерционного момента, действующего на человека при бортовой качке, по отношению к моменту, удерживающему человека на месте, условие потери человеком его устойчивости может быть определено двумя неравенствами, в зависимости, на какой борт направлен момент, вызываемый поперечным ускорением

$$a_y^{(g)} H_q > -a_z^{(g)} L_q; \quad (29a)$$

$$-a_y^{(g)} H_q > -a_z^{(g)} L_q. \quad (29б)$$

По аналогии с формулами (26) — (28) определим число ожидаемых случаев в минуту, когда человек будет прерывать свою деятельность из-за того, что он споткнулся, следующими выражениями

$$МП_{спЛБ} = \frac{60}{2\pi/\omega_k} \exp\left[-\frac{1}{2} \left(\frac{(L_q/H_q) g \cos\bar{\theta} \cdot \cos\bar{\psi}}{\sigma_{спЛБ}}\right)^2\right]; \quad (30a)$$

$$МП_{спПБ} = \frac{60}{2\pi/\omega_k} \exp\left[-\frac{1}{2} \left(\frac{(L_q/H_q) g \cos\bar{\theta} \cdot \cos\bar{\psi}}{\sigma_{спПБ}}\right)^2\right]; \quad (30б)$$

$$МП_{сп} = МП_{спЛБ} + МП_{спПБ}. \quad (31)$$

Как легко заметить, изложенный подход для определения индекса $МП$ является квазистатическим, в котором человек рассматривается как твердый неподвижный объект, хотя в реальности он, естественно, будет как-то изменять свою позу: наклоняться, присаживаться при ожидании резких перемещений и ускорений корпуса судна. Это означает, что приведенные для расчета $МП$ формулы скорее всего будут завышать частоту оцениваемых событий. Несмотря на это, полагая, что во время качки член экипажа в любом случае будет периодически предпринимать какие-то действия, предупреждающие его смещение или падение, тем самым отвлекаясь от выполнения своих служебных обязанностей, можно считать, что описанный критерий дает адекватную оценку эффективности работы экипажа при движении судна на волнении.

В табл. 4 приведено соответствие уровня $МП$ и степени снижения производительности экипажа [7].

Таблица 4

Зависимость уровня эффективности работы экипажа от величины индекса $МП$

Снижение эффективности работы экипажа	$МП$, 1/мин
Возможное	0,1 — 0,5
Заметное	1,0
Существенное	1,5
Сильное	3,0
Чрезмерное	5,0

В дополнение к рассмотренным выше представляется полезным сравнить еще два критерия мореходности. Первый — критерий ускорения, применяемый Российским морским регистром судоходства (РС) [11], второй — критерий ускорения ИМО, разработанный в рамках критериев динамической остойчивости второго поколения [12].

Остойчивость сухогрузного судна по критерию ускорения РС считается удовлетворительной, если в рассматриваемом случае загрузки удовлетворяется условие для расчетного ускорения (в долях g) [11]

$$a_{\text{расч}} = 0,0105 \frac{h_0}{c^2 B} k_\theta \theta_{1r} \leq 0,3, \quad (32)$$

где h_0 — начальная метacentрическая высота;

B — ширина судна;

$2c$ — коэффициент в так называемой «капитанской» формуле по оценке собственного периода бортовой качки;

k_θ — коэффициент, учитывающий особенности бортовой качки судов смешанного плавания;

θ_{1r} — условная амплитуда бортовой качки, определяемая при расчете критерия погоды для данного судна.

Условие (32) Правила РС распространяют на все суда смешанного плавания и сухогрузные суда, если хотя бы один из их параметров $\sqrt{h_0/B}$ и B/d , где d — осадка судна, превышает соответственно 0,08 и 2,5.

В соответствии с идеологией критериев динамической остойчивости второго поколения ИМО судно рассматривается как склонное к порывистой бортовой качке при выполнении неравенства [12]

$$\theta_0 k_L (\omega_\theta^2 h_r + g) \leq 0,47g, \quad (33)$$

где θ_0 — резонансная амплитуда, являющаяся решением «укороченного» уравнения бортовой качки на нерегулярном волнении при характерных угле волнового склона и коэффициенте демпфирования бортовых колебаний;

k_L — коэффициент, учитывающий влияние на величину ускорения килевой качки и рыскания;

h_r — высота штатного размещения пассажиров и команды над условной осью качания судна.

Проверка условия (33) распространяется на суда, у которых высота размещения пассажиров или команды над ватерлинией превышает 70 % ширины судна, и значение метacentрической высоты больше, чем 8 % ширины судна.

В случае, если неравенство (33) не выполняется, в соответствии с положениями циркуляра ИМО [12] порывистость бортовой качки судна должна оцениваться с помощью вероятностных методов теории качки с учетом ожидаемой в эксплуатации судна ветро-волновой обстановки.

Сравним критерии ускорения РС и ИМО. При рассмотрении структуры выражения (32) несложно заметить, что ускорение $a_{\text{расч}}$ представляет собой вертикальную составляющую a_z , вычисленную в линейной постановке у кромки борта судна при изолированных бортовых колебаниях (влияние вертикальной качки при этом учитывается косвенно, через повышающий коэффициент), а левая часть неравенства (33) с точностью до определения частоты качки судна на волнении соответствует горизонтальной составляющей $a_y^{(g)}$ из выражения (20), в котором влияние рыскания учитывается с помощью коэффициента k_L , а поперечно-горизонтальные колебания судна не принимаются во внимание. Амплитуда бортовой качки в обоих выражениях соответствует резонансным волновым условиям. Несмотря на то, что внешне формулы для амплитуды качки в выражениях (32) и (33) отличаются, тем не менее расчеты по ним для одного и того же судна приводят к близким величинам. В противоположность циркуляру ИМО, где явно артикулировано, что выполнение критерия ускорения улучшает обитаемость на судне в условиях бортовой качки, в Правилах РС применение критерия ускорения, по-видимому, в первую очередь направлено на снижение нагрузок, воздействующих на палубный груз.

Принимая также во внимание то факт, что формулы (32) и (33) определяют взаимоперпендикулярные составляющие ускорения в принципиально разных местах судна, а назначенные пределы ускорений существенно отличаются, напрашивается вывод, что критерии ускорений ИМО и РС должны дополнять друг друга: случаи, когда удовлетворение критерия РС (ИМО) автоматически будет обеспечивать выполнение критерия ИМО (РС), скорее всего, следует считать исключением, а не правилом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изложенный в работе метод расчета ускорений в произвольной точке корпуса судна позволяет решать широкий круг прикладных задач. Приведенные в работе соотношения определяют все проекции ускорения в точке корпуса качающегося на волнении судна, обладающего шестью степенями свободы, как в инерциальной системе координат, так и в системе координат, связанной с судном. Во втором случае при расчете ускорений учитывается воздействие гравитации.

Выполненный в работе анализ приведенных формул показал следующее:

- в связанной с судном системе координат амплитуды кинематических ускорений, определенных по точным или приближенным формулам, равны и не зависят от интенсивности бортовой качки судна, хотя при ее усилении искажается форма колебаний ускорений;
- в инерциальной системе координат при увеличении интенсивности бортовой качки судна как форма, так и амплитуды на правый и левый борт кинематических ускорений, рассчитанных по линейной теории, будут существенно отличаться от фактических. Как следствие, в случае прогнозирования качки на развитом резонансном волнении при оценке ускорений необходимо применение точных формул;
- учет гравитационной составляющей существенно увеличивает амплитуду компоненты ускорения, параллельной палубе судна. Гравитация слабо влияет на амплитуду ускорений, перпендикулярных палубе, но ее учет в расчетах приводит к неравенству амплитуд и периодов ускорения при крене судна на правый и левый борт в той мере, насколько бортовая качка судна становится интенсивнее.

Применительно к решению задачи о поведении судна на нерегулярном волнении с помощью спектральной теории качки, в работе предложена формула для расчета стандарта ускорений с учетом гравитационной составляющей.

В работе проанализированы критерии мореходности, оценивающие количественным образом воздействие качки на судно и экипаж и получившие наибольшее распространение. Среди них: критерии NORDFORSK-1987, критерии NATO STANAG 4154, критерий укачиваемости MSI, критерий прерывания работы МП, критерий ускорения РС и ИМО.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вознесенский А.И. Теоретические и методологические основы исследования особенностей поведения корабля на морском волнении. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. — Л.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 1969. — 405 с.
2. Бородай И.К., Невцветаев Ю.А. Качка судов на морском волнении. — Л.: Судостроение, 1969. — 432 с.
3. Lloyd A.R.J.M. Seakeeping: Ship behavior in Rough Weather. Ellis Horwood, 1998, 396 p.
4. Matusiak J. Dynamics of Cargo Shift Onboard a Ship in Irregular Beam Waves. International Shipbuilding Progress, 2000, vol. 47, No. 449, pp. 77 — 93.
5. Shigunov V., Rathie H., Moctar O.E., Altmayer B. On the Consideration of Lateral Accelerations in Ship Design Rules. Proc. of the 12th Int. Ship Stability Workshop, Washington, D.C., USA, 2011, pp. 27 — 35.
6. O'Halon J.F., McCauley M.E. Motion Sickness Incidence as a Function of Frequency and Acceleration of Vertical Sinusoidal Motion. Aerospace Medicine, 1974, vol. 45, No. 4, pp. 366 — 369.
7. Graham R. Motion-Induced Interruption as Ship Operability Criteria. ASNE Naval Engineers Journal, 1990, vol. 102, No. 2, pp. 65 — 71.
8. Karppinen T. Criteria for Seakeeping Performance Predictions. Technical Research Centre of Finland, 1987, 31 p.
9. Pattison J.H., Sheridan D. J. Human Performance Factors and Measures in Hull Selection. RTO AVT Symposium on Habitability of Combat and Transport Vehicles, Prague, Czech Republic, 2004, pp. 34-1 — 34-24.
10. Благовещенский С.Н. Качка корабля. — Л.: Судпромгиз, 1954. — 520 с.
11. Правила классификации и постройки морских судов. Часть IV. Остойчивость. Российский морской регистр судоходства, СПб, 2022. — 80 с.
12. MSC.1/Circ.1627. Interim Guidelines on the Second Generation Intact Stability Criteria. IMO, 2020, 60 p.

REFERENCES

1. Voznesentskiy A.I. *Teoreticheskie i metodologicheskie osnovy issledovaniya osobennostey povedeniya korablya na morskoy volnenii*. Diss. doct. tech. nauk [Theoretical and methodological foundations for studying the behavior of a ship in sea waves, Dr. tech. sci. diss.]. Leningrad, Krylov Shipbuilding Research Institute, 1969, 405 p.
2. Boroday I.K., Netsvetaev Y.A. *Kachka sudov na morskoy volnenii* [Ship motions in sea waves]. Leningrad, Sudostroenie, 1969, 432 p.
3. Lloyd A.R.J.M. *Seakeeping: Ship behavior in Rough Weather*. Ellis Horwood, 1998, 396 p.
4. Matusiak J. Dynamics of Cargo Shift Onboard a Ship in Irregular Beam Waves. *International Shipbuilding Progress*, 2000, vol. 47, No. 449, pp. 77 — 93.
5. Shigunov V., Rathie H., Moctar O.E., Altmayer B. On the Consideration of Lateral Accelerations in Ship Design Rules. *Proc. of the 12th Int. Ship Stability Workshop*, Washington, D.C., USA, 2011, pp. 27 — 35.
6. O'Halon J.F., McCauley M.E. Motion Sickness Incidence as a Function of Frequency and Acceleration of Vertical Sinusoidal Motion. *Aerospace Medicine*, 1974, vol. 45, No. 4, pp. 366 — 369.
7. Graham R. Motion-Induced Interruption as Ship Operability Criteria. *ASNE Naval Engineers Journal*, 1990, vol. 102, No. 2, pp. 65 — 71.
8. Karppinen T. Criteria for Seakeeping Performance Predictions. *Technical Research Centre of Finland*, 1987, 31 p.
9. Pattison J.H., Sheridan D.J. Human Performance Factors and Measures in Hull Selection. *RTO AVT Symposium on Habitability of Combat and Transport Vehicles*, Prague, Czech Republic, 2004, pp. 34-1 — 34-24.
10. Blagoveschenko S.N. *Kachka korablya* [Ship Motions]. Leningrad, Sudpromgiz, 1954, 520 p.
11. Rules for Classification and Construction of Sea-Going Ships. Part IV. Stability. *Russian Maritime Register of Shipping*, St. Petersburg, 2022, 76 p. (In Russian)
12. MSC.1/Circ.1627. Interim Guidelines on the Second Generation Intact Stability Criteria. IMO, 2020, 60 p.

ОБОЗРЕНИЕ

Научно-технический совет Регистра в 2022 году

Научно-технический совет РС — это постоянно действующий консультативно-совещательный орган, который помогает формулировать научно-техническую политику РС, определять наиболее актуальные и наукоемкие направления развития требований и услуг РС. В 2022 году состав секций Научно-технического

СОСТАВ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО СОВЕТА



совета был реформирован, расширено участие представителей судовладельцев и фрахтователей судов, представителей судостроительных заводов и промышленных предприятий.

Сегодня в составе Научно-технического совета 348 специалистов из 108 организаций Российской Федерации от Калининграда до Владивостока. На диаграмме в систематизированном виде представлен состав Совета по состоянию на конец 2022 года в зависимости от вида деятельности организации.

На сегодняшний день Научно-технический совет имеет в своем составе следующие секции:

- Секция 1. «Атомные суда»;
 - Секция 2. «Материалы и сварка»;
 - Секция 3. «Механические установки, валопроводы и движители»;
 - Секция 4. «Мореходные качества судов»;
 - Секция 5. «Морские нефтегазовые сооружения»;
 - Секция 6. «Охрана окружающей среды»;
 - Секция 7. «Проблемы человеческого фактора»;
 - Секция 8. «Противопожарная защита судов»;
 - Секция 9. «Прочность и конструкция корпусов морских судов и плавучих сооружений»;
 - Секция 10. «Судовое радио- и навигационное оборудование»;
 - Секция 11. «Судовые котлы, системы, холодильные установки»;
 - Секция 12. «Судовые устройства и оборудование, спасательные и сигнальные средства, грузоподъемные устройства»;
 - Секция 13. «Техническая эксплуатация флота»;
 - Секция 14. «Электрическое оборудование и автоматизация судов»;
 - Секция 15. «Высокоскоростные, прогулочные суда, яхты, маломерные суда и спортивно-парусные суда».
- В случае заинтересованности в участии в работе секций просим обращаться в Регистр.



ПРОЧНОСТЬ СУДОВ И ПЛАВУЧИХ СООРУЖЕНИЙ

УДК 629.5.028.71

ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК ЯКОРНЫХ УСТРОЙСТВ МАЛЫХ И ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ СУДОВ

А.Г. Назаров, канд. техн. наук., FRINA, CEng, MSNAME, ООО «АН Марин Консалтинг», Москва,
email: info@anmarineconsulting.ru

В статье рассмотрены методы оценки характеристик якорного устройства, применяемые классификационными обществами и стандартами для малых и высокоскоростных судов. Отмечается, что большинство существующих правил основаны на выборе элементов якорного устройства через «характеристику снабжения», которая не позволяет учесть особенности судов нестандартных типов. Предложена методика прямого расчета массы якоря, основанная на воздействии на судно штормовых условий, исходя из задаваемых геометрии корпуса и надстройки, скорости ветра и течения, которая позволяет более достоверно учитывать особенности судов разных типов. С использованием методик ряда классификационных обществ и разработанной методики прямого расчета, выполнены сравнительные расчеты масс якорей для серии однокорпусных судов. Затронута специфика требований к многокорпусным судам. Сделаны выводы о первостепенных факторах, влияющих на параметры устройства и путях совершенствования правил.

Ключевые слова: якорное устройство, малые суда, высокоскоростные суда

ASSESSMENT OF PARTICULARS OF ANCHOR EQUIPMENT FOR SMALL AND HIGH-SPEED CRAFT

A.G. Nazarov, PhD, FRINA, CEng, MSNAME, JSC "AN Marine Consulting", Moscow,
email: info@anmarineconsulting.ru

The paper discusses methods for assessing the characteristics of the anchor equipment used by classification societies and standards for small and high-speed craft. It is noted that most of the existing rules are based on the choice of elements of the anchor arrangement through the "equipment number", which does not allow taking into account the features of non-standard types of ships. A method of direct calculation of the anchor mass based on the effect of storm conditions on the ship, considering the given geometry of the hull and superstructure, wind speed and current has been proposed, which allows for more reliable consideration of the features of ships of different types. Using the methods of a number of classification societies and the above mentioned method of direct calculation, comparative calculations of the masses of anchors for a series of single-hull ships have been performed. The specifics of the requirements for multihull ships have been touched upon. Conclusions have been drawn about the primary factors affecting the parameters of the equipment and ways to improve the Rules.

Keywords: anchor equipment, small craft, high-speed craft

ВВЕДЕНИЕ

Развитие внутреннего туризма и водного транспорта в РФ вызывает растущую потребность в эффективных малых и высокоскоростных судах, предназначенных для перевозки пассажиров, специальных и спасательных служб, а также спорта и отдыха на воде. Одной из важнейших составляющих безопасности таких судов является выбор параметров якорного устройства (ЯУ), такие как масса и тип якорей, длина и калибр якорной цепи или каната, а также характеристики якорных механизмов. В настоящей статье проанализированы существующие подходы и выполнены сравнительные расчеты ряда судов ЯУ по различным методикам, а также предложен метод прямых расчетов и намечены пути совершенствования правил.

ПРИМЕНЯЕМЫЕ ТИПЫ ЯКОРЕЙ

Задача сравнения требований классификационных обществ (КО) к ЯУ осложняется тем, что при нормировании элементов ЯУ в качестве базы нормирования используются различные типы якорей, и переход от типа к типу не всегда эквивалентен. Для малых и высокоскоростных судов, принято условно разделять используемые якоря на три основные группы:

- обычной держащей силы, обычно составляющей не более 10 масс якоря;
- повышенной держащей силы (ННР) — как правило, держащая сила как минимум вдвое превышает таковую для якоря обычной держащей силы;
- высокой держащей силы (VNHP или SHHP) держащая силы в 4 раза выше, чем у якоря обычной держащей силы (см. рис. 1).

Необходимо заметить, что держащая сила напрямую связана со способностью якоря занимать рабочее положение в грунте, что зависит от относительного размера частиц грунта, поэтому держащая сила якорей разного размера на одном и том же типе грунта может отличаться; большое значение имеет и острота лап якоря. Результаты тестов якорей используемых на малых судах типов приведены в [1], хотя репрезентативность подобных тестов неоднозначна.



Рис. 1 Якорные устройства малых и скоростных судов различных типов (проекты АНМК):

- а* — якорь типа Delta на моторной яхте проекта SB90 27 м (якорный роульс врезан в носовую оконечность);
б — якорь типа Rosna на парусном катамаране проекта J1800 18,2 м (роульс подвешен под носовой балкой);
в — якорь типа CQR на катамаране проекта H65 20,3 м (роульс врезан в мостовую конструкцию)

СУЩЕСТВУЮЩИЕ ПОДХОДЫ И МЕТОДЫ

В современной инженерной практике, характеристики ЯУ назначаются по правилам КО, используя упрощенные методы, обычно основанные на «характеристике снабжения». В зависимости от нее выбирается масса и количество якорей, длина цепей и канатов и их сечение. При этом, при разработке нормативных документов требования зачастую «заимствуются» и «ужесточаются», без должного анализа физической стороны; отсюда существенный разброс в параметрах ЯУ у различных КО. Достаточно подробный анализ проблематики приведен в работе [3], где рассмотрены подходы ряда КО, включая Регистр Украины, Bureau Veritas и Lloyd's Register.

В настоящее время для прогулочных малых судов, продаваемых в странах Евросоюза, обязательным является соответствие стандартам группы ISO Small Craft; имеется глобальная тенденция к применению указанных стандартов. Стандарты ISO напрямую не охватывают элементы якорного устройства, но стандартом ISO15084 [2] нормируется прочность точек крепления элементов ЯУ к палубе, что косвенно могло бы считаться индикатором требуемой держащей силы якоря. Очевидно, что носовая точка крепления, служащая для якорного устройства, должна выдерживать нагрузку от якорной цепи или каната: по стандарту, разрывная прочность якорного каната не должна превышать 80 % от разрушающей нагрузки на точку крепления. Минимальная тестовая нагрузка на носовую «якорную» точку крепления P_A , кН, определяется как:

$$P_A = f \times (4,3L - 5,4),$$

где f — коэффициент, зависящий от категории плавания, $f = 0,75 \dots 1,0$;

L — среднее арифметическое длины судна по КВЛ и длины корпуса, м. При этом, величина P_A может не превышать вес судна в полном грузу.

Подход большинства классификационных обществ в настоящее стандартизован и заключается в использовании рекомендаций МАКО [4]. Выбор параметров ЯУ выполняется исходя из так называемой характеристики снабжения, определяющей воздействие погодных факторов на стоящее на якоре судно. За базовые условия при этом приняты скорость течения 2,5 м/с и скорость ветра 25 м/с. В этом случае, характеристика снабжения E_N , определяется геометрией подводной и надводной частей судна

$$E_N = \Delta^{2/3} + 2,0(hB + S_{fun}) + 0,1A,$$

где Δ — весовое водоизмещение, т;

B — наибольшая ширина судна, м;

A — боковая площадь надводной части судна, исключая свесы, м²;

h — эквивалентная высота надводной части от летней ватерлинии, включая рубки шириной более $B/4$ и фальшборты, м;

S_{fun} — площадь проекции дымовой трубы, м².

Необходимо отметить, что в отношении требований к якорным устройствам Правила РС [5] и [6] совпадают с рекомендациями МАКО [4]. Однако последние не содержат требований к устройствам судов с характеристикой снабжения менее 205, поэтому вероятно, что Правила РС [5] были экстраполированы в сторону судов меньшей длины. Очевидно, что результаты такой экстраполяции не всегда соответствуют практике для современных малых судов (см. рис. 3 и 4).

Для малых судов часто используются иные формы записи характеристики снабжения; например, в правилах Германского Ллойда (GL) [7] для судов до 24 м длиной применяется следующая запись, имеющая размерность объема, Z , м³:

$$Z = 0,6LBH_1 + 0,5V_S,$$

где L — среднее из длины корпуса и длины по ватерлинии;

V_S — объем надстроек и рубок шириной более $B/4$, м³;

H_1 — приведенная высота борта на миделе, принимается равной высоте борта с надбавкой на $1/6$ от высоты брускового киля.

Раздел GL по ЯУ практически полностью совпадает с украинскими [8] и российскими правилами для прогулочных судов [9] однако при этом типы якорей в не приведены к используемым в исходном документе.

По правилам Nordic Boat Standard (NBS) [10] и MCA SCV [11], для коммерческих судов, массы якорей определяются непосредственно от длины судна L по приведенным в [10, 11] графикам.

Подход Российского речного регистра (РРР) [12] также заключается в определении характеристики снабжения, но в иной форме, чем рекомендуется МАКО [4]. В формулу входит коэффициент протяженности надстроек k , высота борта H , а также сумма произведений длин надстроек l_i на их высоту h_i

$$N_C = L(B + H) + k \sum_{i=1}^n (l_i h_i).$$

Формула РРР учитывают боковую парусность и площадь ватерлинии; аналогичный подход применяется и в формуле РРР для катамаранов, что оправдано для речных судов с их типичной архитектурой; первый член отвечает за гидродинамическое воздействие на судно, а второй и третий — за аэродинамическое.

Для высокоскоростных судов, применяется форма записи характеристики снабжения, учитывающая уменьшенное аэродинамическое сопротивление надстроек за счет послонного учета с углом наклона Θ_i носовой части каждой надстройки, измеряемый от горизонтали [13].

$$E_N = \Delta^{2/3} + 2,0 \left[aB + \sum_i (b_i h_i \sin \Theta_i) \right] + 0,1A,$$

где a — высота главной палубы от летней ватерлинии, м;

b_i, h_i — ширина и высота каждого уровня надстройки. Для многокорпусных судов вводятся корректирующие факторы к величине водоизмещения, а из лобовой площади надводной части вычитается площадь сечения тоннелей.

Недостатком всех перечисленных выше методов является их непрозрачность: требования для одного и того же судна по разным правилам могут существенно отличаться, зачастую выбирается ЯУ меньшего размера, в результате оператор судна не представляет себе, для каких условий эксплуатации пригодно ЯУ. Существует и обратная проблема: при применении некоторых правил элементы ЯУ оказываются слишком массивными.

ПРЯМОЙ МЕТОД РАСЧЕТА ЯУ

Расчет элементов ЯУ судов согласно МАКО [4] принято выполнять для случая одновременного действия аэродинамических сил A от действия ветра скоростью 25 м/с, и гидродинамической силы H от действия течения скоростью 2,5 м/с. В общем случае, результирующая внешняя сила R определяется как векторная сумма указанных воздействий

$$\vec{R} = \vec{A} + \vec{H}.$$

Систематические расчеты показывают, что для современных малых судов с их типовой архитектурой с развитыми надстройками и небольшой осадкой, сила A по абсолютной величине будет в несколько раз превышать H и в этом случае судно при стоянке на якоре в расчетных штормовых условиях ориентируется «против ветра» (или его всегда можно позиционировать «против ветра» с использованием шпринга). Расчет действующих на судно гидродинамических сил может быть выполнен с использованием общепринятых методов расчета буксировочного сопротивления, для скорости, равной принятой скорости течения. В общем случае необходимо учесть разницу в направлениях H и A , однако выполненные автором оценки показали, что при углах «дрейфа» $\beta \leq 20^\circ$ влияние разницы направлений не превышает погрешности настоящих расчетов, поэтому далее потребная держащая сила якоря T определяется как алгебраическая сумма $H + A$.

Общее гидродинамическое сопротивление H определяется как сумма остаточного сопротивления R_R и трения R_F с учетом сопротивления выступающих частей R_{APP} . Для практических расчетов на малых скоростях, можно использовать приближенное выражение для R_R , полученное автором на основе обработки статистических данных по водоизмещающим судам с относительной длиной корпуса $l = 3 \dots 6$

$$R_R / g\Delta = (0,02113 e^{16,8 F_n} + 2,267 \sqrt{\Delta / L_{WL}}) \times 10^{-3};$$

$$R_F = (C_{F0} + C_A) \frac{\rho_H v^2}{2} S_w,$$

где F_n — число Фруда по длине;

L_{WL} — длина по ватерлинии;

S_w — площадь смоченной поверхности корпуса, определяемая по упрощенной формуле;

ρ_H — плотность воды;

C_A — корреляционная поправка;

C_{F0} — коэффициент сопротивления трения эквивалентной пластины, определяемый с использованием стандартного экстраполятора трения ITTC57.

Аэродинамические силы, действующие на надводную часть судна, определяются общепринятым методом через коэффициент C_{AA} , характерную площадь A для скорости ветрового потока, соответствующей штормовым условиям. Площадь A включает сумму фронтальной площади надводной части судна и 5 % боковой площади, что учитывает возможные отклонения угла набегающего ветрового потока ветра от ДП судна, а также эффект рыскания судна на якоре.

В работе [14] выполнена серия экспериментов методом CFD по обтеканию надводных частей катамаранных судов при варьировании курсового угла ветра ψ . Установлено, что коэффициент аэродинамического сопротивления катамарана при $\psi=0^\circ$, отнесенный к площади фронтальной проекции судна, составляет $C_{XA}=0,5...0,6$, а его максимальное значение $C_{XA}=2,2...2,4$ достигается при $\psi \approx 45^\circ$. В дальнейших расчетах можно принимать аэродинамический коэффициент $C_{AA}=0,75$, при этом он отнесен к эквивалентной парусности надводной части, учитывающий фронтальную и боковую проекции.

В методике расчета (см. рис. 2) динамический коэффициент 1,5 к держащей силе введен для учета рывков якорной цепи. Результаты применения метода прямого расчета представлены на рис. 3 и 4 и в табл. 1.

ПРЯМОЙ РАСЧЕТ ЯКОРНОГО УСТРОЙСТВА

Данные судна:				Гидродинамические силы (течение):				Аэродинамические силы (ветер):			
L	м	24	Длина	C _{WS}		3	Кэф.смоченной поверхности	A _F	м ²	14,08	Фронтальная площадь
B	м	6,2	Ширина	S _W	м ²	126,43	Смоченная поверхность	A _S	м ²	54,4	Боковая площадь
T	м	1,2	Осадка корпусом	R _n		5,46E+07	Число Рейнольдса	A _{EQ}	м ²	16,8	Эквивалентная площадь
D	т	74	Водоизмещение	C _{F0}		2,28E-03	Кэф.сопротивления трения пластины	C _{AA}		0,75	Кэф.аэро сил
F	м	1,6	Надв.борт	C _A		0,0004	Корреляционная поправка	R _{AA}	кН	4,82	Аэродинамич.сопротивление
Размеры надстройки:				R _F	кН	1,0874	Сопротивление трения	ИТОГО:			
l _C	м	20	Длина	F _{nL}		0,1631	Число Фруда	R	кН	6,759	
b _C	м	5,2	Ширина	R _{R/(gD)}		0,0007	Кэф.остаточного сопротивления	R	кг	689,0	
h _C	м	0,8	Высота	R _R	кН	0,5252	Остаточное сопротивление	Запас	%	50	Динамический коэф.
Погодные условия:				C _{APP}		0,2	Надбавка на выступающие части	Требуемая держащая сила:			
V _C	уз	4,87	Течение	R _{APP}	кН	0,3225	Сопротивление выступающих частей	T	кг	1033	
V _C	м/с	2,5		R	кН	1,9352	Общее гидродинамич. сопротивление	Требуемая масса якоря:			
V _W	м/с	25	Ветер	Разрывная прочность цепи или троса:				Норм.	кг	103,3	
				k		4	Коэффициент запаса	ННР	кг	51,7	
				T	кг	1033	Рабочая нагрузка	SHNP	кг	25,8	
				T _p	кг	4134	Разрывная прочность	Кастом-расчет:			
				d	мм	9,2	Мин.калибр цепи, оцинкованная	Индекс	кг	30	
				d	мм	7,3	Мин.калибр цепи, нержавеющая	Масса	кг	34,4	

Примечание: ветер 25м/с, течение 5уз из Рекомендаций МАКО, 2007

Рис. 2 Скриншот прямого расчета параметров ЯУ

Очевидно, оператор должен быть снабжен информацией об ограничениях ЯУ судна. Эту задачу решает прямой метод расчета, предложенный автором.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ЭЛЕМЕНТОВ ЯКОРНОГО УСТРОЙСТВА СЕРИИ СУДОВ

Автором выполнен анализ масс якорей, преимущественно повышенной держащей силы (ННР) по требованиям различных правил и рекомендаций поставщиков для линейки длин однокорпусных катеров длиной от 6 до 24 м, результаты представлены на рис. 3 и 4. Использовались следующие нормативные документы и каталоги поставщиков:

- Правила РС [4] для морских судов (на категорию **R3** и **R2**) и высокоскоростных судов РС ВСС [16];
- Правила Германского Ллойда GL [7] для яхт и судов длиной до 24 м; показаны массы основного и запасного якорей. Эти правила, в том числе, используются для классификации рабочих и промысловых судов;
- Рекомендации из каталогов поставщиков якорей типа CQR и Delta, имеющих одобрение Регистра Ллойда. При этом, по рекомендациям принят наиболее тяжелый якорь для каждой рассматриваемой длины судна;
- Правила Морской администрации Великобритании для малых коммерческих судов — MCA SCV Code [11], предназначенные для судов длиной до 24 м. Приведены данные для категорий 0 — 3; для сведения: категория 0 — неограниченная, категория 3 соответствует удалению от убежища 20 миль;

- Правила Nordic Boat Standard (NBS) [10], разработанные морскими администрациями стран Скандинавии и DNV и предназначенные для коммерческих судов длиной до 15 м;
- Правила Регистра Ллойда для судов специального назначения LR SSC [16];
- Правила Российского Речного Регистра [12], масса якорей определена для судов с динамическим принципом поддержания (СДПП) для категорий О-ПР и Л.

В ходе расчетов установлено, что при использовании для выбора ЯУ правил PPP по методике для водоизмещающих судов результаты слабо согласуются с реальностью на малых судах современных типов. Видимо, для подобных судов с классом PPP следует использовать методику для СДПП.

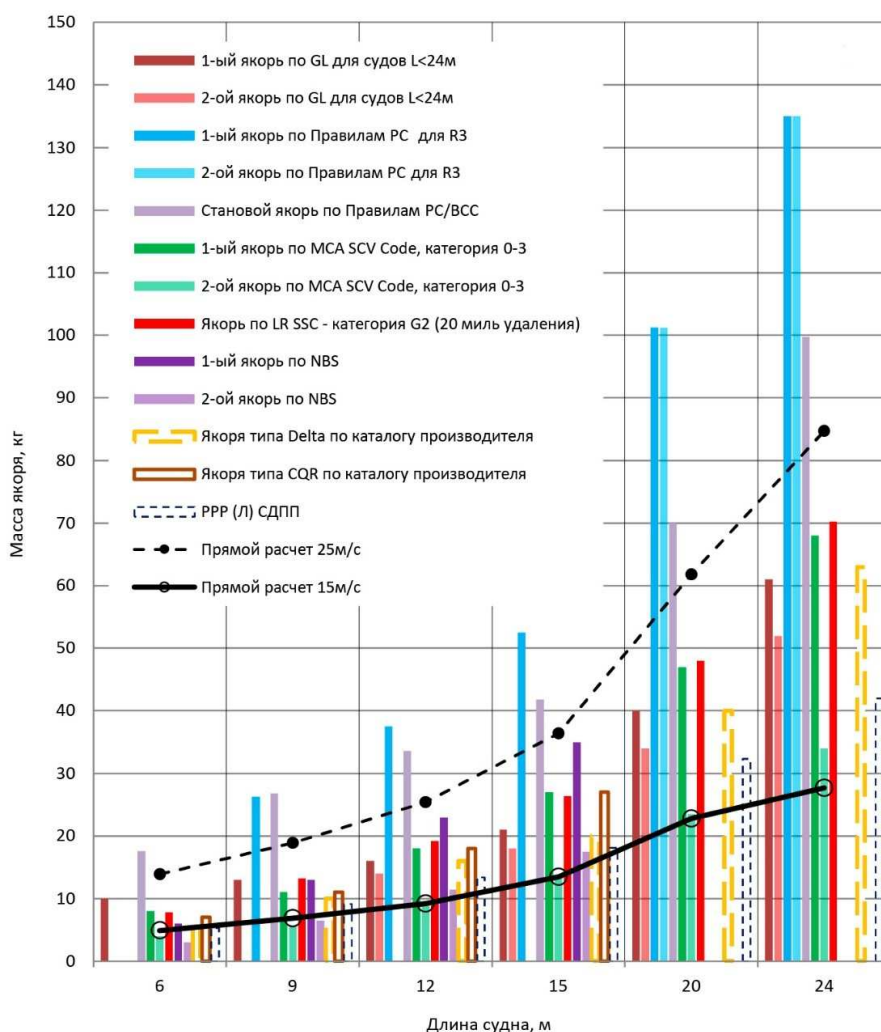


Рис. 3 Масса якорей по различным правилам (R3 по [5] и аналоги)

Правила иностранных КО и рекомендации производителей дают некоторый разброс значений; наиболее консервативными из иностранных КО являются требования LR SSC [16]. С другой стороны, правила, не предназначенные специально для малых судов, дают завышенные значения массы якорей; применения Правил РС [5] для них следует избегать, вместо них применяя РС BCC [15] (при $L > 15$ м), РС [6] или прямой расчет.

Кривые, соответствующие прямому расчету также показаны на рис. 3 и 4 и отражают расчет для штормовых условий МАКО [4], а также для облегченных условий — сниженных скоростей ветра и течения (15 м/с и 1,5 м/с соответственно). Можно заметить, что чем больше длина судна, тем ближе характеристики ЯУ к расчету для штормовых условий; это отражает тот факт, что такие суда как раз и предназначены для более тяжелых условий эксплуатации. В то же время, для судов малых длин характерно приближение к прямому расчету для облегченных условий.

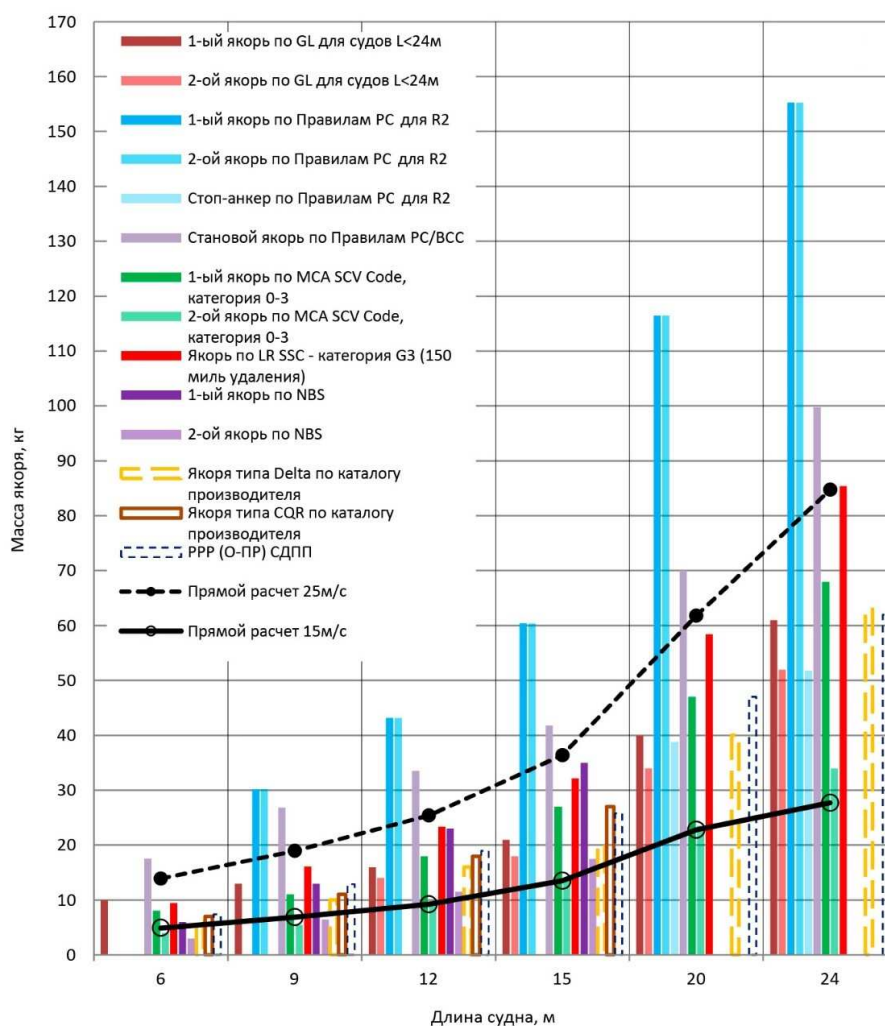


Рис. 4 Масса якорей по различным правилам (R2 по [5] и аналоги)

ОСОБЕННОСТИ КАТАМАРАНОВ

Определение ЯУ многокорпусных судов имеет особенности: при использовании традиционной записи характеристики снабжения, не адаптированной специально для многокорпусников, параметры ЯУ приобретают неадекватные размеры. Например, в практике автора был случай, когда Китайский Регистр (CCS) требовал становой якорь массой 140 кг для катамарана длиной 12 м; практичность такого ЯУ более чем сомнительна.

В таблице рассмотрено определение параметров ЯУ типа ННР несколькими способами для рабочего катамарана длиной 12 м категории **R3** (не высокоскоростного). Отметим, что Правила BCC [15] и особенно РС [5] дают завышенные значения массы якорей. Можно предположить, что Правила BCC нуждаются в некоторой корректировке метода расчета ЯУ для катамаранов с дифференциацией по району плавания. Из опыта автора, масса якоря 40 кг типа ННР обеспечивает надежное удержание 12-метрового катамарана даже в сложных условиях.

Т а б л и ц а

Пример оценки элементов ЯУ катамарана

Параметр	Правила РС [5]	Правила РС ВСС [15]	Правила GL HSC [13] (для катамаранов)	Правила LR SSC [16] (для катамаранов)	ГИМС [17] (катама-ран)	Прямой расчет
Масса осн. якоря	79 кг	51 кг	28 кг	35 кг	31 кг	34 кг
Масса 2-го якоря	79 кг	нет	нет	нет	17 кг	—
Калибр цепи	11 мм	7 мм	7,5/7,0 мм	11,2 мм	10/9,5мм	7,5 мм
Длина цепи	165 м	82 м	75 м	82,5 м	2 × 42 м	—
Общая масса цепи и якорей	$79 \times 2 + 403 = 561$ кг	$51 + 89 = 140$ кг	$28 + (80/90) = 108/118$ кг	$35 + 212 = 247$ кг	$31 + 17 + 81 + 73 = 202$ кг	—

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выбор ЯУ судна — это комплексная задача, связанная с не только с проверкой воздействий на судно, но и с функциональностью, прочностью корпуса и подкреплений. Практика показывает, что большинство современных прогулочных судов имеют ЯУ с характеристиками, не позволяющими осуществлять надежную постановку на якорь в штормовых условиях. С другой стороны, относительно небольшие и легкие ЯУ удобнее в обращении для экипажа на малом судне, с учетом ограниченных средств механизации. Более того, в маркетинговых целях производители прогулочных судов стараются использовать ЯУ меньшего размера, поскольку считается, что массивные якоря «портят внешний вид судна». Результаты оценочных расчетов показывают, что подход ИСО 15084 не дает сколько-нибудь надежных вводных для оценки параметров ЯУ. Применение методов, изначально не предназначенных для малых и высокоскоростных судов, а также для катамаранов приводит к завышенным характеристикам ЯУ.

Для расчета ЯУ, особенно нетиповых судов с ограничениями по массе, необходимо переходить от непрозрачной характеристики снабжения к нормированию потребной держащей силы и прямому расчету элементов ЯУ. Для малых и высокоскоростных судов с классом РС, рекомендуется применение для оценки характеристик ЯУ правил РС или ВСС [6,15], или прямого расчета для судов нетиповой конструкции. Для малых судов с классом PPP рекомендуется применение методики для СДПП.

Все использованные в статье иллюстрации предоставлены автором.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ultimate holding power. Yachting Monthly, December 2006.
2. ISO 15084:2003. Small craft — Anchoring, mooring and towing — Strong points.
3. Казарезов А.Я., Пашенко Ю.Н. Выбор якорного снабжения яхт. // Збірник наукових праць НУК — Кораблебудування, № 1-2013.
4. Requirements concerning mooring, anchoring and towing. International Association of Classification Societies (IACS), 2021.
5. Правила классификации и постройки морских судов. Российский морской регистр судоходства, 2022.
6. Правила классификации и постройки малых морских рыболовных судов. Российский морской регистр судоходства, 2022.
7. Rules for Classification and Construction of Special Craft. — Yachts and Boats up to 24 m. German Lloyd, 2003/2012.
8. Правила классификации и постройки прогулочных судов. Российский морской регистр судоходства, 2018.
9. Правила классификации и постройки малых судов. Регистр судоходства Украины, 2015.
10. Nordic Boat Standard — Commercial Boats less than 15 metres — DNV. Maritime Administrations of Sweden Norway, Finland, Iceland, Denmark. 1990.
11. Small Vessels in Commercial Use for Sport or Pleasure, Workboats and Pilot Boats — Alternative Construction Standards. MSN 280 — SCV Code — Maritime Coastguard Agency, UK.
12. Правила классификации и постройки судов. Российский речной регистр, 2022.
13. Rules for Classification and Construction of High-Speed Craft, Germanischer Lloyd, 2012.
14. Nazarov A., Jiltsov N. Aerodynamic and Functional Considerations for Design of Sailing Catamaran Superstructures//Innovations in Small Craft Technology. RINA, 13 April 2016, London, UK.
15. Правила классификации и постройки высокоскоростных судов. Российский морской регистр судоходства, 2018.
16. Rules and Regulations for the Classification of Special Service Craft. Lloyd's Register, 2022.
17. Правила классификации, постройки и обеспечения эксплуатационной безопасности морских судов, поднадзорных ГИМС РФ. Москва, 2004.

REFERENCES

1. Ultimate holding power. Yachting Monthly, December 2006.
2. ISO 15084:2003. Small craft — Anchoring, mooring and towing — Strong points.
3. Kazarezov A.Ya., Pashchenko Yu.N. *Vybor yakornogo snabzheniya yakht*. [Selection of anchor equipment for yachts] Zbirnik naukovih prac NUK — Korablebuduvannya, No. 1-2013.
4. Requirements concerning mooring, anchoring and towing. International Association of Classification Societies (IACS), 2021.
5. Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships. Russian Maritime Register of Shipping, 2022. (In Russian)
6. Rules for the Classification and Construction of Small Sea Fishing Vessels. Russian Maritime Register of Shipping, 2022. (In Russian)
7. Rules for Classification and Construction of Special Craft. — Yachts and Boats up to 24 m. German Lloyd, 2003/2012.
8. Rules for the Classification and Construction of Pleasure Craft. Russian Maritime Register of Shipping, 2018. (in Russian).
9. *Pravila klassifikatsii i postroyki malykh sudov* [Rules for the Classification and Construction of Small Vessels]. Register of Shipping of Ukraine, 2015.
10. Nordic Boat Standard — Commercial Boats less than 15 metres — DNV. Maritime Administrations of Sweden Norway, Finland, Iceland, Denmark. 1990.
11. Small Vessels in Commercial Use for Sport or Pleasure, Workboats and Pilot Boats — Alternative Construction Standards. MSN 280 — SCV Code — Maritime Coastguard Agency, UK.
12. *Pravila klassifikatsii i postroyki sudov* [Rules for the Classification and Construction of Small Vessels] Russian River Register, 2022.
13. Rules for Classification and Construction of High Speed Craft, Germanischer Lloyd, 2012.
14. Nazarov A., Jiltsov N. Aerodynamic and Functional Considerations for Design of Sailing Catamaran Superstructures//Innovations in Small Craft Technology. RINA, 13 April 2016, London, UK.
15. Rules for the Classification and Construction of High-Speed Craft. Russian Maritime Register of Shipping, 2018. (In Russian)
16. Rules and Regulations for the Classification of Special Service Craft. Lloyd's Register, 2022.
17. *Pravila klassifikatsii, postroyki i obespecheniya ekspluatatsionnoy bezopasnosti morskikh sudov, podnadzornykh GIMS RF* [Rules for the Classification, Construction and Operational Safety of Sea-Going Vessels Under RF SISV Supervision]. Moscow, 2004.

УДК 629.12

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕРЖАЩЕЙ СИЛЫ СУДОВЫХ ЯКОРЕЙ НА ОСНОВЕ МОДЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Ю.А. Кочнев, канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Волжский государственный университет водного транспорта», Нижний Новгород, e-mail: tmnnkoch@mail.ru

Внедрение на современных судах так называемых легких якорей, или якорей с повышенной и высокой держащей силой, требует наличия у них свидетельства классификационного общества, подтверждающего, что они в состоянии удержаться в различных типах грунта при величине внешней нагрузки не менее двух нагрузок обычного бесштокового якоря, которым является, например якорь типа Холла. Для получения свидетельства необходимо проведение испытаний, которые трудоемки и требуют использования специального судна, оборудованного манипулятором, краном или кран-балкой для подвешивания, сбрасывания и выбора испытываемых якорей. Малым и средним предприятиям, выпускающим подобные якоря, необходимы альтернативные методы испытаний, позволяющие снизить их стоимость и время проведения. В статье рассмотрена возможность имитационных испытаний моделей якорей, полученных аддитивным изготовлением их из ABS пластика на непромышленном 3-D принтере. Приведены критерии подобия натурного и модельного процесса поведения якоря в грунте при его статическом положении и волочении, полученные методом анализа размерностей. Представлены результаты испытания якоря с формой подобной международно используемому якорю AC-14 совместно с якорем Холла близкой массы, для получения которых потребовалось разработать как лабораторную установку, так и технологии выполнения эксперимента.

Ключевые слова: якорь, держащая сила, якорь AC-14, якорь AR-14, якорь Холла, имитационные испытания, аддитивные технологии

DETERMINATION OF THE HOLDING FORCE OF SHIP ANCHORS BASED ON MODEL TESTS

Yu.A. Kochnev, PhD, assistant professor, Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, e-mail: tmnnkoch@mail.ru

Introduction of so-called light anchors on modern ships, or anchors with high and super high holding power, requires them to have a certificate of the classification society confirming that they are able to hold in various types of soil with an external load of at least two loads of a conventional stockless anchor, for example, a Hall type anchor. To obtain a certificate, it is necessary to conduct tests that are time-consuming and require the use of a special vessel equipped with a manipulator, crane or crane beam for hanging, dropping and selecting test anchors. Small and medium-sized firms manufacturing such anchors need alternative test methods to reduce their cost and time. The article considers the possibility of simulation tests of anchor models obtained by additive manufacturing them from ABS plastic with a non-industrial 3-D printer. The criteria of similarity of the full-scale and model process of the anchor behavior in the ground at its static position and drawing, obtained by dimensional analysis, have been given. The results of testing an anchor of a shape similar to the internationally used AC-14 anchor together with a Hall anchor of a similar mass have been presented, for which it was necessary to develop both a laboratory installation and methodology for carrying out the experiment.

Keywords: anchor, holding power, AC-14 anchor, AR-14 anchor, Hall anchor, simulation tests, additive technologies

ВВЕДЕНИЕ

В мировой практике широкое распространение получили якорь AC-14, являющийся близким по форме и свойствам отечественным якорям повышенной держащей силой (ПДС), но отличающийся своими габаритными размерами. ФГБОУ ВО «Волжский Государственный университет водного транспорта» по заказу ООО «Метмаш» (г. Бор, Нижегородская область), разработал якоря, AR-14, которые имея форму ПДС, соответствуют размерам якоря AC-14. Однако на территории Российской Федерации ни первый якорь (AC-14), ни вновь разработанный (AR-14) не имеют свидетельства Регистра о признании их якорями с повышенной держащей силой. Это с одной стороны, ограничивает область их использования, а с другой, не позволяет отечественным предприятиям выпускать их на рынок.

Правила Российского морского регистра судоходства ссылаются на унифицированные требования международной ассоциации классификационных обществ (МАКО), которые требуют для признания, проводить испытания якорей двух масс (совместно с аналогичными массами якоря Холла), на трех типах грунта: глина, ил (песок) и каменистый грунт. Таким образом, для полноценных испытаний необходимо не только изготовить четыре якоря, но в том числе:

- разработать программу испытаний, согласованную с классификационным обществом;
- арендовать судно, способное перевозить, сбрасывать и перенасаживать указанные якоря, то есть оснащенное специальным грузовым устройством и имеющем площадку для их размещения;
- найти необходимые грунты в относительной близости друг от друга, с целью снижения безэкспериментальных переходов.

Конечная стоимость испытаний, по нашим приближенным оценкам, составляет более двух миллионов рублей, что для предприятий среднего бизнеса, которые, как правило, и занимаются выпуском якорей для судостроения, оказывается слишком высокой стоимостью и, соответственно, требует разработки альтернативных способов сравнения и прогнозирования держащей силы.

Например, в работе [1] выполнены модельные испытания четырех типов якорей, в том числе и якоря АС-14. Однако их стоимость, в связи с применением в качестве материала стали, так же высока, а само изготовление трудоемко, поскольку требует дополнительной разработки форм для отливки.

Теоретические исследования взаимодействия станового якоря с грунтом практически отсутствуют и в отечественной литературе приведены, например, в [7]. Имеющиеся работы [8, 9, 10, 11, 12], хотя и затрагивают вопросы проникновения в грунт твердых тел в различных условиях, относятся к другим областям техники и не могут быть полноценно адаптированы к условиям работы якоря в морских и речных грунтах.

Цель настоящей работы заключается в анализе возможности использования альтернативных методов и материалов для проведения испытаний якорей и определения их держащей силы, что требует решения задачи о подобии процесса зацепления натурального и модельного якоря и разработки методики проведения модельного эксперимента.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

На кафедре проектирования и технологии постройки судов ФГБОУ ВО «Волжский государственный университет водного транспорта» в 2019 — 2021 годах была разработана экспериментальная установка и проведены описанные ниже исследования по определению держащей силы.

Модели якорей холла и AR-14, для сравнения их держащей силы, изготовлены из ABS пластика с характеристиками, приведенными в табл. 1 [2, 3] методом аддитивной печати на 3-D-принтере марки WANHAO I3 MINI в масштабе 1:20.

Таблица 1

Характеристики ABS-пластика, применяемые при изготовлении моделей якорей

Характеристика	Ед. измерения	Значение	Характеристика	Ед. измерения	Значение
Температура плавления	°C	210	Прочность на разрыв	МПа	22
Температура размягчения	°C	100	Модуль упругости при растяжении	ГПа	1,6
Температура эксплуатации изделия	°C	– 40	Модуль упругости при изгибе	ГПа	2,1
Температура стеклования	°C	+ 80	Плотность	г/см ³	1,1
		105	Точность печати	%	1,0
Твердость по Роквеллу		R110	Усадка при изготовлении изделия	%	до 0,8
Относительное удлинение при разрыве	%	6	Влагопоглощение	%	0,45
Прочность на изгиб	МПа	41			

Разработка модели выполнена с применением теории подобия и размерностей [4]. Испытания проводились в опытовом бассейне длиной 1200 мм, шириной 350 мм, высотой 400 мм с имитацией грунта высотой 120 мм речным песком с характеристиками, приведенными в табл. 2. Размерами бассейна и влиянием его границ (кроме нижней) на держащую силу в настоящей работе пренебрегали, поскольку они оказывают аналогичное воздействие на оба типа якорей.

Таблица 2

Характеристики грунта, использованного в исследовании

Характеристика	Ед. измерения	Значение
Размер фракции	мм	до 1,0
Угол естественного скоса	градусы	20
Плотность сухого материала	т/м ³	1,5
Плотность в состоянии естественной влажности	т/м ³	1,45
Модуль упругости	МПа	120
Угол внутреннего трения	градусы	31

РЕЗУЛЬТАТЫ

Для двух систем необходимо выполнить геометрическое, динамическое и кинематическое подобие чтобы иметь возможность утверждать, что процессы, проходящие в них, имеют аналогичный характер, а результаты, полученные на основе исследования модели, можно интерпретировать и на реальный объект [4].

Геометрическое подобие якорей Холла и AR-14 их моделям обеспечивается с помощью выполнения трехмерной аддитивной печати, которая позволяет с точностью до 0,1 мм передать форму (см. рис. 1) из математической твердотельной модели, разработанной в Autodesk Inventor.



Рис. 1 Модель якоря AR-14 из ABS-пластика

Модуль геометрического подобия имеет вид

$$\lambda_L = L/L_m = B/B_m = H/H_m = Z_g/Z_{gm} = \dots \text{ и т.д.,}$$

где L, B, H, Z_g — соответственно длина, ширина, высота, положение центра тяжести якоря;

L_m, B_m, H_m, Z_{gm} — соответственно длина, ширина, высота, положение центра тяжести модели якоря.

Разработка электронной модели якорей выполнена с учетом [5], позволяющих учитывать особенности прочности, геометрии и поведения якоря при его изготовлении из любого материала, обладающего достаточной твердостью и жесткостью.

Критерии динамического и кинематического подобия наиболее точно определяются из уравнения движения и зацепления якоря за грунт, которое получается на основе уравнения Лагранжа второго рода [6]. Оно описывает наличие взаимосвязи между силами, возникающими в системе «якорь — грунт», и скоростями натурального и модельного процесса соответственно:

$$\lambda_P = P_j / P_{jm};$$

$$\lambda = v_j / v_m,$$

где P_j , v — силы и скорость движения натурального якоря;
 P_{jm} , v_m — силы и скорость движения модели якоря.

В связи со сложностью взаимодействия якоря с грунтом записать закон его движения с достаточной степенью точности авторам не представляется возможным. Поэтому для получения критериев подобия использован метод анализа размерностей, которые у натурального и модельного процессов совпадают.

Держащая сила в любой момент времени (Н или кг × м/с²) в общем виде определяется уравнением

$$P = f(S, \varphi, m, v, g),$$

где S — площадь активного контакта якоря с грунтом, зависящая от пространственного положения как якоря в целом, так и его отдельных конструктивных элементов, имеющих собственные степени свободы, м²;
 φ — удельное сопротивление грунта сдвигу, Н/м² или кг/(с²м);
 m — масса якоря, кг;
 v — начальная скорость движения якоря, м/с;
 g — ускорение свободного падения, м/с².

Любой физический процесс может быть записан в виде произведения [4, 8]

$$F = \alpha_0 \prod_{\xi=1}^k X_{\xi}^{\alpha_{\xi}},$$

где α_0 , α_1 , α_2 и т.д. — некоторые показатели степени;
 X_{ξ} — некоторая физическая величина, от которой зависит конечный результат;
 k — число учитываемых (рассматриваемых) величин.

В таком случае уравнение держащей силы с другой стороны может быть записано следующим образом:

$$P = a_0 \times S^{a_1} \times \varphi^{a_2} \times m^{a_3} \times v^{a_4} \times g^{a_5}, \quad (1)$$

где a_0 , a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , a_5 — коэффициенты;

или которое для определения модулей подобия следует представить в виде размерностей

$$\frac{\text{кг} \times \text{м}}{\text{с}^2} = a_0 \times \text{м}^{2a_1} \times \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}^2 \times \text{м}} \right)^{a_2} \times \text{кг}^{a_3} \times (\text{м}/\text{с})^{a_4} \times (\text{м}/\text{с}^2)^{a_5}. \quad (2)$$

Учитывая, что показатели степеней у одинаковых размерностей в (2) должны быть равны, они будут определяться из системы уравнений

$$\begin{cases} \text{кг: } 1 = a_2 + a_3; \\ \text{м: } 1 = 2a_1 - a_2 + a_4 + a_5; \\ \text{с: } -2 = -2a_2 - a_4 - 2a_5; \end{cases}$$

разрешив которую относительно коэффициентов a_2 и a_5 можно получить:

$$\begin{aligned} a_3 &= 1 - a_2; \\ a_1 &= -0,5 + 1,5a_2 + 1,5a_5; \\ a_4 &= 2 - 2a_2 - 2a_5. \end{aligned} \quad (3)$$

Подставив (3) в (1) и сгруппировав члены с одинаковыми степенями, получим уравнение для определения держащей силы якоря, в котором не известные коэффициенты a_0 , a_2 и a_5 определяются в результате эксперимента

$$P = a_0 \times S^{-0,5+1,5a_2+1,5a_5} \times \varphi^{a_2} \times m^{1-a_2} \times v^{2-2a_2-2a_5} \times g^{a_5} = a_0 \times mv^2 / \sqrt{S} \times \left(\frac{S^{1,5}\varphi}{mv^2} \right)^{a_2} \times \left(\frac{S^{1,5}g}{v^2} \right)^{a_5}. \quad (4)$$

Если якорь прекратил перемещение в грунте и перешел в статическое положение, что соответствует его рабочему состоянию, то параметр скорости в уравнении (1) не учитывается. Составляя аналогичные выражения можно получить следующее:

$$P = u_0 \times S^{u_1} \times \varphi^{u_2} \times m^{u_3} \times g^{u_5}; \quad (5)$$

$$\frac{\text{кг} \times \text{м}}{\text{с}^2} = a_0 \times \text{м}^{2u_1} \times \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}^2 \times \text{м}} \right)^{u_2} \times \text{кг}^{u_3} \times (\text{м}/\text{с}^2)^{u_5};$$

$$\begin{cases} \text{кг: } 1 = u_2 + u_3; \\ \text{м: } 1 = 2u_1 - u_2 + u_5; \\ \text{с: } -2 = -2u_2 - 2u_5; \end{cases} \quad (6)$$

откуда

$$\begin{aligned} u_1 &= u_2; \\ u_3 &= 1 - u_2; \\ u_5 &= 1 - u_2; \\ P &= u_0 \times S^{u_2} \times \varphi^{u_2} \times m^{1-u_2} \times g^{1-u_2} = u_0 (S\varphi/mg)^{u_2} \times mg. \end{aligned} \quad (7)$$

Выражение (4) представляет собой реакцию грунта при воздействии на него движущегося якоря и может использоваться в исследовании скорости зацепления, что, например, актуально для якорей буровых установок, при их позиционировании в технологической области работ. Уравнение (7) в свою очередь позволяет моделировать статическое положение, что актуально для станковых якорей, которыми являются якоря повышенной держащей силы, АС-14, АР-14 и Холла.

Таким образом, подобие процесса статического положения якоря в грунте обеспечивается критерием

$$K_1 = S\varphi/mg, \quad (8)$$

из которого можно получить взаимосвязь между удельным сопротивлением грунта сдвигу для натурального и модельного испытания:

$$\varphi_m = \frac{\lambda_L^2}{\lambda_m} \varphi_a,$$

где λ_m — модуль подобия масс, учитывающий как разные материалы изготовления, так и внутреннюю структуру, поскольку модель может быть выполнена с пустотами или элементами утяжеления, а оригинальный якорь быть, например сварным или пустотелым, как это было, например, на первых якорях типа АС-14.

Рассматриваемые в настоящей работе модели из ABS пластика с практически семикратно меньшей плотностью позволяют установить, что модуль подобия масс больше линейного модуля прочности среды работы якоря, и, следовательно, удельное сопротивление грунта сдвигу при моделировании должно быть меньше натурального. Однако требования классификационных обществ проводить испытания держащей силы на трех грунтах с различными механическими характеристиками, на наш взгляд, продиктовано необходимостью охватить весь диапазон эксплуатационных ситуаций постановки судна на якорь. Тогда, примененному при модельных исследованиях грунту может быть противопоставлен реальный грунт, без численного выполнения критерия K_1 .

Подобие движения якоря и его модели может быть достигнуто при учете двух критериев

$$K_{v1} = \frac{S^{1,5}\varphi}{mv^2} \text{ и } K_{v2} = \frac{S^{1,5}g}{v^2}, \quad (9)$$

и, соответственно, скорость проведения испытаний, удовлетворяющая им, будет различна:

$$v_m = v_a \lambda_L^{-0,5}, \quad v_m = v_a \lambda_L^{-0,75}. \quad (10)$$

Однако учитывая, что скорость выбирания цепи натурального якоря на судне мала и составляет порядка 0,14...0,17 м/с, а моделирование должно происходить при меньших значениях, разницей, считаем, можно пренебречь.

Совместное испытание двух якорей в одинаковых модельных условиях с одинаковыми линейным и массовым модулем, а также малыми начальными скоростями волочения, на наш взгляд, позволяет утверждать о подобии его натурному процессу зацепления якоря за грунт.

Для проведения испытаний нами была разработана лабораторная установка гравитационного типа, схема которой приведена на рис. 2. Она состоит из:

- опытового бассейна, стенки которого изготовлены из прозрачного органического стекла, позволяющие вести наблюдение за движением якоря;
- прижимных ролика и блока, обеспечивающих положение гибкой связи в рабочем положении;
- в качестве последней принята леска, имеющая достаточную прочность и небольшое относительное удлинение, позволяющее моделировать поведение якорь-цепи;
- груза, выполненного в виде гирь различной массы.

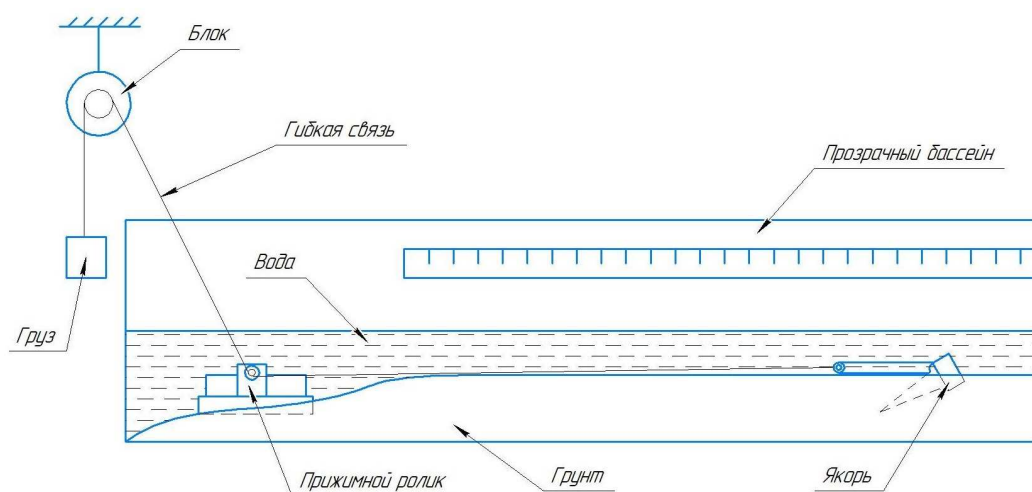


Рис. 2 Схема испытания якоря

При проведении модельного эксперимента необходимо учитывать, что натурный якорь работает в большинстве случаев (по сравнению с фактическими размерами якоря) в условно бесконечной среде, то есть границы водоема находятся на большом расстоянии от якоря и имеют близкую структуру с самим грунтом, за который осуществляется зацепление. Модель якоря испытывается в опытном бассейне, имеющем конечные размеры, таким образом, необходимо или учитывать влияние на держащую силу этих границ, или выбирать размеры модели якоря так, чтобы влияние границ было минимальным.

При движении якорь скалывает клин грунта, размеры которого наиболее просто определяются углом внутреннего трения и проекцией площади лапы на вертикальную плоскость. Длина скалываемого клина может быть найдена по формуле

$$l_k = h_{\text{л}} \times \sin \alpha_{\text{л}} \times \tan \varepsilon, \quad (11)$$

где $h_{\text{л}}$ — высота лапы якоря;
 $\alpha_{\text{л}}$ — угол наклона лапы к поверхности грунта;
 ε — угол внутреннего трения грунта.

Учитывая, что лапа якоря имеет сложную форму, то при поступательном движении лапы вдоль действия силы реакции якорь-цепи, скалывание клина грунта будет происходить не только в том же направлении, но и в поперечном с длиной клина, определяемой формулой (11).

Испытания модели якоря происходят вдоль бассейна и, следовательно, его длина должна обеспечивать скольжение якоря до остановки и иметь запас, учитывающий размеры скалываемого клина грунта

$$L_{\text{б}} = l_{\text{ск}} + \Delta l + l_{\text{к}},$$

где $L_{\text{б}}$ — длина опытового бассейна;
 $l_{\text{ск}}$ — расстояние, преодолеваемое якорем в бассейне при испытании;
 Δl — запас по длине, обеспечивающий начальное размещение якоря.

Другими словами, якорь должен приходить в статическое рабочее положение на расстоянии не менее длины l_k . Рассматривать обратную задачу — определение размеров якоря в зависимости от длины бассейна — не целесообразно, так как величина скольжения $l_{ск}$ — определяется только в результате эксперимента. В то же время определение ширины якоря исходя из ширины бассейна допустимо по формуле

$$b_{я} < B_6 - 2 \times l_k,$$

или для принятых размеров ширина лапы якоря не должна превышать 293 мм.

Результаты проведенного исследования держащей силы якоря Холла и якоря AR-14 приведены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты испытаний якорей

Тип якоря	Масса модели якоря, г	Масса груза, г	Отношение массы груза к массе якоря (коэффициент держащей силы модели якоря)
Холла	46,5	862	18,54
AR-14	59,0	1560	26,44

ВЫВОДЫ

Проведенные исследования показали, что при соблюдении ряда условий модельные испытания с заменой стального якоря на масштабный якорь из пластика, полученного с применением аддитивных технологий, могут стать допустимой альтернативой натурному дорогостоящему эксперименту. Поведение моделей бесштокового якоря и якоря повышенной держащей силы в условном грунте близки к реальным законам, описанным, например, в [1, 7]. Объясняется это, на наш взгляд тем, что величина держащей силы якоря в большей степени определяется его окончательным положением в грунте. В свою очередь это положение обеспечивается геометрическим подобием лап и массовым подобием действующей нагрузки, достичь которые, как правило, не представляет больших сложностей.

Имеющиеся математические модели взаимодействия якоря с грунтом описывают держащую силу зависимостью от фактических углов поворота лап и веретена в пространстве, площади зацепления и удельного сопротивления грунта сдвигу, что и показал модельный эксперимент.

Полученные в работе критерии подобия, как движущегося, так и зацепившегося якоря, позволяют в теории проводить модельные испытания судовых якорей на различных типах грунта. В конечном счете, это позволит выработать рекомендации для классификационных обществ и международных организаций о замене натуральных дорогостоящих испытаний на испытания пластиковых моделей полученных с применением аддитивных технологий, что сократит сроки выхода новой продукции на судостроительный рынок и повысит ее рентабельность, за счет сокращения стоимости опытно-конструкторских работ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Hyun-Kyoung Shin, Byoung-Cheon Seo, Jea-Hoon Lee, Experimental study of embedding motion and holding power of drag embedment type anchor on hard and soft seafloor, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, Vol. 3, Issue 3, September 2011, pp. 193 — 200, DOI: doi.org/10.2478/IJNAOE-2013-0062.
- Фарниев А.С. Анализ свойств материалов, используемых в аддитивных технологиях, и особенности их влияния на формирование внутренних резб / А.С. Фарниев, П.А. Новиков // ВЕСТНИК СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, 2020, № 3(19) — с. 42 — 46.
- Azadi M., Dadashi A., Dezhianian S., Kianifar M., Torkaman S., Chiyani M. High-cycle bending fatigue properties of additive-manufactured ABS and PLA polymers fabricated by fused deposition modeling 3-D-printing. Forces in Mechanics Vol. 3, September 2021, 100016. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.finmec.2021.100016>.
- Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. 8-е изд., перераб. М.: Наука, 1977. — 440 с.
- Кочнев Ю.А. Математическая модель судового якоря / Ю.А. Кочнев, Е.П. Роннов // Морские интеллектуальные технологии СПб — № 4 (42) 2018, с. 23 — 28.
- Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. Учеб. для машиностроит. и приборостроит. спец. вузов. — 5е изд. перераб. и доп. — М.: Высш. шк., — 1990. — 607 с.
- Судовые устройства: Справочник / ред. Александрова М.Н. — Л.: Судостроение, 1987 — 656 с.

8. Кадыров А.С. Применение методов теории подобия и размерностей при моделировании процесса вращения фрезерного рабочего органа в среде глинистого тиксотропного раствора / А.С. Кадыров, Ж.Ж. Жунусбекова, В.С. Смагина, Б.С. Жумабаев // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований № 6, 2015 — с. 31 — 37.
9. Пенский О.Г. Сопряженные модели проникновения твердых тел // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. № 1, 2007 — с. 151 — 161.
10. Велданов В.А. Возможности моделирования проникания тел в грунтовые среды / В.А. Велданов, А.Ю. Даурских, А.С. Корнейчик, М.А. Максимов // Инженерный журнал: наука и инновации. — 2013 — № 9. Режим доступа: URL: <http://www.engjournal.ru/catalog/machin/rocket/947.html> — DOI: 10.18698/2308-6033-2013-9-947.
11. Котов В.Л. Численное моделирование плоскопараллельного движения конических ударников в грунтовой среде на основе модели локального взаимодействия / В.Л. Котов, А.Ю. Константинов // Вычислительная механика сплошных сред. 2014 — т. 7. № 3 — с. 225 — 233.
12. Коронатов В.А. Дополнения к элементарной теории проникания твердого тела в грунтовые среды при однократном и многократном ударе // СИСТЕМЫ. МЕТОДЫ. ТЕХНОЛОГИИ, 2021, № 2(50) — с. 42 — 50, DOI: 10.18324/2077-5415-2021-2-42-50.

REFERENCES

1. Hyun-Kyoung Shin, Byoung-Cheon Seo, Jea-Hoon Lee, Experimental study of embedding motion and holding power of drag embedment type anchor on hard and soft seafloor, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, Vol. 3, Issue 3, September 2011, pp. 193 — 200, DOI: doi.org/10.2478/IJNAOE-2013-0062.
2. Farniyev A.S., Novikov P.A. *Analiz svoystv materialov, ispolzuyemykh v additivnykh tekhnologiyakh, i osobennosti ikh vliyaniya na formirovaniye vnutrennikh rezb* [Analysis of the properties of materials used in additive technologies and features of their influence on the formation of internal threads]. VESTNIK SOVREMENNYKH TEKHNOLGIY, 2020, No. 3(19), pp. 42 — 46.
3. Azadi M., Dadashi A., Dezhianian S., Kianifar M., Torkaman S., Chiyani M. High-cycle bending fatigue properties of additive-manufactured ABS and PLA polymers fabricated by fused deposition modeling 3-D-printing. Forces in Mechanics Vol. 3, September 2021, 100016. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.finmec.2021.100016>.
4. Sedov L.I. *Metody podobiya i razmernosti v mekhanike* [Similarity and dimensionality methods in mechanics]. 8-e ed. revised. M.: Nauka, 1977, 440 p.
5. Kochnev Yu.A., Ronnov Ye.P. *Matematicheskaya model sudovogo yakorya* [Mathematical model of a ship anchor]. Marine Intellectual Technologies. St. Petersburg, No. 44(42) 2018, pp. 23 — 28.
6. Nikitin N.N. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki* [Course of theoretical mechanics]. Textbook for machinery and device manufacturing colleges. 5th ed. revised and extended. M.: Vyssh. shk., 1990, 607 p.
7. Aleksandrov M.N. *Sudovyye ustroystva: Spravochnik* [Ship devices: Guide]. L.: Sudostroyeniye, 1987, 656 p.
8. Kadyrov A.S., Zhunusbekova Zh.Zh., Smagina V.S., Zhumabayev B.S. *Primeneniye metodov teorii podobiya i razmernostey pri modelirovani protsessa vrashcheniya frezernogo rabocheho organa v srede glinistogo tiksotropnogo rastvora* [Application of similarity and dimension theory methods in modeling the rotation process of a milling working body in a clay thixotropic solution]. Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamentalnykh issledovaniy (International Bulletin of Applied and Fundamental Studies) No. 6, 2015, pp. 31 — 37.
9. Penskiy O.G. *Sopryazhennyye modeli proniknoveniya tverdykh tel* [Conjugate models of penetration of solids]. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Povolzhskiy region. Tekhnicheskkiye nauki. (Proceedings of higher educational institutions. Povolzhsky Region. Technical Sciences) No. 1, 2007, pp. 151 — 161.
10. Veldanov V.A., Daurских A.Yu., Korneychik A.S., Maksimov M.A. *Vozmozhnosti modelirovaniya pronikaniya tel v gruntovyye sredy* [Possibilities of modeling the penetration of bodies into ground environments]. Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. (Engineering Bulletin: science and innovations) 2013, No. 9. URL: <http://www.engjournal.ru/catalog/machin/rocket/947.html>, DOI: 10.18698/2308-6033-2013-9-947.
11. Koto V.L., Konstantinov A.Yu. *Chislennoye modelirovaniye ploskoparallelnogo dvizheniya konicheskikh udarnikov v gruntovoy srede na osnove modeli lokalnogo vzaimodeystviya* [Numerical simulation of plane-parallel motion of conical impactors in a ground environment based on a model of local interaction]. Vychislitel'naya mekhanika sploshnykh sred (Computational mechanics of continua), 2014, vol. 7. No. 3, pp. 225 — 233.
12. Koronатов V.A. *Dopolneniya k elementarnoy teorii pronikaniya tverdogo tela v gruntovyye sredy pri odnokratnom i mnogokratnom udare* [Additions to the elementary theory of penetration of a solid body into ground media with a single and multiple impact]. SISTEMY. METODY. TEKHNOLGIY (Systems. Methods. Technologies), 2021, No. 2(50), pp. 42 — 50, DOI: 10.18324/2077-5415-2021-2-42-50.



МАТЕРИАЛЫ И СВАРКА

УДК: 621.83.061.4

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ В ПРОЦЕССЕ ПРОИЗВОДСТВА СВАРНЫХ КОРПУСОВ СУДОВЫХ РЕВЕРС-РЕДУКТОРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Р.В. Кузнецов, канд. техн. наук, ПАО «Звезда»; Высшая школа машиностроения ФГАОУ ВО «СПбПУ», Санкт-Петербург, e-mail: kuznetsovrv@zvezda.spb.ru

В работе представлен опыт промышленного применения метода низкочастотной вибрационной обработки корпуса судового редуктора «РО55» с целью снятия остаточных сварочных напряжений. Проведена численная оценка величины остаточных напряжений методами резонансных частот и магнитной анизотропии с сопоставлением сходимости полученных результатов. На основе анализа результатов исследований сформулированы предположения о возможности применения низкочастотной виброобработки в качестве альтернативы термического отжига сварных корпусных конструкций изделий судового машиностроения. Результаты работы могут быть использованы в практике производства крупногабаритных сварных реверс-редукторных передач судов двойного назначения для определения величины остаточных напряжений и оценки стабильности геометрических размеров изделия. Предложенная технология позволяет существенно оптимизировать технологический цикл производства за счет сокращения времени проведения операций, упразднения ряда логистических перемещений, а также отказа от специализированного дорогостоящего оборудования.

Ключевые слова: реверс-редукторная передача, низкочастотная виброобработка, метод магнитной анизотропии, остаточное напряжение, зона термического влияния, сварное соединение, технология судостроения

EXPERIENCE IN THE USE OF LOW-FREQUENCY VIBRATION MACHINING IN THE PRODUCTION OF WELDED HULLS OF MARINE REVERSE GEARS

R.V. Kuznetsov, PhD, PJSC "Zvezda", Higher School of Mechanical Engineering at Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, e-mail: kuznetsovrv@zvezda.spb.ru

The paper presents the experience of industrial application of the method of low-frequency vibration processing of the hull of the ship gearbox "RO55" in order to remove residual welding stresses. Numerical assessment of the value of residual stresses by the methods of resonant frequencies and magnetic anisotropy has been carried out with a comparison of the convergence of the results obtained. Based on the analysis of the research results, assumptions about the possibility of using low-frequency vibration treatment as an alternative to thermal annealing of welded hull structures of marine engineering products have been formulated. The results of the work can be used in production of large-sized welded reverse gears of dual-purpose ships to determine the magnitude of residual stresses and assess the stability of the geometric dimensions of the product. The proposed technology can significantly improve the technological cycle of production by reducing the time of operations, eliminating a number of logistics movements, as well as forgoing the use of specialized expensive equipment.

Keywords: reverse gear, low-frequency vibration treatment, magnetic anisotropy method, residual voltage, zone of thermal influence, welded joint, shipbuilding technology

ВВЕДЕНИЕ

Еще в середине прошлого десятилетия был взят курс на разработку и освоение производства морских газотурбинных двигателей М70ФРУ и М90ФР, на сегодняшний день ПАО «ОДК-САТУРН» освоило их серийный выпуск и готовится к модернизации ГТД М90ФР с мощностью до 25 МВт [1]. В перспективе к 2035 году планируется спроектировать и поставить на производство новый двигатель МГТД-35, мощностью до 35 МВт, который должен стать флагманским ГТД отечественного ВМФ. При этом основным направлением развития судовой энергетики становится концепция: «Один тип газотурбинного форсажного двигателя, один тип маршевого дизельного двигателя, работающих на унифицированный главный редуктор и один тип дизель-генератора — для перспективных боевых кораблей широкого спектра классов» [2]. К сожалению в полной мере реализация данной концепции сегодня не представляется возможным ввиду отсутствия отечественной централизованной базы судового редукторостроения [1, 3].

Последнее десятилетие ознаменовано появлением целой линейки успешно реализуемых ОКР проектов судовых редукторных комплексов разного типоразмера от относительно легких «РО35» и «РО71» до самых мощных на сегодняшний день «РО55», «6РП» и «МЯШИ». Однако существенное технологическое отставание, проявляющееся в отсутствии необходимого промышленного оборудования, становится значительным сдерживающим фактором в процессе постановки подобных изделий на производство [4]. Одним из примеров подобного дефицита является нехватка специализированных крупногабаритных термических печей для отжига сварных корпусных конструкций у предприятий-изготовителей вышеуказанной продукции. Последнее до сегодняшнего момента решалось с помощью использования межзаводской кооперации, что существенно удорожало цену конечного изделия и вызывало риски срывов ГОЗ по вине контрагентов. Успешной альтернативой этому может быть внедрение новых прогрессивных технологических процессов производства [5], так на базе Санкт-Петербургского машиностроительного предприятия ПАО «ЗВЕЗДА» для минимизации сварочных напряжений в крупногабаритных корпусных конструкциях активно внедряется технология низкочастотной вибрационной обработки (НВО).

Основными процессами, ответственными за появление остаточных напряжений при сварке, являются процесс интенсивного разогрева до расплавления и последующее остывание материала. Механизм возникновения остаточных напряжений можно описать следующим образом: при нагреве углеродистых сталей свыше 100 °С в условиях стеснения общей деформации в конструкции возникают сжимающие температурные напряжения, при дальнейшем нагреве в диапазоне 300 — 1500 °С температурные напряжения уменьшаются из-за уменьшения сопротивления материала пластическим деформациям, однако при охлаждении ниже 700 °С появляются растягивающие напряжения, которые увеличиваются по мере увеличения предела текучести и модуля упругости материала, что приводит к появлению остаточных напряжений после охлаждения [6].

Целью данной работы являлась выборочная оценка снятия остаточных напряжений в результате проведения низкочастотной виброобработки (НВО) верхнего корпуса тяжелого судового редуктора «РО55» с помощью метода магнитной анизотропии, а также определение возможности промышленного внедрения данной технологии как альтернативы низкотемпературному термическому отжигу.

МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

НВО изделия производилась в соответствии с требованиями РД5Р.ГКЛИ.0104-216-96 «Снижение уровня остаточных напряжений и деформации деталей и корпусных конструкций методом низкочастотной вибрационной обработки. Основные положения по технологии проведения» [7]. В качестве технологического оборудования использовался механический инерционный дебалансный вибровозбудитель ВТУ-01М2. Изделие в процессе проведения НВО было установлено на резиновые амортизаторы. Вибровозбудитель крепился к сварной конструкции с помощью струбцин. Процесс НВО осуществляли по следующему технологическому режиму: оптимальная резонансная частота — 82,9 Гц, дебаланс вибратора — 50%, рабочее виброусилие — 6,2 кН, время обработки — 9 мин.

Для оценки снятия остаточных напряжений на верхнем корпусе редуктора после проведения НВО применялся метод магнитной анизотропии [8]. В качестве контрольного оборудования использовался сканер механических напряжений STRESSVISION (зав. № 7; версия программного обеспечения микропроцессора №13 (2.013)) совместно с датчиком МА40 и портативной ПЭВМ с программным обеспечением версии Expert.

Топография контролируемых участков соответствует схеме наиболее нагруженных узлов корпуса в соответствии с предварительным конструкторским расчетом (см. рис. 1). Всего было проконтролировано семь участков. Площадь участков контроля и параметры координатных сеток определялись параметрами датчика и функциональными возможностями сканера механических напряжений. Контроль снятия остаточных напряжений выполнялся в два этапа. На первом этапе оценивалась начальная напряженность на участках контроля (от нулевой точки). На втором этапе измерения производились на следующий день после проведения НВО. Перед началом каждого рабочего дня выполнялась проверка работоспособности устройства вида «Проверка-2» в соответствии с методикой, изложенной в паспорте к прибору с использованием компенсационного и тестового образцов.

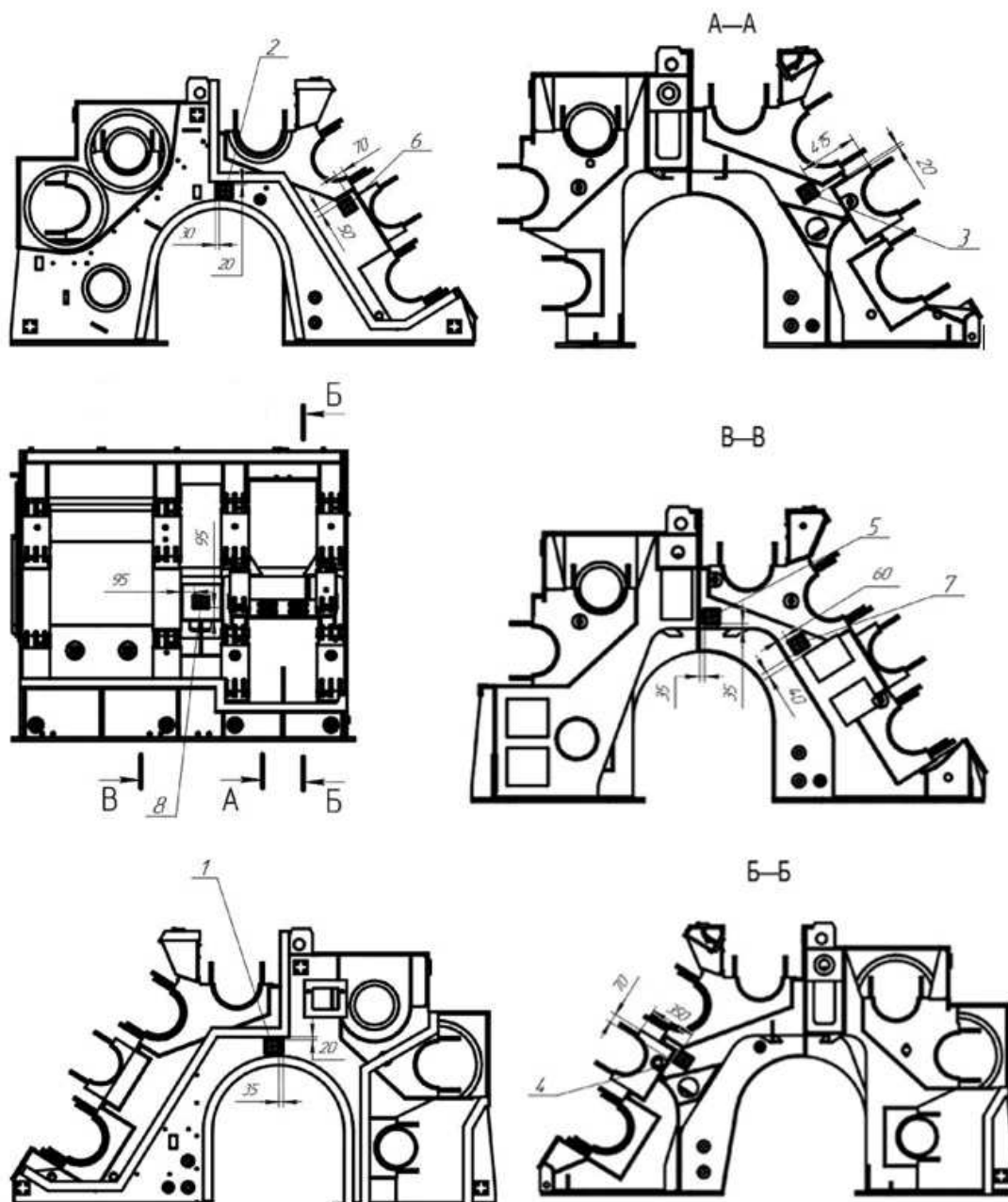


Рис. 1 Схема контролируемых участков на верхнем корпусе редуктора «Р055».

Для проведения измерений на каждый из контролируемых участков закреплялась координатная сетка с шагом по $\{X, Y\} = 20 \times 20$ мм. Размер сетки для первых двух контролируемых участков $\{X, Y\} = 15 \times 15$ точек*строк, для последующих $\{X, Y\} = 20 \times 20$ точек*строк (см. табл. 1). Перед установкой координатной сетки контролируемый участок очищался от загрязнений с помощью ветоши.

Таблица 1

Количественная характеристика координатных сеток

№ контролируемого участка	Кол-во строк	Кол-во точек	Размер сетки, мм	
			ось X	Ось Y
1	7	6	15	15
2	7	7	15	15
3	8	6	20	20
4	8	6	20	20
5	9	6	20	20
6	9	8	20	20
7	12	8	20	20

Для каждого участка в ПЭВМ формировался паспорт сварной зоны. Для снижения погрешности измерений выполнялась фотофиксация и измерение координат расположения закрепленной координатной сетки с помощью инструментальной линейки для повторной установки координатной сетки.

При измерениях главная риска прибора позиционировалась параллельно контролируемому сварному шву. Из-за параметров сварного соединения отсутствовала возможность оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) непосредственного самого сварного шва. При этом область контроля затрагивала зону термического влияния и основной металл.

С целью повышения достоверности результатов исследования в качестве альтернативного способа контроля использовался метод резонансных частот [9]. В процессе проведения НВО фиксировались три наиболее ярко выраженные резонансные частоты, характеризующиеся увеличением силы тока, потребляемой вибровозбудителем. О величине снижения остаточных напряжений в процентном соотношении судили по разнице максимальных и минимальных значений силы тока выбранных резонансных частот в процессе проведения виброобработки. Данный метод рекомендован производителем технологического оборудования в качестве основного способа контроля наряду с прямыми измерениями путем сканирования механических напряжений.

РЕЗУЛЬТАТЫ

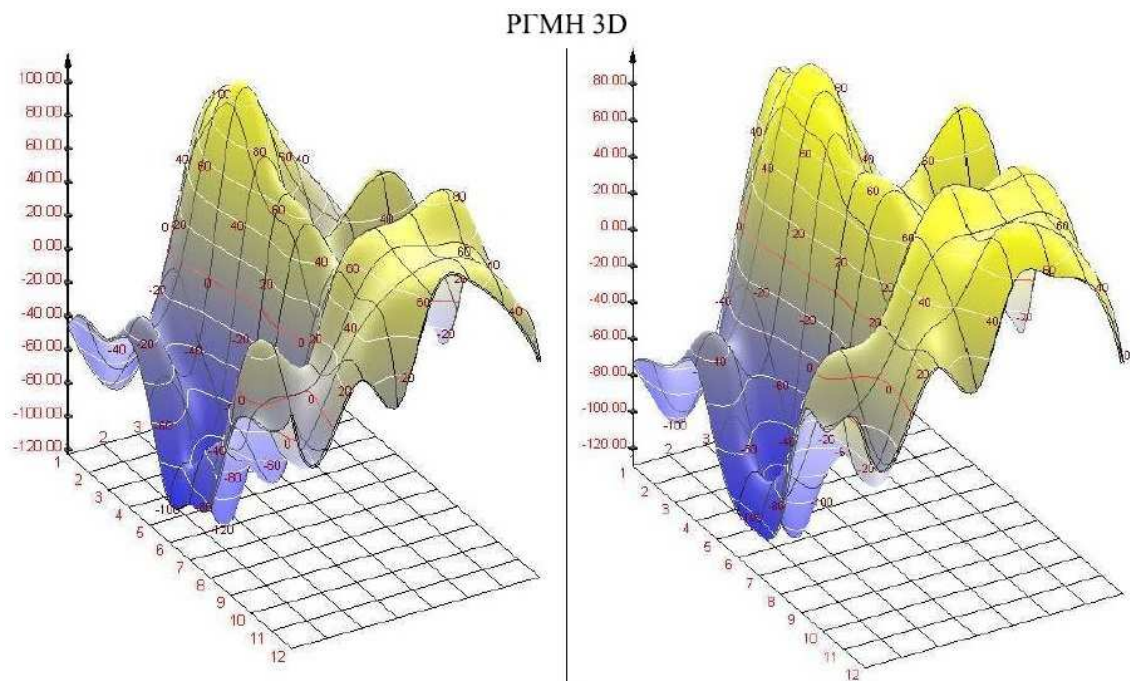
Результаты, полученные в ходе измерений, записывались на ПЭВМ и далее обрабатывались с помощью программного обеспечения.

С учетом опыта ранее проведенных исследований оценка уровня НДС производилась только по разности главных напряжений (РГМН).

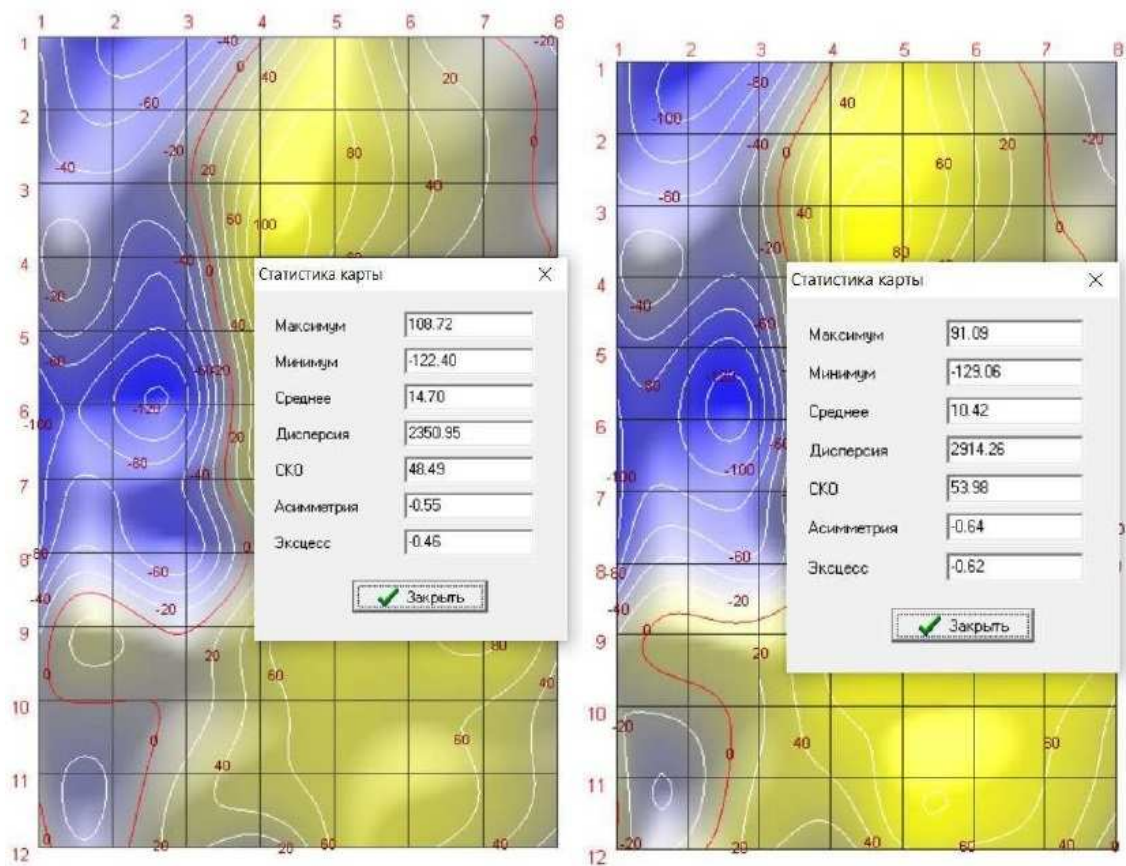
Анализ результатов измерений выполнялся по изменению РГМН до и после проведения обработки в соответствии с положениями, описанными в [10], и результатами исследований [11] — [13]. Оценка выполнялась в слое 0 — 6 мм. Выборочные результаты контроля приведены на рис. 2.

Для улучшения репрезентативности полученных результатов, полученные картограммы рассматривались параллельно для каждого исследуемого участка (см. рис. 2а), а измеренные относительные значения контролируемых параметров, принятые в соответствии со статистикой карты (см. рис. 2б), сводились в отдельную таблицу (см. табл. 2).

Следует отметить, что при визуальном осмотре конструкции установлено наличие неплоскостности листа толщиной $t=60$ мм со стрелкой прогиба до 7 мм, а также деформации листа толщиной $t=14$ мм в районе расположения участка № 2 со стрелкой прогиба до 10 мм. Данные отклонения были выявлены до проведения НВО и обусловлены исключительно нарушением геометрии исходного листового материала.



а)



б)

Рис. 2 Визуализация НДС контролируемого участка № 7:

а) — 3-D картограмма РГМН до и после проведения НВО; б) — карты статистики до и после проведения НВО

Таблица 2

Значение контролируемых параметров, полученные в ходе проведения измерений

№ контролируемого участка	Получаемые значения РГМН, у.е.					
	Max		Min		Среднее	
	до	после	до	после	до	после
1	13,82	–0,09	–109,77	–109,58	–55,32	–50,63
2	240,00	132,00	–119,13	–42,48	33,60	44,69
3	–7,19	–2,00	–117,53	–104,56	–78,86	–70,07
4	120,15	115,60	–59,61	–56,91	61,56	59,73
5	58,06	46,97	–104,25	–104,86	–38,09	–40,75
6	62,33	44,97	–134,42	–128,53	–76,32	–83,18
7	108,72	91,09	–122,40	–129,06	14,70	10,42

В результате проведенного контроля в целом установлена положительная динамика изменения напряженно-деформированного состояния контролируемых участков, как в качественном выражении (визуализированная релаксация и снижение плотности изостресс на картах РГНМ), так и количественном — снижение пиковых (максимум и минимум) значений напряжений и их перераспределение. Относительное снижение значений растяжения (показатель $РГМН_{max}$) составило 20 %. Наиболее существенное изменение значений $РГМН_{max}$ установлено на участках: № 1 — –100 %; № 2 — –45 %; № 3 — +72,2 %; № 6 — –27,9 %. Доля относительного снижения напряжений сжатия ($РГМН_{mix}$) составила 26 %. Наиболее существенное изменение этого показателя установлено на участке № 2 — –64,3 %. Среднее расчетное значение показателя улучшения напряженного состояния составило 23 %.

Альтернативный метод контроля показал снижение силы тока с 3,6 до 1,6 А на выбранных резонансных частотах в диапазоне от 10 до 100 Гц. При этом наиболее ярко выраженные изменения зафиксированы на 82,9 Гц. Двукратное повторное сканирование в аналогичном диапазоне показало отсутствие пиков резонансных частот, что свидетельствует о положительном изменении НДС. Численно величина снижения напряжений, в соответствии со статистическими данными контроля составляет 50 — 60 % от исходного состояния конструкции до проведения НВО.

ОБСУЖДЕНИЕ

Несмотря на очевидную положительную динамику в части снижения остаточных напряжений после проведения НВО стоит отметить отсутствия сходимости результатов при выполнении двух альтернативных методов контроля. При этом, по мнению автора, наименее информативным в данном случае можно считать метод резонансных частот, т.к. данный способ контроля предполагает целый ряд допущений и не позволяет оценивать отдельные узлы сварной конструкции. Кроме того, при выборе диапазона резонансных частот и конкретных пиковых частот существенную роль играет человеческий фактор, что так же может снижать уровень достоверности вышеуказанного метода контроля.

ВЫВОДЫ

В результате проведенных измерений установлено, что по наиболее информативному контролируемому параметру (разности главных напряжений) в целом установлена положительная динамика изменений после проведения НВО. Среднее улучшение контролируемых показателей составило: $РГМН_{max}^{cp}$ на 20 %, $РГМН_{min}^{cp}$ — на 11,2 %, а $РГМН_{среднее}^{cp}$ — на 2,6%.

Положительная динамика релаксационных процессов, протекающих в материале и сварном соединении вследствие проведения НВО, позволили обеспечить стабильную размерную точность конструкции на всех этапах производственного цикла изготовления изделия. Выборочный контроль геометрических параметров изделия с использованием ручной разметки и КИМ на промежуточных этапах производства и по завершению длинноцикловых приемосдаточных испытаний показал изменение линейных размеров до 0,7 мм на 1 м изделия, что находится в пределах конструкторского допуска.

Перспективным направлением дальнейшей работы представляется определение численной разности главных напряжений после проведения термического отжига аналогичного изделия, а так же определение целесообразности использования комбинированного метода снятия остаточных напряжений, заключающегося в предварительном отжиге технологических подборок с последующей НВО всей сварной конструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузнецов Р.В. Аналитический обзор отечественного и зарубежного опыта разработки и проектирования судовых реверс-редукторных передач //Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. — 2022. — Т. 14. — №. 1. — с. 93 — 103.
2. Печковский П.Г. Обоснование инновационных технических решений в области корабельной энергетики перспективных многоцелевых кораблей //Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. — 2021. — №№. 7/8. — с. 136 — 143.
3. Ледоколы прощаются с СПГ // Коммерсант [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.kommersant.ru/doc/5471396>.
4. Научно-технический потенциал России: поиск путей осуществления технологического рывка в начале XXI века : монография / Е.В. Бодрова, В.В. Калинов, — 2-е изд. — Москва: Издательско-торговая корпорация «Дашков и Ко», 2022, — 407 с.
5. Миндлин Ю.Б. Настоящее и будущее развитие оборонно-промышленного комплекса Российской Федерации //Современная наука: актуальные проблемы теории и практики. Серия: Экономика и право. — 2021. — №. 3. — с. 35 — 40.
6. Биргер И.А. Остаточные напряжения [Текст]. — Москва: Машгиз, 1963. — 232 с.
7. РД5Р.ГКЛИ.0104-216-96. Снижение уровня остаточных напряжений и деформации деталей и корпусных конструкций методом низкочастотной вибрационной обработки. Основные положения по технологии проведения, 1996.
8. Тажибаев А.Р., Тажибаева А.В., Бикбулатова Г.И. Методы выявления и снижения остаточных напряжений в сварных соединениях //Современные материалы, техника и технологии. — 2021. — №. 5 (38). — с. 45 — 53.
9. Степанов В.В. Развитие технологии низкочастотной вибрационной обработки сварных металлических конструкций судо- и машиностроения //Труды Крыловского государственного научного центра. — 2021. — №. S2. — с. 121 — 125.
10. Диагностирование стальных сварных конструкций. МДС 53-2.2004 / «ДИМЕНС-тест», ФГУП КТБ ЖБ. — М.: ФГУП ЦПП, 2005. — 19 с.
11. Гулемова Л.Р. Энергосберегающие процессы снятия остаточных сварочных напряжений корпуса камеры АВО / Л.Р. Гулемова, Э.Р. Абдеев, Р.Г. Абдеев //Успехи в химии и химической технологии. — Т. XXXIV. — 2020. — № 3, — с. 26.
12. Евстратикова Я.И. Контроль остаточных сварочных напряжений с помощью магнитоанізотропного метода после применения ультразвуковой ударной обработки / Я.И. Евстратикова, В.Е. Никулин // Сварка и диагностика. — № 4. — 2019. — с. 38.
13. Кузьминский М.Л. Перспективы применения физических методов измерения приложенных напряжений для оценки состояния технического оборудования судовых гидротехнических сооружений / М.Л. Кузьминский, Н.М. Ксенофонов //В мире неразрушающего контроля. — Т. 21 — № 1. — 2018. — с. 14.

REFERENCES

1. Kuznetsov R.V. *Analytichesky obzor otechestvennogo i zarubezhnogo opyta razrabotki i proektirovaniya revers-reduktornykh peredach* [Analytical review of domestic and foreign experience of development and design of ship reverse gears] // Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala S.O. Makarova. — 2022. — Vol. 14. — No. 1, — pp. 93 — 103.
2. Pechkovsky P.G. *Obosnovanie innovatsionnykh tekhnicheskikh resheniy v oblasti korabelnoy energetiki perspektivnykh mnogotselevykh korabley* [Substantiation of innovative technical solutions in the field of ship power systems of perspective h multi-purpose ships] // Voprosy obronoi tekhniki. Series 16: Technical means of countering terrorism. — 2021. — Nos. 7/8. — pp. 136 — 143.
3. *Ledokoly proshayutsya s SPG* [Icebreakers say goodbye to LNG] // Kommersant [Webpage]. — Access mode: <https://www.kommersant.ru/doc/5471396>.
4. *Nauchno-tekhnichesky potentsial Rossii: poisk putey osuschestvleniya tekhnologicheskogo ryvka v nachale XXI veka: monografiya* [Scientific and technical potential of Russia: search for ways to implement a technological breakthrough at the beginning of the 21st century: monograph] / E.V. Bodrova, V.V. Kalinov, — 2nd ed. — Moscow: Publishing and Trading Corporation "Dashkov and Co", 2022, — 407 p.
5. Mindlin Yu.B. *Nastoyashee i budushee razvitiye oboronno-promyshlennogo kompleksa Rossiyskoy Federatsii* [Present and future development of the military-industrial complex of the Russian Federation] // Modern Science: actual problems of theory and practice. Series: Economics and Law. — 2021. — No. 3, — pp. 35 — 40.
6. Birger I.A. *Ostatochnye napryazheniya* [Residual stresses] [Text]. — Moscow: Mashgiz, 1963, — 232 p.
7. RD5R.GCL.0104-216-96. Reduction of the level of residual stresses and deformation of parts and body structures by the method of low-frequency vibration treatment. Main provisions on the technology of conducting, 1996. (In Russian)
8. Tazhibayev A.R., Tazhibayeva A.V., Bikbulatova G.I. *Metody vyyavleniya i snizheniya ostatochnykh napryazheny v svarynykh soyedineniyakh* [Methods of detection and reduction of residual stresses in welded joints] // Modern materials, technics and technologies. — 2021. — No. 5 (38), — p. 45 — 53.
9. Stepanov V.V. *Razvitie tekhnologii nizkochastotnoy vibratsionnoy obrabotki svarynykh metallicheskh konstruktsiy sudo- i mashinostroeniya* [Development of low-frequency vibrational machining technology for metal structures of shipbuilding and machinery building]// Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. — 2021. — . S2, — pp. 121 — 125.
10. *Diagnostirovaniye stalnykh svarynykh konstruktsiy. MDS 53-2.2004* [Diagnostics of steel welded structures. MDS 53-2.2004] / DIMENS-test, FSUE KTB ZHB. — M.: FGUP TSPP, 2005, — 19 p.

11. Gulemova L.R. *Energoberegayushchiye protsessy snyatiya ostatochnykh svarochnykh napryazheny korpusa kamery AVO* [Energy-saving processes of removal of residual welding stresses of the ABO chamber body] / L.R. Gulemova, E.R. Abdeev, R.G. Abdeev // *Successes in chemistry and chemical technology*. — Vol. XXXIV. — 2020. — No. 3, — P. 26.
12. Evstratikova Ya.I. *Kontrol ostatochnykh svarochnykh napryazheny s pomoshchyu magnitoanizotropnogo metoda posle primeneniya ultrazvukovoy udarnoy obrabotki* [Control of residual welding stresses using the magnetoanisotropic method after the application of ultrasonic shock processing] / Ya.I. Evstratikova, V.E. Nikulin // *Welding and diagnostics*. — No. 4, — 2019. p. 38.
13. Kuzmitsky M.L. *Perspektivy primeneniya fizicheskikh metodov izmereniya prilozhennykh napryazheny dlya otsenki sostoyaniya tekhnicheskogo oborudovaniya sudokhodnykh gidrotekhnicheskikh sooruzheny* [Prospects for the application of physical methods for measuring applied stresses to assess the state of technical equipment of navigable hydraulic structures] / M.L. Kuzminsky, N.M. Ksenofontov // *In the world of non-destructive testing*. — Vol. 21 — No. 1 — 2018, — p. 14.

ОБОЗРЕНИЕ

Новые издания РС в 2022 году

Название	Дата вступления в силу
Руководство по применению положений Международной конвенции о грузовой марке	01.01.2022
Правила по мембранным системам хранения сжиженного природного газа	01.07.2022
Руководство по судовым установкам, использующим для движения энергию ветра	01.11.2022
Правила классификации и постройки необитаемых подводных аппаратов	01.01.2023
Правила по средствам активного управления судов полярных классов	01.01.2023
Правила по оборудованию морских судов	01.03.2023
Руководство по применению положений главы III Международной конвенции по охране человеческой жизни на море СОЛАС-74	01.01.2023
Руководство по применению положений главы IV Международной конвенции по охране человеческой жизни на море СОЛАС-74	01.01.2023
Руководство по применению положений главы V Международной конвенции по охране человеческой жизни на море СОЛАС-74	01.01.2023
Правила классификации и постройки атомных судов и судов атомно-технологического обслуживания	01.10.2022
Правила постройки корпусов морских судов и плавучих сооружений с применением железобетона	01.07.2022



МЕХАНИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ДВИЖИТЕЛИ

УДК 621.791.052.2: 629.123 : 629.5.06

ОБОСНОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЙ ТРЕБОВАНИЙ ПРАВИЛ РЕГИСТРА ПО ПРИМЕНЕНИЮ СВАРНЫХ МУФТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ

В.К. Шурпьяк, канд. техн. наук, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», Санкт-Петербург, e-mail: shurpyak.vk@rs-class.org

А.В. Дуля, ООО «Наутик Рус», Санкт-Петербург, e-mail: dulya@nautic-rus.ru

А.С. Статинов, ООО «Наутик Рус», Санкт-Петербург, e-mail: statinov@nautic-rus.ru

В статье проведен сравнительный анализ требований классификационных обществ и отраслевых стандартов к сварным муфтовым соединениям. Определены геометрические параметры муфтовых соединений, регламентируемые различными нормативными документами и проведено их сравнение. Проведен численный эксперимент путем расчета методом конечных элементов напряженно-деформированного состояния в соединении, нагруженном различными эксплуатационными нагрузками. Полученные данные говорят о том, что коэффициент концентрации напряжений в сварном шве незначительно увеличивается при увеличении диаметра соединяемых труб и область применения сварных муфтовых соединений может быть расширена. В частности, допускаемый диаметр для применения сварных муфтовых соединений в трубопроводах II класса может быть увеличен при соблюдении некоторых дополнительных требований, которые сформулированы в статье в виде нормативного предложения к Правилам Регистра.

Ключевые слова: судовые трубопроводы, сварные муфтовые соединения труб, концентрация напряжений, расчет методом конечных элементов (МКЭ)

SUBSTANTIATION FOR AMENDMENTS IN THE RS RULES REQUIREMENTS FOR THE USE OF SOCKET WELDED JOINTS IN PIPELINES

V.K. Shurpyak, PhD, FAI "Russian Maritime Register of Shipping", St. Petersburg, e-mail: shurpyak.vk@rs-class.org

A.V. Dulya, LLC "Nautic Rus", St. Petersburg, e-mail: dulya@nautic-rus.ru

A.S. Statinov, LLC "Nautic Rus", St. Petersburg, e-mail: statinov@nautic-rus.ru

The article provides a comparative analysis of the requirements of classification societies and industry standards for welded socket joints. The geometrical parameters of coupling joints, regulated by various normative documents, have been determined and compared. Numerical experiment has been carried out by calculating the finite element stress-strain state in a joint loaded with various operational loads. The data obtained indicate that the stress concentration factor in the weld increases slightly with an increase in the diameter of the pipes being connected, and thus the scope of welded socket joints can be expanded. The allowable diameter for the use of welded socket joints in class II pipelines can be increased subject to certain additional requirements, which are formulated in the article as a prospective normative proposal to the RS Rules.

Keywords: ship pipelines, slip-on sleeve welded joints of pipes, stress concentration, calculation by the finite element method (FEM)

1. ВВЕДЕНИЕ. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРЕИМУЩЕСТВА СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБ

Конкурентоспособность судостроительного производства неразрывно связана с повышением производительности труда на всех этапах производственного процесса. Особенностью судостроения, в отличие от других отраслей машиностроения, является высокая длительность производственного цикла, что приводит к продолжительному замораживанию существенных материальных и финансовых средств в процессе постройки судна. При этом повышение производительности труда на ранних стадиях производственного процесса не дает существенного роста общей производительности труда, если отсутствует одновременное повышение производительности труда на более поздних стадиях строительства судна. Важность снижения трудоемкости трубопроводных работ объясняется не только значительным их объемом, который составляет 10 — 12 % от общей трудоемкости постройки судна, а на некоторых проектах — до 14 — 17 % [1]. Поскольку изготовление и монтаж судовых трубопроводов производится на поздних стадиях строительства судна, технологичность изготовления и монтажа трубопроводов является существенным фактором для снижения трудоемкости и сокращения сроков строительства судов.

Отработка верфью проектов судов на технологичность способствует снижению трудоемкости трубопроводных работ и уменьшению доли тяжелого физического труда в общей трудоемкости постройки судна. В последнее время при технологической отработке верфями новых проектов судов возникает потребность замены стыковых сварных соединений труб (см. рис. 1) на сварные муфтовые соединения (см. рис. 2) как более технологичные. Но по причине ограничений области применения муфтовых сварных соединений в Правилах Регистра и ИКО это не находит широкого применения. В связи с этим Регистром была проведена работа по сравнению надежности различных допускаемых Правилами Регистра сварных соединений труб с целью рассмотрения возможности расширения области применения нахлесточных сварных швов в соединениях труб в судовых трубопроводах.



Рис. 1 Сварное соединение труб встык [2]

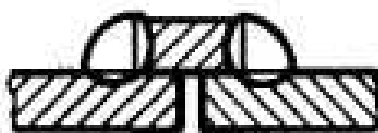


Рис. 2 Сварное муфтовое соединение труб [2]

2. СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБ, ПРИМЕНЯЕМЫХ НА СУДАХ

Любое соединение в трубопроводе — это всегда «слабое место», поэтому в случаях, когда в приоритете надежность и прочность, чаще всего применяют неразъемные методы стыковки элементов. Неразъемные соединения являются самым надежным видом соединения труб и при этом одновременно наиболее экономичными, поскольку при их использовании не требуются фланцы и крепеж, а также исключается ряд операций при изготовлении труб в цехе.

Недостаток неразъемных соединений состоит в том, что при разборке трубопроводов приходится трубы разрезать, в связи с чем нежелательно использовать неразъемные соединения в трубопроводах, подлежащих разборке в эксплуатации при проведении технического обслуживания и ремонта. Кроме того, что сварные соединения более надежны, чем фланцевые и резьбовые, применение сварки дает значительную экономию металла и веса, поэтому если нет необходимости в демонтаже трубопроводов во время эксплуатации и если материалы позволяют такое соединение, то применение сварки наиболее предпочтительно.

При сварке плавлением наиболее надежными являются стыковые соединения труб (см. рис. 1), имеющие высокую прочность как при статических, так и при знакопеременных нагрузках, чем и объясняется их широкое применение. В Правилах классификационных обществ стыковые сварные соединения допускаются для труб любого класса без ограничений по диаметру трубы для любых сред.

По сравнению с другими видами сварки, расход сварочных материалов при сварке встык уменьшается, но выполнение сварки встык требует более высокой квалификации сварщика. Для получения качественного стыкового шва в соединении труб точность сборки должна быть значительно выше, чем в соединениях с применением сварных швов внахлестку. Но главным недостатком стыковых соединений с точки зрения технологичности является необходимость подготовки кромок, так как двухсторонняя сварка для судовых трубопроводов зачастую невозможна. От качества выполнения скоса кромок зависит качество сварного шва и надежность соединения.

Кроме того, для каждого способа сварки выбирают разные виды разделки кромок и качество соединения встык зависит от качества сборки: выдержки строгих допусков на несоосность соединяемых труб, величину сварочного зазора между трубами, смещения кромок, выполнения требований к шероховатости поверхности кромок, подготовленных под сварку. Согласно стандарту [3] шероховатость кромок для сварки встык в общем случае должна быть не более R_a 20 мкм, а при использовании не удаляемых подкладных колец — не более R_a 5 мкм.

Картина усугубляется тем, что применяемые в отечественном судостроении трубы зачастую имеют широкий допуск по толщине стенки, который не позволяет обеспечить выполнение требований по смещению кромок, указанного в стандарте [2] (12 % от толщины стенки, но не более 0,5 мм). Это приводит к необходимости выполнения расточки или раздачи концов соединяемых труб.

По сравнению с соединениями встык соединения внахлестку судовых трубопроводов просты в изготовлении и достаточно технологичны. Требования по шероховатости и к смещению кромок отсутствуют и для таких соединений в стандарте регламентируется только величина зазора между трубой и муфтой. К нахлесточным соединениям судовых трубопроводов относят муфтовые (см. рис. 2) и раструбные сварные соединения (см. рис. 3), пример муфтовых соединений показан на рис. 4. При этом нередко на одной трубе соседствуют стыковые и нахлесточные швы, как это можно видеть на рисунке. Это объясняется тем, что большая часть сварных швов трубопровода выполняется в цеху при изготовлении труб, где обеспечить качественный полный провар значительно проще чем на судне, а окончательную сборку и сварку трубопроводов на судне производят с помощью сварного муфтового соединения.

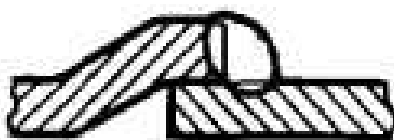


Рис. 3 Сварное раструбное соединение труб [2]



Рис. 4 Сварные муфтовые соединения, выполненные на судне (фото автора)

Применение раструбных сварных соединений не нашло такого широкого применения на судах, как муфтовых. Хотя при выполнении раструбных соединений объем сварки уменьшается в два раза по сравнению с муфтовыми, но для выполнения раструбного соединения необходима технологическая операция развальцовки конца одной из соединяемых труб. Это требует дополнительного технологического оборудования и приводит к пластической деформации и утонению стенки трубы в районе раструба, что отрицательно сказывается на прочности соединения. В районе раструба напряжения в стенке трубы от внутреннего давления увеличиваются примерно пропорционально увеличению диаметра и уменьшению толщины стенки. Кроме того, металл в месте развальцовки остается в наклепанном состоянии, что отрицательно сказывается на усталостной прочности. Остаточные напряжения могут существенно влиять на механические свойства сварного соединения при взаимодействии остаточных напряжений с эксплуатационными.

3. СРАВНЕНИЕ ТРЕБОВАНИЙ К СВАРНЫМ МУФТОВЫМ СОЕДИНЕНИЯМ ПРАВИЛ РЕГИСТРА С ТРЕБОВАНИЯМИ ДЕЙСТВУЮЩИХ СТАНДАРТОВ И ИКО

Прочность нахлесточных сварных соединений, особенно усталостная прочность, ограничена. Поэтому согласно Правилам Регистра [4] если сварные **стыковые соединения** с полным проваром без специальных мер по обеспечению качества корня шва допускаются для трубопроводов классов II и III без ограничения диаметров, то сварные муфтовые и раструбные соединения независимо от диаметра трубопровода могут применяться без ограничений только для трубопроводов класса III. При этом в Правилах говорится, что в отдельных случаях такие соединения могут использоваться для трубопроводов классов I и II наружным диаметром до 88,9 мм, за исключением трубопроводов, содержащих токсичные среды и при условии исключения эксплуатации при повышенных усталостных нагрузках, коррозии или эрозии. Эти положения повторяют положения унифицированного требования (УТ) МАКО UR P2.7.1 [5].

Кроме того, в Правилах есть требование о том, что такие соединения должны выполняться по национальным стандартам, применение которых согласовывается с Регистром. Таковыми стандартами в российском судостроении являются ГОСТ 16037-80 [2] и ОСТ 5Р.9089-92 [3]. Оба стандарта регламентируют величину зазора между трубой и муфтой (не более 1 мм) и длину муфты l , которая должна быть в диапазоне $40 \div 60$ мм в зависимости от диаметра.

Согласно ОСТ 5Р.9089-92 [3] (см. рис. 5) катет шва и толщина муфты должна быть увеличена на 30 % по сравнению с толщиной стенки трубы. Согласно стандартам, соединения могут применяться в трубах с рабочим давлением до 2,5 МПа. Длина муфты должна составлять не менее 60 мм для труб с DN более 100 мм, 40 мм для труб с DN менее 32 мм и 50 мм при DN в диапазоне от 32 до 108 мм.



Рис. 5 Требование к размерам муфтового соединения согласно ОСТ 5Р.9089-92 [3]

Правила иностранных классификационных обществ (ИКО), BV [6] и других, как и Правила Регистра повторяют требования УТ МАКО UR P2 без каких-либо изменений и дополнений. Некоторым исключением можно считать Правила ABS [7], которые помимо требований МАКО дополнительно регламентируют требования к некоторым геометрическим размерам соединения: зазор между трубой и муфтой должен быть не более 1 мм на сторону, зазор между торцами соединяемых труб внутри муфты не менее 2 мм, размер катета сварного шва не менее 1,1 толщины стенки трубы. Кроме этого, регламентируется длина участка трубы, вставленного в муфту — не менее 9,5 мм.

При этом Правила ABS [7] допускают применение соединений в трубопроводах классов I и II с номинальным диаметром не более 80 мм (3 дюйма). На рис. 6 приведен рисунок из Правил ABS,

регламентирующий геометрию соединения. Из рисунка следует, что длина муфты должна быть не менее 21 мм, а ее толщина стенки должна быть больше, чем у соединяемых труб не менее чем на 10 %.

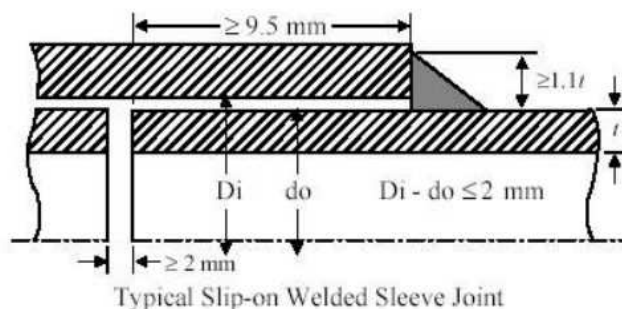


Рис. 6 Требования Правил ABS [7] к геометрии сварного муфтового соединения

4. УСЛОВИЕ РАВНОЙ ПРОЧНОСТИ СВАРНОГО ШВА МУФТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ И СОЕДИНЯЕМЫХ ТРУБ

При проектировании сварных соединений обычно стараются выполнить конструкцию, в которой прочность соединения была бы не меньше прочности основного металла соединяемых деталей под действием тех нагрузок, которые могут возникать в эксплуатации. Классический расчет нахлесточных сварных соединений на основе классического «сопромата» сводится к определению касательных напряжений, возникающих в сечении сварного шва, расположенном под углом 45° к катету шва, как это показано на рис. 7 линией 1-1. На практике угловые швы нахлесточных соединений разрушаются по сечению, проходящему через биссектрису прямого угла поэтому, расчетная высота шва $h = k \cos 45^\circ \sim 0,7k$ (см. рис. 7), а площадь сечения шва будет равна длине окружности, умноженной на расчетную высоту шва h .

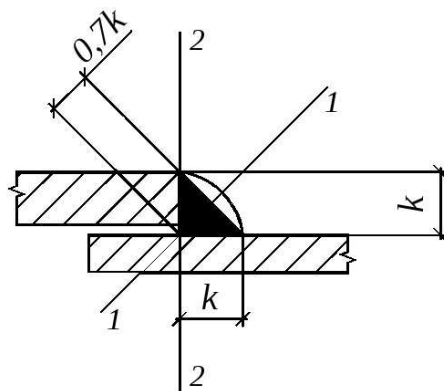


Рис. 7 Расчетное сечение сварного шва

При этом нагрузка определяется как осевая сила, возникающая от действия внутреннего давления, а напряжениями, возникающими в сварном шве от внутреннего давления в окружном направлении, можно не учитывать в рамках применений второй теории прочности, так как деформации сварного шва будут иметь место совместно с трубой и муфтой и нагрузки от внутреннего давления в окружном направлении воспринимаются ими совместно и будут существенно меньше осевых.

Условия прочности в сварном шве определяется для касательных напряжений

$$[\tau] \geq \tau = N/F, \quad (1)$$

где N — осевое усилие, вызванное внутренним давлением p :

$$N = p\pi d^{2/4}, \quad (2)$$

d — наружный диаметр трубы;

F — площадь сечения сварного шва, в плоскости 1-1 как показано на рис. 7:

$$F = \pi d 0,7k, \quad (3)$$

где k — катет шва, как показано на рис. 7.

Примем, что размер катета должен быть несколько больше толщины стенки трубы S и введем коэффициент A , который назовем коэффициентом увеличения сварного шва $A = k/S$. Подставляя (2) и (3) в (1) и учитывая, что $k = AS$, получаем

$$[\tau] \geq \tau = 0,36pd/SA. \quad (4)$$

Сравним полученное значение с напряжениями, которые возникают в материале трубы на удалении от соединения. При расчетах труб и цилиндрических оболочек общепринято использовать третью теорию прочности (максимальных касательных напряжений):

$$[\sigma] \geq \sigma = \sigma_1 - \sigma_3 = pd/2S + p/2. \quad (5)$$

Сравним полученные напряжения, учитывая, что допускаемые касательные напряжения сварного шва $[\tau]$ обычно назначаются равными 0,5 ÷ 0,7 от допускаемых напряжений материала трубы $[\sigma]$:

$$[\tau] = \gamma[\sigma] = (0,5 \div 0,7)[\sigma], \quad (6)$$

где согласно [8, 9] $\gamma = 0,5$ для ручной сварки электродом с ионизирующими покрытиями, $\gamma = 0,6$ для ручной сварки толстопокрытыми электродами, например, Э42 и $\gamma = 0,65$ при сварке вручную в среде защитных газов или электродом Э42А.

Подставив в (6) выражения (4) и (5) получаем условие равной прочности сварного шва и материала трубы в виде уравнения (7):

$$\frac{0,36p}{\gamma} \frac{d}{SA} = pd/2S + p/2. \quad (7)$$

Приняв $\gamma = 0,65$, как для наиболее распространенного способа сварки таких соединений, после простейших преобразований выражение (7) принимает вид

$$A = \frac{1,1d/S}{d/S + 1} \quad (8)$$

Выражение (8) показывает отношение катета сварного шва к толщине стенки, при котором соединение можно считать равнопрочным материалу трубы, а его график приведен на рис. 8.

Из рис. 8 следует, что необходимая для обеспечения равной с трубой прочности величина катета шва зависит не от абсолютных размеров трубы, а от отношения диаметра к толщине стенки, то есть сварные швы в соединениях тонкостенных труб более нагружены по сравнению с толстостенными.

В диапазоне соотношений диаметра к толщине стенки для труб, применяемых на судах (Правила Регистра [4] регламентируют толщину стенок труб для соотношения d/S от 6 до 70) нет необходимости увеличивать катет шва и соответственно толщину стенки муфты более чем на 10 % толщины стенки трубы, что совпадает с требованиями Правил ABS [7].

В свете этого, требования российских стандартов [2, 3] об увеличении этих размеров на 30 % толщины стенки трубы представляются завышенными для труб, применяющихся в судостроении.

Однако приведенные выше расчеты не учитывают концентрацию напряжений, возникающих в соединениях, опасных в эксплуатации в случае возникновения переменных нагрузок. Для расчета коэффициентов концентрации напряжений и определения напряженно-деформированного состояния (НДС) используем метод конечных элементов (МКЭ). Поскольку при прочих равных условиях долговечность и прочность сварной конструкции зависит от величины концентрации напряжений, можно сформулировать задачу, решение которой позволит обосновать расширение области применения сварных муфтовых соединений:

провести расчет методом конечных элементов (МКЭ) для определения величины концентрации напряжений при различных вариантах нагрузок для соединения, допускаемого Правилами и увеличенного размера;

путем анализа полученных результатов определить, как изменяется концентрация напряжений при увеличении размеров труб для различных типов нагрузок, возникающих в эксплуатации.

Если концентрация напряжений не увеличивается существенно, то расширение допустимой области применения возможно. Кроме этого, следует определить параметры соединения, которые влияют на надежность и долговечность и по возможности регламентировать их, введя ограничения, положительно влияющие на качество и надежность соединения.

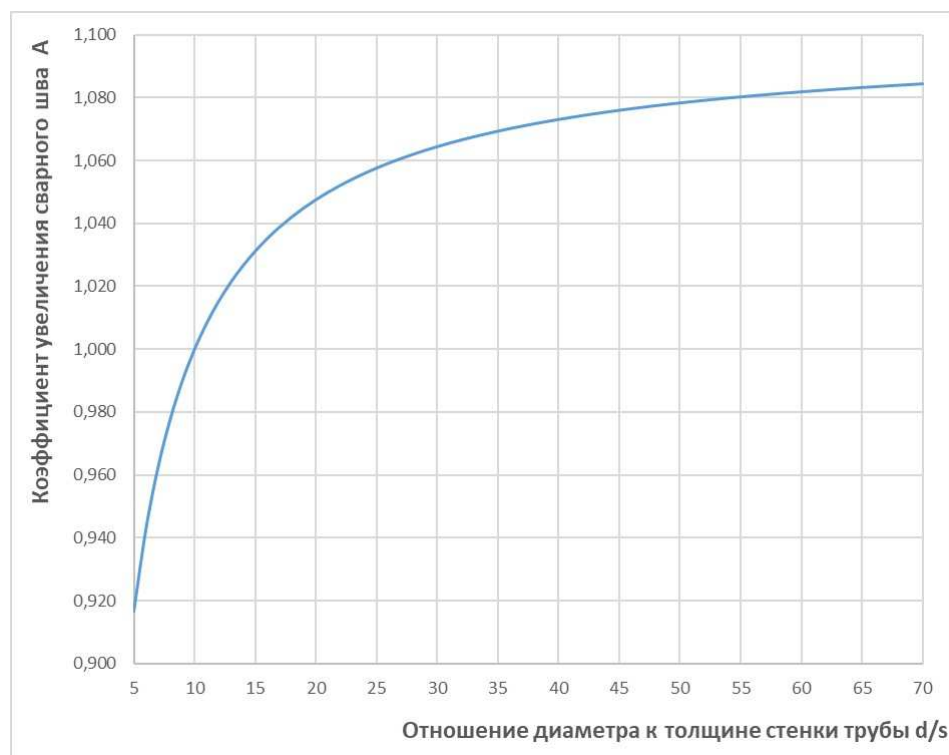


Рис. 8 Коэффициент увеличения сварного шва $A = K/S$ при котором соединение можно считать равнопрочным материалу трубы

5. РАСЧЕТ МЕСТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ НАГРУЗКИ

Любые сварные соединения, за исключением стыковых с механическим снятием усиления шва, являются причиной местной концентрации напряжений, вызванной формой соединения. В этом случае для оценки и сравнения работоспособности различных типов сварных соединений необходимо располагать методами определения характеристик напряженно-деформированного состояния для тел сложной формы. Наиболее эффективным и универсальным путем инженерного анализа прочности конструкций является численный расчетный метод. Численный метод применим для любых сложных конструкций и при самых разнообразных внешних воздействиях. Эту задачу в настоящее время можно решить с применением метода конечных элементов (МКЭ).

Детальный численный анализ позволяет в максимальной степени определить очаги концентрации напряжений и оценить величину возникающих местных напряжений. Использование численных методов анализа позволяет выполнять многовариантные расчеты с учетом особенностей конкретной конструкции, действующих нагрузок и получать высокую достоверность результатов расчета. Для расчета была использована программа ANSYS с использованием объемного конечного элемента, показанного на рис. 9.

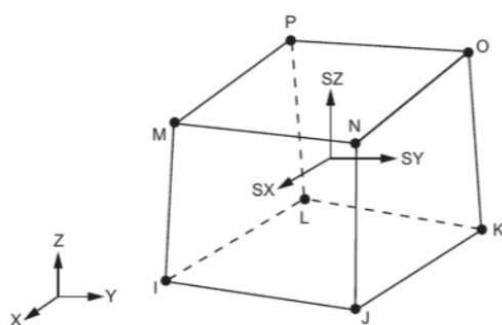


Рис. 9 Тип конечного элемента

ПК ANSYS — универсальная программа, основанная на использовании МКЭ, существующая и развивающаяся на протяжении последних 30 лет. Она является общепризнанной в мировой практике программой, использующейся для инженерных расчетов при решении линейных и нелинейных, стационарных и нестационарных пространственных задач механики деформируемого твердого тела.

Создание трехмерной геометрической модели для выполнения последующего анализа осуществляется в геометрическом препроцессоре ПК ANSYS с использованием стандартного набора команд и примитивов. Разбивка детали на конечные элементы показана на рис. 10.

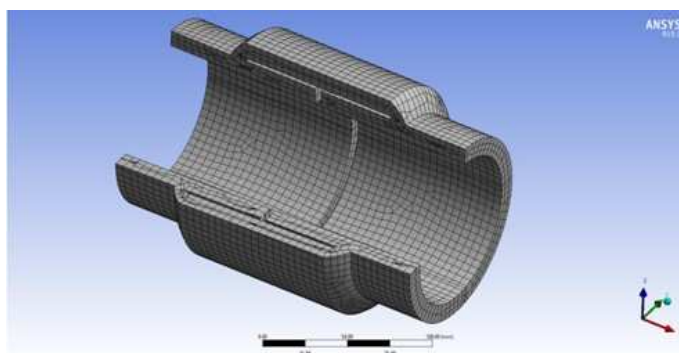


Рис. 10 Разбивка детали на конечные элементы

Были произведены расчеты с двумя видами нагрузки:

нагрузка внутренним давлением жидкости с учетом создаваемого давлением осевого усилия (схема показана на рис. 11); и

нагрузка от внутреннего давления жидкости с осевой нагрузкой и с изгибающим моментом (схема показана на рис. 12).

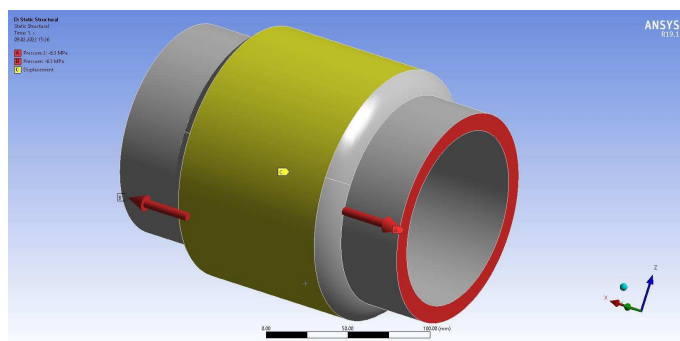


Рис. 11 Схема нагрузки внутренним давлением

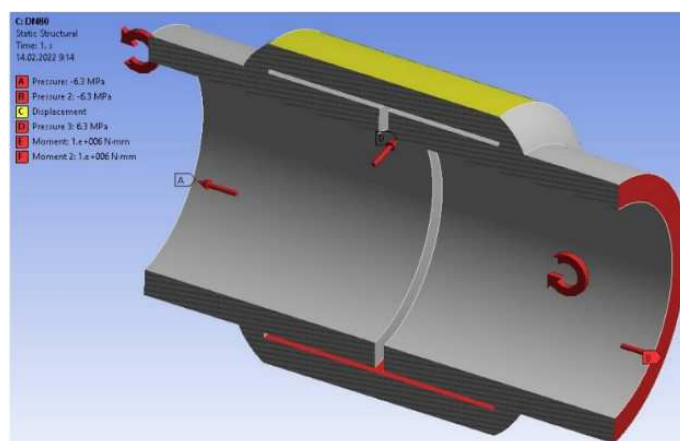


Рис. 12 Схема нагрузки внутренним давлением и изгибающим моментом

На соединение труб в эксплуатации воздействуют постоянные и переменные нагрузки. Постоянные нагрузки возникают от действия внутреннего давления и веса трубы в пролете между подвесками. Переменные напряжения возникают в соединении в результате изменений давления в системе, от изменения изгибающего момента, возникающие в результате вибрации и от совместного действия этих нагрузок.

Следует учитывать, что непровары в нахлесточных соединениях являются неотъемлемой частью даже качественно выполненного сварного соединения. При этом в работе [10] показаны две зоны концентрации напряжений: снаружи в месте перехода наплавленного металла к основному и в месте конструктивного непровара, образующегося в зазоре между соединяемыми деталями (точки *Д* и *Г* на рис. 13). Это совпадает с зонами максимальной концентрации, полученными в расчете. При этом картина максимальных напряжений различна в зависимости от схемы нагрузки:

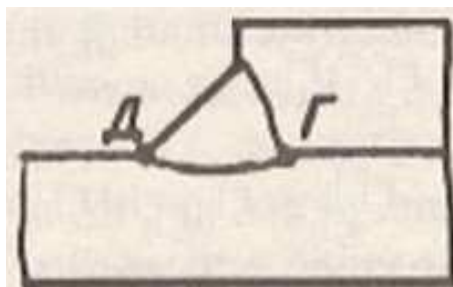


Рис. 13 Очаги концентрации напряжений в сварных нахлесточных соединениях согласно [10]

при нагрузке только внутренним давлением (см. рис. 14) максимальные напряжения возникают у основания сварного шва на внешней поверхности трубы (соответствует точке *Д* на рис. 13) в виде кольцевого концентратора;

в случае дополнения нагрузки от внутреннего давления нагрузкой от изгибающего момента (см. рис. 15), зона максимальных напряжений смещается к другому основанию сварного шва, которое расположено в зазоре между трубой и муфтой (соответствует точке *Г* на рис. 13) и перестает быть кольцевой, располагаясь в плоскости приложенного изгибающего момента (см. рис. 15 и 16).

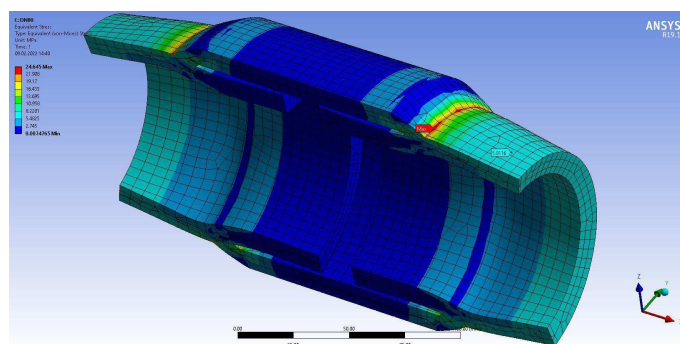


Рис. 14 Расположение зоны максимальных напряжений в сварном муфтовом соединении при нагрузке внутренним давлением

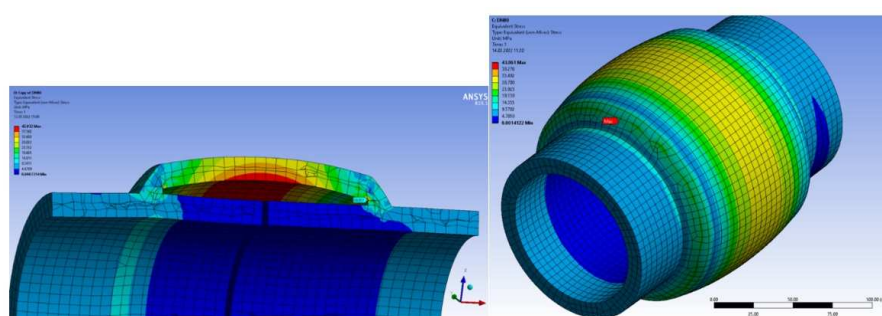


Рис. 15 Расположение зоны максимальных напряжений при нагрузке внутренним давлением и изгибающим моментом

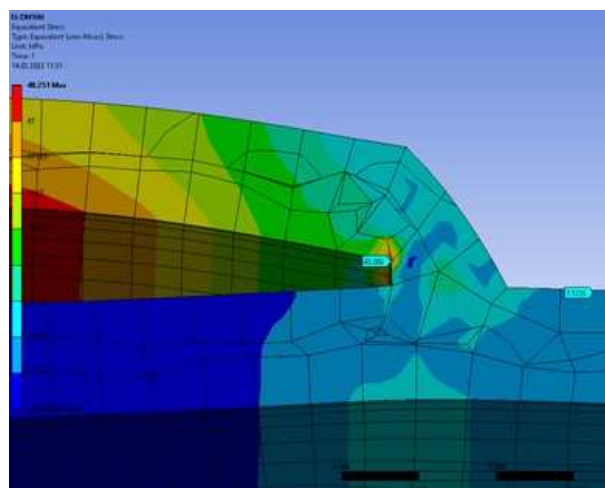


Рис. 16 Эквивалентные напряжения в сечении втулки трубы DN100 при нагрузке внутренним давлением и изгибающим моментом

Сравнивая численные значения коэффициентов концентрации напряжений можно отметить следующее: при увеличении диаметра соединяемых труб с DN80 до DN100 существенного увеличения коэффициента концентрации напряжений не происходит, увеличение составляет около 3,5 % в обоих вариантах нагрузки; после приложения изгибающего момента коэффициент концентрации напряжений увеличивается значительно с 4,2 ÷ 4,4 в зависимости от диаметра до 5,7 (примерно на 35 %).

6. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА

1. Полученные в результате расчетов расположение очагов концентрации напряжений в соединении совпадает с указанными в [10], что можно рассматривать как подтверждение корректности расчета.

2. С увеличением диаметра соединяемых труб величина концентрации напряжений увеличивается незначительно. Изменения составляют не более 3,5 %, что позволяет допустить расширение области применения сварных муфтовых соединений при выполнении каких-либо дополнительных условий, обеспечивающих долговечность.

3. Коэффициент концентрации напряжений при воздействии изгибающего момента значительно выше (в 1,35 раза) по сравнению со случаем, когда трубопровод нагружен только внутренним давлением. Это может служить основанием считать, что возникновение знакопеременных напряжений под воздействием вибрации значительно опаснее для соединения чем изменения величины внутреннего давления. Для уменьшения напряжений этого рода можно сформулировать дополнительное требование для уменьшения вибрации — в районе соединения должна быть установлена жесткая подвеска и/или опора для уменьшения амплитуды возможных колебаний трубы в районе применения сварной муфты.

4. Расчет не позволяет определить влияние длины муфты на величину концентрации напряжений, так этот параметр не варьировался при выполнении расчетов. Поскольку требования к этому параметру различны в отечественных стандартах [2, 3] и в требованиях Правил ABS [7], а другие нормативные документы его не регламентируют, имеет смысл выполнять нормы отечественных стандартов, так как в этом случае нормы Правил ABS [7] будут выполнены. Исследование влияния длины муфты на коэффициент концентрации напряжений в соединении может быть задачей дальнейших исследований.

7. ПРЕДЛОЖЕНИЕ ПО РАСШИРЕНИЮ ДОПУСТИМОЙ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СВАРНЫХ МУФТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В ПРАВИЛАХ РЕГИСТРА

Отказаться от ограничений применений сварных муфтовых соединений для трубопроводов II классов, за исключением трубопроводов, содержащих водяной пар и токсичные среды, можно допустить при выполнении следующих дополнительных требований.

1. Муфта должна иметь толщину стенки, соответствующую требованиям части VIII «Системы и трубопроводы» Правил Регистра для расчетов труб на прочность, но не менее чем на 10 % больше толщины стенок соединяемых труб.

2. Катет шва должен быть не менее чем на 10 % больше толщины стенок соединяемых труб.

3. Зазор между муфтой и трубой должен быть не более 1 мм на сторону.

4. Между торцами соединяемых труб должен быть предусмотрен гарантированный зазор не менее 1 мм.

5. Марка стали соединяемых труб и муфты должна быть одинаковой.

6. Должны быть приняты меры по предотвращению вибрации путем дополнительного крепления трубопровода в районе установки муфты.

8. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенный сравнительный анализ требований различных нормативных документов и проделанные расчеты позволяют сформулировать дополнительные требования к сварным муфтовым соединениям для повышения их надежности, что позволяет расширить область применения таких соединений без ущерба для безопасности. Ограничения по применению раструбных соединений должны остаться без изменений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреев В.В. Общая технология судостроения/В.В. Андреев. — Л.: Судостроение, 1984. — 184 с.
2. ГОСТ 16037-80 Соединения сварные стальных трубопроводов. Основные типы, конструктивные элементы и размеры. — Межгосударственный стандарт, ИПК Издательство стандартов, переиздание с Изменениями, 1999.
3. ОСТ 5Р.9089-92 Сварка дуговая. Соединения сварные стальных судовых трубопроводов. Типы, конструктивные элементы и технические требования.
4. Правила классификации и постройки морских судов. Часть VIII. Системы и трубопроводы. Российский морской регистр судоходства, 2022.
5. International Association of Classification Societies. IACS UR P2. Rules for piping design, construction and testing Rev.2 Nov 2001. — Electronic Edition of IACS Resolutions, 2021.
6. BV Rules for the Classification of Steel Ships. — NR467 Pt C, Ch 1, Sec 10.
7. ABS RULES FOR BUILDING AND CLASSING MARINE VESSELS, 2022 Pt 4 Ch 6 Sec 2.
8. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие. Изд. 3-е. Под ред. С.В. Серенсена — М.: Машиностроение, 1975. — 488 с.
9. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х Т. Т. 3. — 8-е издание, перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой, — М.: Машиностроение, 2001. — 864 с.
10. Винокуров В.А. и др. Сварные конструкции. Механика разрушения и критерии работоспособности / В.А. Винокуров, С.А. Куркин, Г.А. Николаев; Под ред. Б.Е. Патона — М.: Машиностроение, 1996. — 567 с.

REFERENCES

1. Andreyev V.V. *Obshchaya tekhnologiya sudostroyeniya* [General technology of shipbuilding]/ — L.: Sudostroyeniye, 1984. — 184 p.
2. GOST 16037-80 Welded joints of steel pipelines. Basic types, structural elements and dimensions. — Interstate Standard, IPK Publishing House of Standards, Reissue with Amendments, 1999. (In Russian)
3. OST 5R.9089-92 *Svarka dugovaya. Soyedineniya svarnyye stal'nykh sudovykh truboprovodov. Tipy, konstruktivnyye elementy i tekhnicheskiye trebovaniya* [Arc welding. Joints welded steel ship pipelines. Types, structural elements and technical requirements.].
4. Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships. Part VIII. Systems and Piping. Russian Maritime Register of Shipping, 2022.
5. International Association of Classification Societies. IACS UR P2. Rules for piping design, construction and testing Rev.2 Nov 2001. — Electronic Edition of IACS Resolutions, 2021.
6. BV Rules for the Classification of Steel Ships — NR467 Pt C, Ch 1, Sec 10.
7. ABS RULES FOR BUILDING AND CLASSING MARINE VESSELS, 2022 Pt 4 Ch 6 Sec 2.
8. Serensen S.V., Kogayev V.P., Shneyderovich R.M. *Nesushchaya sposobnost i raschet detaley mashin na prochnost. Rukovodstvo i spravochnoye posobiye*. [Bearing capacity and calculation of machine parts for strength. Guide and reference guide]. 3rd ed. 3rd. ed. S.V. Serensen — M.: Mashinostroyeniye, 1975. — 488 p.
9. Anuryev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya* [Handbook of the designer-machine builder]: V 3-kh T. Vol. 3. — 8-ye izdaniye, pererab. i dop. Pod red. I.N. Zhestkovoy, — M.: Mashinostroyeniye, 2001. — 864 p.
10. Vinokurov V.A. et al. *Svarnyye konstruksii. Mekhanika razrusheniya i kriterii rabotosposobnosti* [Welded structures. Fracture mechanics and performance criteria] /V.A. Vinokurov, S.A. Kurkin, G.A. Nikolayev; ed. red. B.Ye. Patona — M.: Mashinostroyeniye, 1996. — 567 p.

УДК 621.25

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОДАЧИ ПЕРЕПУСКОМ ЦЕНТРОБЕЖНОГО И ВИНТОВОГО НАСОСОВ

Н.М. Подволоцкий, д-р техн. наук, профессор, Государственный университет морского и речного флота (ГУМРФ) им. адм. С.О. Макарова, Санкт-Петербург, kaf_tckvu@gumrf.ru

В статье рассмотрено сравнение параметров регулирования подачи центробежного и винтового насосов методом перепуска по напорно-расходным характеристикам, с целью определения эффективности зачистки судовых емкостей. Для оценки сравнения параметров принята схема регулирования подачи с использованием кольцевого перепускного трубопровода. Сравнение выполнено для двух режимов регулирования при полном открытии перепускного клапана и прикрытом наполовину. Величина подачи и диапазон ее изменения при регулировании для полного и частичного открытия перепускного клапана больше для центробежного насоса. При кратковременности выполнения зачистки емкостей по отношению к основному режиму работы насосов решающим фактором является время зачистки, поэтому вопросами эффективности работы насосов при зачистке емкостей пренебрегают. На основании сравнения параметров центробежного и винтового насосов на основном режиме и при зачистке (при регулировании перепуском) предпочтение для выполнения зачистки сделано в пользу центробежного насоса. Его недостаток заключается в отсутствии самовсасывания, решается с помощью технических устройств, удаляющих воздух до входа в насос в режиме зачистки.

Ключевые слова: насосы центробежный и винтовой, зачистка емкостей, напорно-расходная характеристика, регулирование подачи перепуском, кольцевой перепускной трубопровод, режимы работы, сравнение параметров, время зачистки, эффективность зачистки, обеспечение самовсасывания

COMPARISON OF PARAMETERS IN FEED REGULATION OF CENTRIFUGAL AND SCREW PUMPS

N.M. Podvolotsky, DSc, professor, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping, St. Petersburg, kaf_tckvu@gumrf.ru

The article considers comparison of parameters in feed regulation of centrifugal and a screw pump with bypass method via discharge characteristics to determine the ship tanks stripping efficiency. For comparison assessment of parameters, the scheme with annular bypass pipeline has been used. The comparison has been made for two regulation modes: with full-opened and half-opened bypass valve. The capacity and its regulation range for full-opened and half-opened valve are higher for centrifugal pumps. In case of short tank stripping time in relation to main pump work mode the deciding factor is stripping time, meaning the efficiency of pumps can be neglected. Based on comparison of centrifugal and screw pumps parameters working on main mode and stripping, the preference has been given to centrifugal pump. Its disadvantage is in lack of self-suction, which is resolved with technical devices, removing air prior to entering the pump while stripping.

Keywords: centrifugal and screw pumps, tank stripping, discharge characteristic, bypass capacity regulation, annular bypass pipeline, work modes, comparison of parameters, stripping time, stripping efficiency, provision of self-suction

В соответствии с требованиями Международной конвенции о контроле судовых балластных вод и осадков и управлении ими 2004 года. (далее по тексту BWMC) необходимо после каждой дебалластировки полностью осушать балластные емкости с целью уменьшения вероятности биологического загрязнения. В этих условиях актуальна задача выбора и обоснования средств зачистки емкостей.

В статье рассмотрено сравнение эффективности регулирования перепуском центробежного и винтового насосов, как типовых представителей основных типов насосов лопастного и объемного. Сравнение процессов регулирования удобно выполнять с помощью напорно-расходных характеристик, использование которых обладает наглядностью.

Для решения задачи принимаем регулирование перепуском. Оно используется для насосов с постоянной частотой вращения и пригодно для любого типа насосов.

В качестве схемы регулирования принимаем трубопроводную систему с кольцевым перепускным трубопроводом со стороны нагнетания насоса на сторону всасывания. Процесс регулирования осуществляется путем полного, либо частичного открытия перепускного клапана.

При решении задачи для сопоставимости и сравнения результатов регулирования принимаем следующие условия.

Напорно-расходные характеристики принятых для сравнения насосов принимаем типовыми. Оба насоса должны работать на трубопроводные системы с равными гидравлическими сопротивлениями и статическими составляющими потерь напора. Точка пересечения напорно-расходных характеристик в координатах напор (H) — подача (Q) должна быть рабочей точкой систем для обоих насосов, с целью обеспечения равенства подач в соответствии с графиком на рис. 1, позиция 1. Через рабочую точку 1 проходят гидравлические характеристики систем обоих насосов.

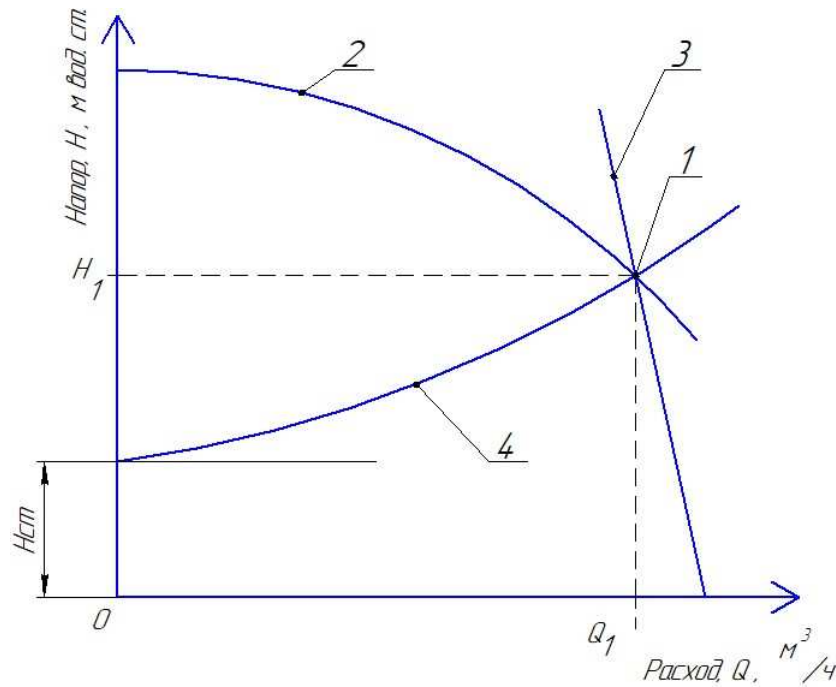


Рис. 1 Исходные характеристики для сравнения процессов регулирования подачи центробежного и винтового насосов:
1 — рабочая точка системы; 2 и 3 — напорно-расходные характеристики центробежного и винтового насоса;
4 — характеристики гидравлического сопротивления системы; $H_{ст}$ — статическая составляющая потерь напора

Гидравлические сопротивления перепускных трубопроводов в схемах для регулирования подачи центробежного и винтового насосов должны быть равными.

Для возможности анализа результатов регулирования назначаем два режима. Первый при полном открытии перепускного трубопровода, при котором получим предельные значения по величине подачи насосов, наибольшие значения величин подач, идущих по назначению и на перепуск. Второй режим реализуем примерно при половинном открытии перепускного клапана.

При полном открытии перепускного клапана по отношению к рис. 1 происходит изменение положения системы: в соответствии с рис. 2 она займет позицию 6.

В результате произойдет перемещение рабочей точки 1 в положение 1' для центробежного насоса и в положение 1'' для винтового, что обусловило падение напора для центробежного насоса на величину $-\Delta H_{цн}$, а для винтового на величину $-\Delta H_{вн}$, и приращения подачи для центробежного насоса $+\Delta Q_{цн}$, для винтового насоса на величину $+\Delta Q_{вн}$, см. рис. 2.

При этом приращение подачи центробежного насоса значительно превышает приращение подачи винтового. Из этих результатов следует, что для центробежного насоса при регулировании подачи перепуском возможна перегрузка привода насоса и его работа в режиме кавитации (в самых неблагоприятных условиях работы).

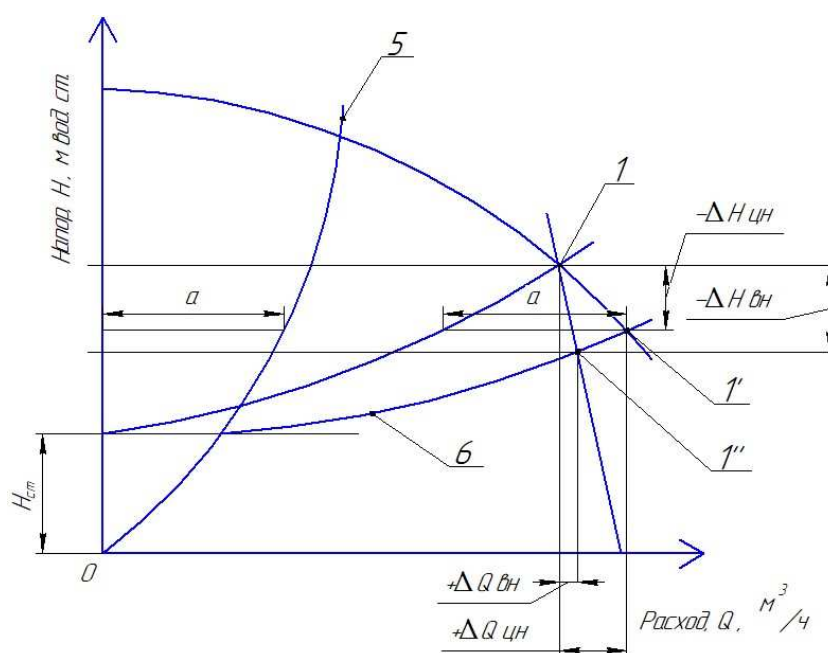


Рис. 2 Сравнение процессов регулирования подачи перепуском центробежного и винтового насосов:
5 — характеристика перепускного трубопровода; 6 — положение характеристики системы при регулировании подачи перепуском

Выполним графическое построение процессов регулирования подачи перепуском для центробежного и винтового насосов (см. рис. 3), необходимое для определения величин подач насосов, идущих по назначению и на перепуск. Для этого через рабочие точки $1'$ и $1''$ проводим вспомогательные линии параллельные оси подач до пересечения с осью напоров. Исходная характеристика системы 4 (см. рис. 1), делит суммарную подачу насосов на две величины: идущую по назначению Q_c и на перепуск Q_n (см. рис. 3) — при полном открытии перепускного клапана.

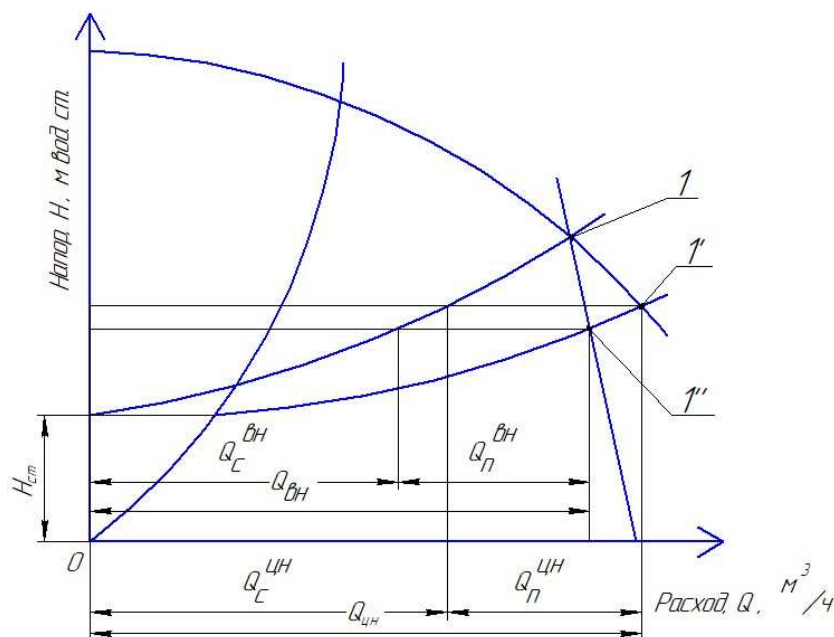


Рис. 3 Результаты регулирования подачи центробежного и винтового насосов перепуском при полном открытии перепускного клапана:
 $Q_n^{цн}$ и $Q_n^{вн}$ — величины производительности перепуска для центробежного и винтового насосов;
 $Q_c^{цн}$ и $Q_c^{вн}$ — величины производительности, поступающей по назначению;
 $Q_{цн}$ и $Q_{вн}$ — суммарные величины производительностей центробежного и винтового насосов

В целом прикрытие перепускного клапана, по отношению к его полному открытию, уменьшает величину перепуска для обоих типов насосов. Одновременно происходит увеличение подачи, идущей по назначению также для обоих типов насосов. Однако, в диапазоне открытия перепускного клапана от полного до половинного, и дальнейшем увеличении гидравлического сопротивления перепускного трубопровода, величина подачи центробежного насоса больше, чем винтового.

Пренебрегая вопросами эффективности работы насосов при зачистке емкостей в предположении, что режим зачистки емкостей не является основным, следует отдать предпочтение в качестве зачистного средства центробежному насосу.

Поскольку центробежный насос является несамовсасывающим, то его применение в качестве зачистного средства требует обеспечения самовсасывания существующими отработанными техническими способами удаления воздуха до входа в насос, они также обеспечивают устойчивую работу насоса при зачистке.

BWMC не освещает вопросы зачистки балластных емкостей. Однако, руководствуясь целью минимизации биологического загрязнения морей и океанов и важностью решения вопросов зачистки емкостей BWMC рекомендуют руководствоваться дополнениями к основному тексту Конвенции, с целью поиска и реализации наиболее эффективных способов зачистки балластных емкостей.

Согласно BWMC, при дебалластировке сливают 95 % от полного объема балластных емкостей. Предположительно при этом из емкостей удаляется 95 % инвазии, что пропорционально количеству слитого балласта. Последующие натурные испытания показали, что инвазия по объему танков распределяется не равномерно, а что ее объемная концентрация в 5 % остатке балласта, после слива 95 % объема, в несколько раз превышает исходную. Получены рекомендации BWMC о полной зачистке балластных емкостей после каждой дебалластировки.

Исключая анализ результатов эксперимента отметим, что неполное осушение емкостей происходит из-за недостаточной конструктивной проработки днищевого набора емкостей и балластных систем, что снижает эффективность зачистки из-за биологического загрязнения, на этом основании BWMC рекомендует дополнительную проработку повышения качества зачистки емкостей за счет совершенствования проектирования днищевого набора балластных емкостей, гидродинамического моделирования перетока балласта через днищевой набор. Элементы днищевого набора имеют недостаточную суммарную площадь протоков, что ограничивают производительность подтекания балласта к приемнику системы, приводит к преждевременному срыву работы насоса и формированию не откачиваемого остатка балласта в емкостях. К аналогичным последствиям приводит кавитация в насосе из-за большого гидравлического сопротивления всасывающего трубопровода и образования вихревой воронки около приемника системы. Через воронку происходит прохват воздуха, приводящий к срыву работы насоса. Наличие неоткачиваемого остатка в емкостях создает условия для нежелательного биологического загрязнения среды и может привести к снижению грузоподъемности судна. Поэтому современные балластные системы дополнительно оборудуются средствами зачистки.

Таким образом, решение проблемы полной зачистки балластных емкостей возможно по двум основным направлениям: совершенствование днищевого набора балластных емкостей и балластных систем. К этим двум направлениям следует добавить совершенствование технологии зачистки емкостей.

Статья [5] посвящена проблеме регулирования насосов объемного типа.

Рассмотрим вопрос математического описания насоса в составе системы в режиме зачистки, которое необходимо для моделирования процесса зачистки в режиме перетекания балласта через днищевой набор и ограничения из-за кавитации и воронкообразования. Подобное рассмотрение вопроса является составной частью гидромеханического моделирования процесса зачистки балластных емкостей в соответствии с требованиями BWMC.

Настоящая статья просвещена обоснованию наиболее эффективного средства зачистки балластных емкостей на основе сравнения свойств центробежного и винтового насосов. Поиск и применение эффективных средств зачистки балласта отвечает требованиям BWMC о полной зачистке балластных емкостей после каждой дебалластировки.

Предлагаемые вниманию настоящая статья и опубликованная ранее [5] преследует также цель привлечения внимания к решению вопросов полной зачистки балластных емкостей, как это рекомендует BWMC.

ВЫВОДЫ

В соответствии с требованиями BWMC о полном осушении балластных емкостей после каждой дебалластировки, в целях минимизации биологического загрязнения морей и океанов, необходимо решение проблемы полной зачистки балластных емкостей, которая замыкается на совершенствование конструктивных параметров балластных систем и днищевой набора судов, в совокупности обеспечивающих величину минимального остатка балласта. Необходимо также совершенствование технологий зачистных операций.

Балластные системы должны удовлетворять требованиям полной зачистки емкостей. Днищевой набор должен обеспечивать подтекание жидкости к приемнику системы, в соответствии с производительностью зачистки. Для совершенствования конструкции днищевой набора судовых емкостей, BWMC рекомендует использование при проектировании гидродинамического моделирования перетекания балласта через днищевой набор. К технологическим вопросам относится подбор топов насосов, способных работать с прохватом воздуха при зачистке и регулировании подачи насосов в процессе выполнения зачистных операций, в соответствии с режимом подтекания балласта к приемнику системы.

В предлагаемой статье рассмотрено обоснование типа насоса для выполнения зачистных операций.

При условии кратковременности режимов регулирования подачи насосов при зачистке емкостей по отношению к основному режиму эффективность работы насосов в режиме регулирования определяется временем зачистки, зависящим от величины производительности при регулировании. Для центробежного насоса подача и диапазон подач при регулировании выше, чем для винтового. Поэтому, учитывая также более высокую эффективность работы центробежного насоса на основном режиме по отношению к винтовому, предпочтение при регулировании следует отдать центробежному насосу. Его недостаток — отсутствие самовсасывания — устраняется за счет устройств, удаляющих воздух до входа в насос.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Певзнер Б.М. Насосы судовых установок и систем. Л.: Судостроение, 1958. 383 с.
2. Будов В.М. Судовые насосы. Справочник. Л.: Судостроение 1988. 432с: ил.
3. Харин В.М., Занько О.Н., Декин Б.Г., Писклов В.Т. Судовые машины, установки, устройства и системы. М.: Транспорт, 2010, 645 с, ил.
4. Международная конвенция о контроле судовых балластных вод и осадков и управлении ими 2004 года, Международная морская организация (ИМО).
5. Подволоцкий Н.М. Регулирование подачи насосов объемного типа. Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства, №№ 58/59, 2020, с. 80 — 88.

REFERENCES

1. Pevzner B.M. *Nasosy sudovykh ustanovok i sistem* [Pumps of vessel installations and systems]. L.: Sudostroenie, 1958. 383 p.
2. Budov V.M. *Sudovye nasosy. Spravochnik* [Vessel pumps. A guide]. L.: Sudostroenie, 1988. 432 p.: pic.
3. Harin V.M., Zanko O.N., Dekin B.G., Pisklov V.T. *Sudovye mashiny, ustanovki, ustrojstva i sistemy* [Vessel machinery, installations, devices and systems]. M.: Transport 2010, 645 p.: pic.
4. The International Convention for the Control and Management of Ships' Ballast Water and Sediments, 2004. International Maritime Organization (IMO).
5. Podvolotsky N.M. *Regulirovanie podachi nasosov ob'emnogo tipa* [Capacity regulation of volume pumps]. Research Bulletin of Russian Maritime Register of Shipping, Nos. 58/59, 2020, pp. 80 — 88.



АТОМНЫЕ СУДА

УДК 620.165.29:629.5

ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО УТОЧНЕНИЮ ДОКУМЕНТОВ РС В ЧАСТИ ТРЕБОВАНИЙ К ГЕРМЕТИЧНОСТИ ЗАЩИТНЫХ ОБОЛОЧЕК АППУ

В.П. Рыдловский, канд. техн. наук, АО «Центр технологии судостроения и судоремонта» (ЦТСС), Санкт-Петербург, e-mail: inbox@sstc.spb.ru

В.В. Штайц, ЦТСС, Санкт-Петербург, e-mail: inbox@sstc.spb.ru

А.В. Липняков, ЦТСС, Санкт-Петербург, e-mail: inbox@sstc.spb.ru

В статье описан исторический путь развития требований РС к герметичности при проектировании и испытании защитных оболочек атомных паропроизводящих установок (ЗО АППУ) судов и плавучих сооружений. На основании опыта проведения НИР и участия в испытаниях на герметичность ЗО АППУ трех ледоколов проекта 22220 и плавучего энергоблока сформулированы предложения по внесению изменений в документы РС. Основные предложения состоят в следующем. Величина относительной скорости утечки при давлении максимальной проектной аварии (МПА) зависит от многих случайных факторов и поэтому должна определяться прямым основным испытанием ЗО при давлении МПА, как это было выполнено при строительстве ледоколов проекта 22220 и плавучего энергоблока, а не экстраполяцией результатов испытаний при пониженном давлении. Допускаемое значение относительной скорости утечки при контрольных испытаниях должно определяться в процессе основных испытаний при заданном испытательном пониженном давлении воздуха в ЗО. Разработанные специалистами АО «ЦТСС» предложения позволяют привести в соответствие содержание документов РС с практикой проведения испытаний ЗО АППУ на герметичность атомных судов и плавучих сооружений.

Ключевые слова: герметичность, защитная оболочка, атомная паропроизводящая установка, атомное судно, относительная скорость утечки массы воздуха

PROPOSED AMENDMENTS TO THE RS DOCUMENTS REGARDING REQUIREMENTS FOR LEAK TIGHTNESS OF NUCLEAR STEAM SUPPLY SYSTEM CONTAINMENT

V.P. Rydlovsky, PhD, JSC Shipbuilding & Ship Repair Technology Center (SSTC), St. Petersburg, e-mail: inbox@sstc.spb.ru

V.V. Shtayts, JSC "SSTC", St. Petersburg, e-mail: inbox@sstc.spb.ru

A.V. Lipnyakov, JSC "SSTC", St. Petersburg, e-mail: inbox@sstc.spb.ru

The article describes the historical path of Russian Maritime Register of Shipping (RS) rules development regarding the tightness of nuclear steam supply containment system as applicable to nuclear ships and floating facilities design and testing. The proposals for the amendments to the RS documents are based on research results and data obtained during testing of three nuclear-powered icebreakers (project 22220) and floating power plant. The main proposals are as follows. Relative leakage rate at pressures up to value relevant to maximum design-basis accident (DBA) depends on different factors, so it is reasonable to obtain its values during the main test at DBA pressure as it has been done while the construction of nuclear-powered icebreakers project 22220 and floating power plant was in progress and the extrapolation of the results from low pressure tightness test is not acceptable. The allowed relative leakage rate for control test shall be obtained during the main test at specified low pressure in containment system. These proposals would bring the RS documents into alignment with actual practice of testing of nuclear steam supply containments system as applicable to nuclear ships and floating facilities.

Keywords: tightness, containment, nuclear steam supply system, nuclear-powered ship, relative leakage rate

Требования РС к герметичности при проектировании и испытании защитных оболочек атомных паропроизводящих установок (ЗО АППУ) судов и плавучих сооружений прошли определенный исторический путь развития. При основных испытаниях ЗО АППУ ледоколов постройки 1980-х годов прошлого века измеренная относительная скорость утечки массы воздуха [1] составляла от 31 %/сут (ледокол «Ямал») до 52 %/сут (ледокол «Таймыр»). Норма утечки воздуха в течение суток отсутствовала в документах Регистра СССР [2], определялась (см. 6.8) из условия радиационной безопасности и должна была быть одобрена Регистром.

После аварии на Чернобыльской АЭС произошел пересмотр отношения к радиационной безопасности атомных судов. С 1997 года в документ РС [3] введена норма герметичности ЗО АППУ равная относительной скорости утечки массы воздуха 1 %/сут при абсолютном давлении максимальной проектной аварии (МПА) 0,5 МПа, что вызвало кардинальные изменения в проектировании этих объектов и технологии испытаний ЗО на прочность и герметичность.

Ужесточение требований РС к герметичности ЗО привело к необходимости изменения технологии испытаний ЗО АППУ новых проектов атомных судов в части увеличения чувствительности приборов контроля падения испытательного давления, дополнительному высокоточному измерению температуры, усложнению алгоритма вычисления относительной скорости утечки [4]. Эти изменения нашли отражение в целом ряде новых требований в документах РС [5, 6] по технологии испытаний ЗО на герметичность.

В процессе проектирования плавучего энергоблока с АППУ и атомных ледоколов проекта 22220 для обеспечения новой нормы герметичности стали применяться проходы кабелей через ЗО с конструкцией на основе металлокерамики и подключенными к ним кабелями вместо кабельных коробок с эпоксидным компаундом и продольно герметизированными кабелями. По договорам с АО «ЦКБ «Айсберг» были разработаны АО «ЦТСС» технологии испытаний на герметичность ЗО АППУ проектов плавучего энергоблока и строящихся атомных ледоколов проекта 22220 [7] с учетом новой нормы герметичности.

Для уточнения целого ряда параметров в технологии испытаний на герметичность ЗО АО «ЦТСС» была проведена НИР «Оболочка», в рамках которой на основании теоретических и экспериментальных исследований разработаны алгоритм и программное обеспечение (основанное на изобретении [8]), позволяющие в автоматизированном режиме вычислять время температурной стабилизации и относительную скорость утечки массы воздуха в процессе испытаний ЗО на герметичность [9]. Специалисты АО «ЦТСС» приняли участие в испытаниях на герметичность ЗО АППУ плавучего энергоблока и трех ледоколов проекта 22220 в части обработки результатов измерений, вычисления времени прекращения процесса испытания и определения фактического значения относительной скорости утечки массы воздуха с помощью нового программного обеспечения. Результаты основных испытаний восьми ЗО при давлении МПА на всех объектах показали фактическое значение относительной скорости утечки массы воздуха меньше 1 %/сут.

Уточненный подход и новое программное обеспечение были также использованы специалистами АО «ЦТСС» при разработке по договору с АО «ЦКБ «Айсберг» основных положений технологии испытаний ЗО АППУ на герметичность ледокола «Лидер» проекта 10510 [10].

Целью статьи является формулирование предложений по уточнению документов РС [11, 12] в части требований к герметичности ЗО АППУ на основе обобщения накопленного опыта теоретических и практических работ за период проектирования, а также строительства плавучего энергоблока и трех ледоколов проекта 22220.

1. Объем ЗО на ледоколах проекта 22220 равен 343 м³, а на ледоколе «Лидер» — почти в два раза больше. Соответственно, объем радиоактивной паровоздушной смеси в случае МПА при одной и той же норме герметичности может выйти из ЗО ледокола «Лидер» в два раза больше, чем для ледокола проекта 22220. Учитывая большую разницу в объемах ЗО разных проектов ледоколов, при проектировании реакторной установки следует либо уточнить норму герметичности в зависимости от объема ЗО, либо в Правилах РС [11] указать диапазон объемов ЗО, на которые распространяется норма 1 %/сут исходя из радиационной безопасности экипажа и окружающей среды.

2. Многие узлы уплотнения ЗО содержат резиновые прокладки, кольца и другие элементы, которые имеют температурные ограничения работоспособности в условиях МПА. Для выбора проектантом ЗО надежных узлов уплотнения, обеспечивающих герметичность при повышенной температуре, в Правилах РС следует ввести требования по стойкости узлов уплотнения в заданном температурном диапазоне в течение МПА.

3. В 6.7 дана ссылка на приложение 3 к Правилам РС [11]. Приложение 3 «Элементы герметичного контура защитных оболочек атомных ППУ. Методика расчета норм герметичности» требует корректировки, т. к. распределение норм герметичности в табл. 4.4 между видами элементов герметичного контура носит субъективный характер и не подтверждено практикой испытаний на герметичность ЗО. Кроме того, как уже отмечалось, в настоящее время принципиально поменялась конструкция узлов уплотнения проходов кабелей через ЗО, что привело к кардинальному повышению герметичности ЗО.

Поэтому в данном расчете при назначении нормы герметичности элемента герметичного контура ЗО предлагается исходить из чувствительности способа контроля этого элемента. Например, большинство элементов контролируется способом обмыливания при абсолютном давлении воздуха от 0,12 МПа в ЗО, что соответствует чувствительности 5 класса: от $6,7 \times 10^{-6}$ до $6,7 \times 10^{-4}$ м³ Па/с. Таким образом, в данном случае норма герметичности должна соответствовать 5 классу герметичности. На основании этого можно выполнить ориентировочный расчет (с некоторым запасом герметичности) суммарной герметичности всех элементов герметичного контура ЗО и сравнить с нормой герметичности ЗО.

Для этого надо принять допущение, что в проконтролированном узле уплотнения могут быть, а могут и не быть утечки меньше чувствительности способа контроля герметичности. Т.е. с вероятностью 0,5 и некоторым запасом герметичности можно принять, что в узле уплотнения возможна утечка 1×10^{-7} м³ Па/с. Зная возможную утечку через каждый элемент герметичного контура количество элементов можно найти суммарную утечку для всех элементов ЗО и сравнить с заданной нормой интегральной герметичности для ЗО.

Ввиду того, что в современной практике проектирования ЗО внедрены новые конструкции устройств уплотнения проходов кабелей, не требующие применения продольно герметизированных кабелей, то в Руководстве [12] приложение 2 «Кабели судовые герметизированные. Метод испытаний на продольную герметичность» и приложение 3 «Устройства уплотнения проходов кабелей или проводников. Метод испытания на герметичность» потеряли свою актуальность и могут быть исключены из содержания этого Руководства.

4. Гидравлический способ испытаний ЗО на прочность и герметичность весьма затратный и экологически вредный, поэтому заменен на испытания ЗО повышенным давлением воздуха при строительстве новых проектов плавучих энергоблоков и атомных ледоколов проекта 22220. Причем, для соблюдения правил безопасности испытания на прочность ЗО проводятся отдельно от испытаний на герметичность. В процессе испытаний на прочность в опасных точках конструкции ЗО проводится контроль упругих деформаций с помощью тензометрирования. Учитывая практику проектирования и испытания ЗО в 6.8 — 6.10 Правил РС [11] необходимо внести соответствующие изменения.

5. При введении нормы герметичности в Правила РС отсутствовал практический опыт испытаний на герметичность ЗО, поэтому в существующей редакции Правил РС [11] (см. 6.10) сохраняется слишком мягкая формулировка допускаемого значения герметичности ЗО: «... При этом следует руководствоваться положением, что уменьшение допускаемой величины относительной скорости утечки до величины 1 %/сут и менее по сравнению с расчетной максимально допустимой снижает потенциальную радиационную опасность персонала и населения при МПА и поэтому должна устанавливаться из возможности ее достижения и измерения». Учитывая накопленный опыт обеспечения заданной в Правилах РС нормы герметичности ЗО при строительстве плавучего энергоблока и ледоколов проекта 22220 предлагается ввести более однозначную формулировку нормы в 1 %/сут., например, как это было в редакции Правил РС 1997 года. [3]: «Норма утечки воздуха должна составлять не более 1 % от объема ЗО в сутки, если проектантом не будет обоснована Регистру иная величина утечки, допустимая по условиям радиационной безопасности».

6. В 6.10 действующих Правил РС [11] допускается снижение величины испытательного давления воздуха при основных испытаниях ЗО на герметичность на основании предположения о характере закона истечения воздуха из течи и экстраполяции значения относительной скорости утечки до давления воздуха в ЗО при МПА на основании ее измерения на трех ступенях пониженного давления. Как показали результаты измерения относительной скорости утечки воздуха из ЗО при испытательном давлении равном давлению при МПА, а также при пониженном абсолютном давлении 0,19 МПа, невозможно подобрать из существующих законов истечения воздуха из течи закономерность, которая однозначно позволяла экстраполировать значение утечки из ЗО при давлении МПА по результатам ее измерения при пониженных значениях испытательного давления. Величина относительной скорости утечки при давлении МПА зависит от многих случайных факторов и поэтому должна определяться прямым основным испытанием ЗО при давлении МПА, как это было выполнено при строительстве ледоколов проекта 22220 и плавучего энергоблока. Допускаемое значение относительной скорости утечки при контрольных испытаниях должно определяться в процессе основных испытаний при заданном испытательном пониженном давлении воздуха в ЗО.

7. Контрольные испытания ЗО всех ледоколов проекта 22220 и плавучего энергоблока проводились при испытательном избыточном давлении воздуха 0,09 МПа в отличие от давления 0,05 МПа, указанного в 6.11 Правил РС [11]. Повышение проектантом испытательного давления из условий сохранности оборудования в ЗО позволило сократить продолжительность контрольных испытаний. Поэтому необходимо внести изменения в 6.11.

8. В 6.12 Правил РС [11] продолжительность испытаний ЗО на герметичность определяется критерием достоверности:

«При испытании ЗО на герметичность должны регистрироваться параметры сжатого воздуха в ЗО (давление, температура) с частотой не реже одного раза в течение 1 ч до выполнения критерия достоверности результата при $a \geq 0,95$, рассчитываемого с учетом выполнения неравенств

$$L_n + \zeta_L \leq L_d; \quad (1)$$

$$\zeta_L \leq 0,3L_d, \quad (2)$$

где L_n — измеренное значение относительной скорости утечки по результатам прямых измерений параметров давления, температуры и времени, получаемое в результате испытаний, %/сут;
 ζ_L — расчетная погрешность измерения относительной скорости утечки, %/сут;
 L_d — допускаемая относительная скорость утечки, определенная в проекте атомного судна или плавучего сооружения, %/сут;
 a — доверительная вероятность».

Однако, как показали дополнительные исследования, для достоверного определения относительной скорости утечки массы воздуха из ЗО требуется выполнение еще двух критериев.

В процессе испытания корректные вычисления относительной скорости утечки массы воздуха можно начинать только тогда, когда падение испытательного давления будет больше 3 — 5 погрешностей прибора, измеряющего это давление. Поэтому необходимо ввести критерий минимально измеримого падения испытательного давления P_{0i} для соответствующего измерительного прибора давления, когда для девяти измерений подряд с интервалом $\tau_{ин}$

$$|P_{0i} - P| > [K_p] \Delta P_{0i}, \quad (3)$$

при заданных испытательном давлении P_{0i} , текущем значении измеренного давления P , допускаемом значении критерия минимально измеримого падения давления $[K_p] = 3 — 5$ и соответствующей абсолютной погрешности измерения ΔP_{0i} .

При подъеме давления воздуха в ЗО до испытательного значения происходит повышение температуры воздуха, которое может существенно повлиять на значение величины относительной скорости утечки. Кроме того, при закачке температура атмосферного воздуха может повлиять на температуру воздуха внутри ЗО. Поэтому достоверное значение относительной скорости утечки массы воздуха из ЗО может быть получено после определения периода температурной стабилизации.

Отсчет периода температурной стабилизации воздуха начинают выполнять последовательными циклами после повышения давления до заданного значения, периодически увеличивая в каждом новом цикле период температурной стабилизации на заданную величину, с использованием в каждом цикле вычислений новых измеренных начальных значений давления и температуры до выполнения в одном из циклов вычислений критерия постоянства относительной скорости утечки и погрешности ее измерения, определяющего оптимальное значение периода температурной стабилизации и соответствующего следующему неравенству:

$$K_n = |(L_i + \zeta_{Li}) - (L_{i+4} + \zeta_{Li+4})| / (L_i + \zeta_{Li}) \leq [K_n], \quad (4)$$

где L_i ; ζ_{Li} ; L_{i+4} ; ζ_{Li+4} — относительная скорость утечки и ее погрешность на текущем часе измерений (индекс i) и последующем часе измерений (индекс $i+4$ при интервале измерений $\tau_{ин} = 15$ мин);
 $[K_n] = 0,05 — 0,25$ — коэффициент постоянства относительной скорости утечки и погрешности ее измерения. Новизна данного способа испытаний на герметичность защищена патентом на изобретение [8].

С учетом приведенных дополнительных критериев требуется доработка приложения 4 Руководства [12]: «Основные требования к измерениям параметров воздуха и оценке степени герметичности ЗО».

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

После введения в Правила РС значения нормы герметичности 1 %/сут произошел качественный технический прогресс в обеспечении радиационной безопасности ЗО АППУ и фактическое значение относительной скорости утечки массы воздуха из ЗО снизилось на два порядка для нового проекта ледокола проекта 22220 и плавучего энергоблока. Причем, испытания ЗО на герметичность для новых проектов предусмотрены не при пониженном значении давления воздуха, а при давлении равном давлению при максимальной проектной аварии АППУ.

Разработка и введение в документы РС требований по технологии испытаний ЗО на герметичность, в обеспечение новой нормы, позволили достичь необходимую достоверность в определении фактического значения относительной скорости утечки массы воздуха из ЗО в процессе основных испытаний.

Выполнение НИР, разработка технологий и опыт участия АО «ЦТСС» в испытаниях ЗО АППУ на герметичность трех ледоколов проекта 22220 и плавучего энергоблока позволил сформулировать ряд предложений по изменению документов РС, которые обеспечат соответствие требований этих документов практике проведения испытаний на герметичность ЗО.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воронин А.И., Кузавков В.М., Рыдловский В.П., Штайц В.В. Обоснование выбора параметра оценки степени герметичности защитных оболочек АППУ ледоколов и плавучих сооружений // Вестник технологии судостроения и судоремонта, № 21, 2013, с. 50 — 51
2. Регистр СССР. Правила классификации и постройки атомных судов. 1982.
3. Правила классификации и постройки атомных судов, Российский морской регистр судоходства, Санкт-Петербург, 1997.
4. Воронин А.И., Кузавков В.М., Рыдловский В.П., Штайц В.В. Предложения по уточнению и дополнению нормативных документов Российского морского регистра судоходства в части требований к герметичности защитных оболочек АППУ // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства, № 29, 2006, с. 45 — 61.
5. Правила классификации и постройки атомных судов и плавучих сооружений, Российский морской регистр судоходства, Санкт-Петербург, 2008.
6. Руководство по техническому наблюдению за постройкой атомных судов и плавучих сооружений, судов атомно-технологического обслуживания, изготовлением материалов и изделий. Российский морской регистр судоходства, Санкт-Петербург, 2009.
7. РД. Ледокол пр.22220. Основные положения по технологии контроля герметичности ЗО и групп элементов герметичного контура. ГКЛИ.3210-538-2015 г.
8. Способ испытания емкости на герметичность: пат. на изобретение RU 2710006 С2, Рос. Федерация.
9. Рыдловский В.П., Штайц В.В. Разработка системы контроля, программного обеспечения и технологии контроля герметичности защитных оболочек атомных судов новых проектов // Судостроение, № 1, 2018, с. 41 — 44.
10. Проект 10510. Защитные оболочки. Проведение испытаний и контроль герметичности. Основные положения. ГКЛИ.01.727.000.00.
11. Правила классификации и постройки атомных судов и плавучих сооружений. Российский морской регистр судоходства, Санкт-Петербург, 2022.
12. Руководство по техническому наблюдению за постройкой атомных судов и плавучих сооружений, судов атомно-технологического обслуживания, изготовлением материалов и изделий. Российский морской регистр судоходства, Санкт-Петербург, 2022.

REFERENCES

1. Voronin A.I., Kuzavkov V.M., Rydlovskiy V.P., Shtayts V.V. *Obosnovanie vybora parametra otsenki stepeni germetichnosti zashchitnykh obolochek APPU ledokolov i plavuchikh sooruzheniy* [Reasons for the selection of evaluation parameter for tightness of containments of nuclear steam supply system of nuclear-powered icebreakers and floating facilities]. Vestnik tekhnologii sudostroeniya i sudoremonta, No. 21, 2013, pp. 50 — 51
2. Rules for the Classification and Construction of Nuclear Ships, Registr SSSR. 1982. (in Russian)
3. Rules for the Classification and Construction of Nuclear Ships. Russian Maritime Register of Shipping, St. Petersburg, 1997. (In Russian)
4. Voronin A.I., Kuzavkov V.M., Rydlovskiy V.P., Shtayts V.V. *Predlozheniya po utochneniyu i dopolneniyu normativnykh dokumentov Rossiyskogo morskogo registra sudokhodstva v chasti trebovaniy k germetichnosti zashchitnykh obolochek APPU* [Proposals for amendments to and expanding of normative documents of Russian Maritime Register of Shipping regarding requirements for the tightness of containments of nuclear steam supply system]. Research Bulletin of Russian Maritime Register of Shipping, No. 29, 2006, pp. 45 — 61.
5. Rules for the Classification and Construction of Nuclear Ships and Floating Facilities. Russian Maritime Register of Shipping, St. Petersburg, 2008. (In Russian)
6. Guidelines on Technical Supervision during Construction of Nuclear Ships and Floating Facilities, Manufacture of Materials and Products. Russian Maritime Register of Shipping, St. Petersburg, 2009. (In Russian)
7. RD. Ledokol pr.22220. *Osnovnye polozheniya po tekhnologii kontrolya germetichnosti ZO i grupp elementov germetichnogo kontura* [The main features for leak detection technology of containments and group of elements of leakproof circuit], GKLI.3210-538-2015, 2015.
8. *Sposob ispytaniya emkosti na germetichnost* [Method for testing leakproof container]. Invention patent RU 2710006 S2, Russian Federation.
9. Rydlovskiy V.P., Shtayts V.V. *Razrabotka sistemy kontrolya, programmnoho obespecheniya i tekhnologii kontrolya germetichnosti zashchitnykh obolochek atomnykh sudov novykh projektov* [Development of a monitoring system, software and leak detection technology for containments of the nuclear steam supply system of the new design nuclear-powered icebreakers], Sudostroenie, No. 1, 2018, pp. 41 — 44.
10. Project 10510. *Zashchitnye obolochki. Provedenie ispytaniy i kontrol germetichnosti. Osnovnye polozheniya*. [Containments. Testing and leak detection. The main features], GKLI.01.727.000.00.
11. Rules for the Classification and Construction of Nuclear Ships and Floating Facilities. Russian Maritime Register of Shipping, St. Petersburg, 2022. (In Russian)
12. Guidelines on Technical Supervision during Construction of Nuclear Ships and Floating Facilities, Manufacture of Materials and Products. Russian Maritime Register of Shipping, St. Petersburg, 2022. (In Russian)



ИЗБРАННЫЕ ТРУДЫ КОНФЕРЕНЦИИ «АКТУАЛЬНЫЕ ПРОБЛЕМЫ МОРСКОЙ ЭНЕРГЕТИКИ»

УДК 681.518

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ И ТЕХНОЛОГИИ РАЗВИТИЯ МОРСКИХ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ В ЗАЩИЩЕННОМ ИСПОЛНЕНИИ

С.А. Согонов, канд. техн. наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (СПбГМТУ), Санкт-Петербург, e-mail: ssogonov@mail.ru

А.В. Алексеев, д-р техн. наук, профессор, СПбГМТУ, Санкт-Петербург, e-mail: iapbgks@bk.ru

М.А. Максимова, канд. техн. наук, доцент, СПбГМТУ, Санкт-Петербург, e-mail: maximovama@yandex.ru

А.А. Равин, д-р техн. наук, доцент, СПбГМТУ, Санкт-Петербург, e-mail: ravinklki@mail.ru

О.В. Хруцкий, д-р техн. наук, профессор, СПбГМТУ, Санкт-Петербург, e-mail: obx47@mail.ru

В статье обобщены результаты формализации, анализа и систематизация прорывных технологий создания и эксплуатации морских автоматизированных систем в защищенном исполнении (МАСЗИ) в контексте ранее сформулированных приоритетных технологий развития корабельной энергетики в составе критических технологий Российской Федерации. Выполненный форсайт-анализ тенденций комплексного развития МАСЗИ на базе анализа их приоритетных и прорывных технологий позволяет выявить новые методы исследования и технологии с одновременным поиском и синтезом перспективных проектных решений в обеспечение приоритетности развития, военно-технического превосходства и конкурентной способности создаваемых МАСЗИ кораблей и судов.

Ключевые слова: корабельная энергетика, морская автоматизированная система в защищенном исполнении, прорывная технология, приоритетность

PROMISING DIRECTIONS AND TECHNOLOGIES FOR THE DEVELOPMENT OF MARINE AUTOMATED SYSTEMS IN PROTECTED DESIGN

S.A. Sogonov, PhD, associate professor, St. Petersburg State Marine Technical University (SMTU), St. Petersburg, e-mail: ssogonov@mail.ru

A.V. Alekseev, DSc, professor, SMTU, St. Petersburg, e-mail: iapbgks@bk.ru

M.A. Maksimova, PhD, associate professor, SMTU, St. Petersburg, E-mail: maximovama@yandex.ru

A.A. Ravin, DSc, associate professor, SMTU, St. Petersburg, e-mail: ravinklki@mail.ru

O.V. Khrutsky, DSc, professor, SMTU, St. Petersburg, e-mail: obx47@mail.ru

The article summarizes results of formalization, analysis and system of breakthrough technologies of creation and operation of marine automated systems in protected version (MASPV) in the context of previously formulated priority technologies for the development of

ship energy as part of critical technologies of the Russian Federation. Based on the analysis of their priority and breakthrough technologies, the completed foresight analysis of trends in the integrated development of MASPV allows us to identify new research methods and technologies with one-time search and synthesis of promising design solutions to ensure priority of development, military-technical superiority and competitive ability of MASPV-co-created warships and civil ships.

Keywords: ship power engineering, marine automated system in protected version, breakthrough technology, priority

АКТУАЛЬНОСТЬ

Традиционные встречи научного сообщества в различных формах, ставших характерными для последнего времени, в том числе в формах презентаций, научно-практических семинаров, тренингов, коучингов, вебинаров, диспутов, конференций, мастер-классов, симпозиумов, форумов и т.п. предусматривает проведение открытой встречи специалистов по повышению за счет публичного рассмотрения и обучения профессионального и творческого уровня и мастерства участников, по освоению новых перспективных технологий и лучших практик.

Так, в Санкт-Петербургском государственном морском техническом университете благодаря творческой инициативе и активности ведущих специалистов факультета корабельной энергетики и автоматики одним из признанных и устойчиво развивающегося уже второе десятилетие направления мероприятий в данном классе является проведение всероссийского форума «Корабельная энергетика: из прошлого в будущее» с 2017 года и международной научно-технической конференция «Актуальные проблемы морской энергетики» с 2012 года, мотивируя участников не только ознакомиться с современными направлениями и технологиями развития ключевых отраслей теории и практики корабельной энергетики, но и публично, в рамках научного сообщества «заглянуть» в будущее соответствующей предметной области.

При этом имеют место известные сложности систематизации новых данных, но прогнозирование развития и выявление доминирующих факторов предметной области является высоко востребованной составляющей большей части современных фундаментальных и прикладных исследований.

В этой связи и в развитие ранее представленных результатов системного анализа направлений развития морской энергетики [1], цифровизации и интеллектуализации ее системного управления [2, 3] представляет известный интерес **проблема адекватного анализа и выявления прорывных технологий морских автоматизированных систем (МАС)** с учетом ставших сегодня особо актуальными аспектов их информационно защищенного исполнения.

При этом, специфическими аспектами обеспечения информационной защищенности автоматизированных систем сегодня рассматриваются не только ставшие уже традиционными процессы и особенности разграничения доступа, конфиденциальности, доступности данных и их целостности, но, особенно специфические сегодня, системные аспекты и процессы мониторинга, анализа и управления состоянием АСЗИ, в том числе в отношении защиты от вредоносных кодов (информационных вирусов, спама, фишинга, закладок различных видов), контроля целостности защищаемых информационных ресурсов и предотвращения несанкционированных вторжений в самых разнообразных формах, а также криптографической защиты управления современными сложными МАС в составе критических (научеконых, имеющих важное социально-экономическое значение) объектов морской техники и морской инфраструктуры (ОМТИ).

СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ

Само понятие технологий (от греческих составляющих τέχνη — искусство, мастерство, умение и λόγος — слово, мысль, смысл, понятие) в последнее время существенно расширено и включает в себя концентрированное выражение научного знания и практического опыта, позволяющее рациональным образом организовать процесс управления объектом и техническими средствами с целью оптимального принятия решений в конкретных ситуациях.

Понятие «технология» сегодня включает совокупность моделей, методов, способов и инструментов (с соответствующими режимами их использования) для достижения желаемого результата, а также сами процессы решения задач и достижения цели.

Среди направлений инновационной морской энергетики [1 — 3] наряду с вихревыми теплогенераторами, холодным ядерным синтезом, магнитомеханическими усилителями мощности, энергетикой динамической сверхпроводимости, нанопроводниковыми аккумуляторами, технологиями беспроводной передачи энергии, технологиями атмосферной электроэнергетики и другими привлекает внимание сравнительно новый вопрос **выявления прорывных технологий МАС в защищенном исполнении (МАСЗИ)** [3 — 7].

Прорывные технологии и базирующиеся на них инновации — это проекты, открывающие новый технологический уклад, и одновременно новый цикл инновационного развития с кардинальным изменением рынка и жизни человека (общества), причем прорывная технология тем более значима, чем большее количество сфер существования личностей она затрагивает [8].

Концепция *прорывных технологий*, развиваемая с 1995 года (Клейтон М. Кристенсен), предусматривает существенное улучшение системных показателей качества по сравнению с существующими технологиями и достигается различными способами.

Не вызывает сомнения то обстоятельство, что вопросы адекватного формирования принципов и концепции прорывных технологий развития МАС относятся к системным вопросам мета-уровня, нацеленным, прежде всего, на обеспечение обоснованного перспективного развития и их конкурентной способности, что руководством России сегодня определено в качестве целевых показателей развития цифровой экономики России, цифровой трансформации личности, общества, государства, обеспечения суверенитета и национальной безопасности России [9, 10].

АНАЛИЗ ПРИОРИТЕТОВ

В этой связи выполним аналитический обзор приоритетности развития технологических решений МАС в контексте приоритетных направлений развития науки и перечня критических технологий России [8 — 10], в свою очередь, взаимосвязанных со стратегическими целями и приоритетами развития страны и цифровой трансформации общества в части, прежде всего, технологий [8] (нумерация в соответствии с источником).

1. Базовые и критические военные и промышленные технологии для создания перспективных видов вооружения, военной и специальной техники;
2. Базовые технологии силовой электротехники;
9. Технологии атомной энергетики, ядерного топливного цикла, безопасного обращения с радиоактивными отходами и отработавшим ядерным топливом;
13. Технологии информационных, управляющих, навигационных систем;
19. Технологии мониторинга и прогнозирования состояния окружающей среды, предотвращения и ликвидации ее загрязнения.
21. Технологии предупреждения и ликвидации чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера;
23. Технологии создания высокоскоростных транспортных средств и интеллектуальных систем управления новыми видами транспорта;
26. Технологии создания ракетно-космической и транспортной техники нового поколения;
27. Технологии создания энергосберегающих систем транспортировки, распределения и использования энергии.

На рис. 1 приведены в авторском видении основные приоритетные направления технологического развития корабельной энергетики с учетом результатов [1 — 3], а также приоритетные направления технологического развития судовой автоматики.

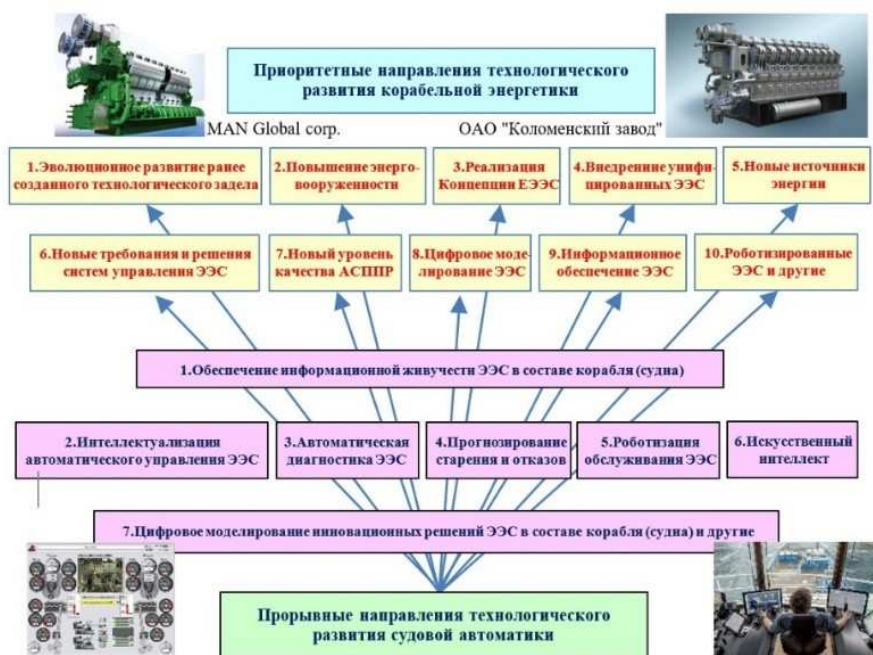


Рис. 1 Прорывные направления технологического развития корабельной энергетики и судовой автоматики

Первое из прорывных направлений развития судовой автоматики обусловлено специфической особенностью информационных технологий (ИТ), получивших интенсивное развитие в последние десятилетия XX века и принципиальным образом повлиявших на развитие средств и систем судовой автоматики в связи с острой необходимостью защиты информационных ресурсов (данных и средств их обработки: сбора, распределения, хранения, передачи, преобразования, представления) и их использования.

Именно в этом контексте применительно к МАС целесообразно рассматривать в соответствии с результатами исследований [4] вопросы и технологии обеспечения информационной живучести современных средств и систем автоматизации (АСЗИ), обеспечение информационной живучести МАС в составе корабля/судна.

При этом, особое значение приобретает вопрос обеспечения *технологической живучести (ТЖ)* развития *ОМТИ* в целом как способности обеспечивать в пределах нескольких жизненных циклов продукции перспективность внедрения соответствующего класса технологий, сохранять и развивать свои ключевые свойства при конкурентном развитии рынка в обеспечение устойчивого развития отрасли и конкурентной способности (военно-технологического превосходства) продукции и услуг, гарантированного уровня национальной безопасности и суверенитета государства.

Тем самым, в развитие ранее обозначенных прорывных направлений развития корабельной энергетики и автоматики [1, 2] целесообразно говорить о первом прорывном направлении развития МАСЗИ — системной реализации технологического задела корабельной энергетики и судовой автоматики, основные элементы которого приведены на рис. 2.

Второе прорывное направление развития МАСЗИ (см. рис. 3), характерное для настоящего этапа развития ИТ, обусловлено новой возможностью реализации высокопроизводительных и наукоемких (не только информационно-аналитических, но и более совершенных (интеллектуальных)) алгоритмов обработки данных практически во всех контурах управления с преимущественным переходом от автоматизированного к автоматическому режиму управления судовой электроэнергетической системой (ЭЭС), а также другими общесудовыми и специальными системами корабля/судна.

В сочетании с первым сформулированным перспективным направлением развитием МАСЗИ интеллектуализация автоматического и автоматизированного управления электроэнергетическими средствами и системами обеспечит, прежде всего, минимизацию числа задач и функций, возлагаемых на операторов и, тем самым, минимизацию влияния негативных субъективных свойств операторов, а также повышение качества, результативности и, особенно, устойчивости управления судовыми энергетическими комплексами и системами.

Инновационные направления развития морской энергетики	Требования	Цифровизация, интеллектуализация
1. Эволюционное наращивание возможностей МЭК на основе созданного технологического задела, комплексного совершенствования процессов управления их жизненным циклом.	Импортозамещение, устойчивость МЭК, миниатюризация, перспективность развития, конкурентное превосходство	Цифровое 3D-проектирование, цифровые «двойники», ИЭТР, КБДЗ, АСППР, моделирование и управление качеством ЖЦ
1. Обеспечение информационной живучести ЭЭС в составе корабля (судна)		

Рис. 2 Первое прорывное направление — системная реализация технологического задела корабельной энергетики и судовой автоматики в информационно защищенном исполнении

2. Интеллектуализация автоматического управления ЭЭС		
Инновационные направления развития морской энергетики	Требования	Цифровизация, интеллектуализация
2. Повышение энерговооруженности МЭК с переходом на напряжение (6...10) кВ / 380 В, повышение частоты для приводных электродвигателей.	Высоковольтное электрооборудование с микропроцессорным управлением, ЭМС, в т.ч. импульсная	Робототехнические модули, кластеризация, миниатюризация, унификация. Разграничение доступа. Многорежимность.

Рис. 3 Второе прорывное направление развития МАСЗИ

Третье прорывное направление развития МАСЗИ (см. рис. 4) позволяет перейти на качественно новый уровень комплексного диагностического контроля с развитыми системами визуализации и мониторинга данных, хранением и использованием больших массивов данных и формированием «цифровых портретов» машин и механизмов при одновременном обеспечении возможности классификации и идентификации факторов и локализации источников дефектов и отказов.

Не вызывает сомнения утверждение о том, что реализация принципов формирования единых судовых электроэнергетических систем в сочетании с реализацией принципов автоматической диагностики ЭЭС одновременно позволит существенно сократить их структурную, функциональную, информационную и аппаратную избыточность и, тем самым, выйти на качественно новый уровень обеспечения технической надежности и системной устойчивости функционирования судовых ЭЭС.

3. Автоматическая диагностика ЭЭС		
Инновационные направления развития морской энергетики	Требования	Цифровизация, интеллектуализация
3. Реализация концепции Единой электроэнергетической системы (ЕЭЭС) корабля, систем электродвижения, ВРК, минимизация системной избыточности.	Повышение надежности, устойчивости, простоты эксплуатации.	Цифровизация всего ЖЦ на основе КБДЗ, автоматизация локализации аварий (ЛА).

Рис. 4 Третье прорывное направление развития МАСЗИ

Четвертое прорывное направление развития МАСЗИ характеризуется переходом от задач комплексной инструментальной диагностики к задачам прогнозирования жизненного цикла ЭЭС в целом с прогнозированием старения их элементов и отказов, что, с одной стороны, обеспечит упреждающее (проактивное) управление эксплуатацией судовых ЭЭС, а, с другой стороны, с учетом приведенных на рис. 5 данных, системно целостно решать логистические задачи их эксплуатации, а также на качественно новом уровне обеспечивать подготовку, переподготовку и контроль компетенций кадров, в том числе с использованием современных комплексов моделирования, так называемых цифровых двойников, интерактивных электронных технических руководств (ИЭТР).

4. Прогнозирование старения и отказов		
Инновационные направления развития морской энергетики	Требования	Цифровизация, интеллектуализация
4. Внедрение унифицированных модулей ЕЭЭС электродвижения с мощностью до 75 МВт.	Сверхпроводимое электрооборудование. Типовые проектные решения.	Цифровизация поставок, защита данных. ИЭТР. Дорожные карты внедрения.

Рис. 5 Четвертое прорывное направление развития МАСЗИ

Это позволяет на принципиально новой основе решать задачу организации эксплуатации и ремонта с соответствующей экономией ресурсных возможностей и повышением технической готовности машин и механизмов, корабля/судна в целом, а также унификации используемых ЭЭС, решения проблем импортозамещения и конверсионного развития корабельных ЭЭС.

Пятое прорывное направление развития МАСЗИ в условиях перехода к новым источникам энергии и повышения надежности функционирования ЭЭС, их ресурсных возможностей позволяет принципиально перейти к роботизации их обслуживания с учетом данных на рис. 6.

Именно роботизация обслуживания ЭЭС позволяет высвобождать трудовые ресурсы (сокращать число обслуживающего персонала при одновременном повышении их компетенций и профессионального уровня) с одновременным снижением ошибок и повышением качества эксплуатации, что в условиях дорогостоящего оборудования имеет существенное значение.

Шестое прорывное направление развития МАСЗИ на основе реализации возможностей технологий искусственного интеллекта, к которым сегодня уделяется особое внимание, именно применительно к МАСЗИ должно получить ускоренное прикладное развитие в связи, с одной стороны, с реальной возможностью полномасштабного использования возможностей их самообучения, а, с другой стороны, с достаточно доступным и несложным характером решаемых задач управления при широких возможностях сбора априорной (диагностической) информации (см. рис. 7).

5.Роботизация обслуживания ЭЭС		
Инновационные направления развития морской энергетики	Требования	Цифровизация, интеллектуализация
5. Переход к источникам, накопителям, преобразователям энергии на новых физических принципах. Водородная, солнечная энергетика. Топливные элементы.	Литий-ионные батареи, ЭХГ, конденсаторы. Энергосбережение.	Интеллектуальные модули, АСЗИ. Интеллектуальное распределение управления

Рис. 6 Пятое прорывное направление развития МАСЗИ

6.Искусственный интеллект		
Инновационные направления развития морской энергетики	Требования	Цифровизация, интеллектуализация
6. Интегрированные системы автоматизации, диагностики, мониторинга и управления МЭК	Роботизация, мостиковые и ОКС. АСЗИ. БПА	Системный мониторинг, СЭДО, СПРУ.

Рис. 7 Шестое прорывное направление развития МАСЗИ

С другой стороны, развитие и внедрение технологий искусственного интеллекта можно рассматривать как определенный этап совершенствования алгоритмов функционирования МАСЗИ на основе формирования когнитивных баз данных и знаний (КБДЗ) с полномасштабным внедрением подсистем информационно-аналитических и интеллектуальных поддержки принятия решений и управления и переходом от задач целераспределения, решаемых операторами, к задачам целеполагания.

В этой связи развиваемые сегодня морские технологии роботизации, активно внедряемые в мостиковых и общекорабельных системах (ОКС), современных МАСЗИ, беспилотных аппаратах и многочисленных других вариантах на основе перспективных технологий мониторинга, специализированного электронного документооборота (СЭДО), интегрированных систем поддержки решений и управления (СПРУ) с учетом специфического требования ОМТИ по необходимости документальной регистрации аргументированного обоснования принятия каждого управленческого решения уже сегодня успешно реализовывать и развивать возможности технологий искусственного интеллекта.

Седьмое прорывное направление развития МАСЗИ связано с острой необходимостью развития широкомасштабного моделирования инновационных и проектных решений ЭЭС, других корабельных (судовых) систем, в т.ч. МАСЗИ, с минимизацией ресурсных затрат на создание ОМТИ, а также широкомасштабное использование «цифровых двойников» при эксплуатации кораблей и судов в широком спектре условий функционирования и ситуационного управления критическими объектами с целью минимизации рисков принятия ошибочных и малоэффективных решений (см. рис. 8).

7. Цифровое моделирование инновационных решений ЭЭС в составе корабля (судна)		
Инновационные направления развития морской энергетики	Требования	Цифровизация, интеллектуализация
7. Автоматизированные системы поддержки принятия решений и управления (МАИ, АСПИД, АСППР, СПРУ, СОТМУ).	Нейтрализация «человеческого фактора» (ЧФ). Интерфейс. Мониторинг.	Интеллектуальная поддержка ЛПП. Интеграция САПР (CAD, CAM, CAE), PLM, ERP, СЭД.

Рис. 8 Седьмое прорывное направление развития МАСЗИ

Именно минимизация рисков принятия ошибочных и малоэффективных решений, приобретающая особое значение в условиях тенденции критического роста структурной и функциональной сложности современных ОМТИ и, соответственно, МАСЗИ в современном варианте МАСЗИ, с учетом представленных семи прорывных направлений и технологий развития средств и систем автоматизации позволит, по нашему мнению, минимизировать и/или нейтрализовать негативное влияние человеческого фактора, принципиально присущего операторам и, даже, при самом современном и высоком уровне их универсальных, общепрофессиональных, обязательных и специализированных компетенций.

Приведенные семь и другие (например, новый уровень развития автоматизированных систем поддержки принятия проектных и управленческих решений, формирования когнитивных баз данных и знаний, создания единых интегрированных систем управления, вариантного системного исследовательского проектирования) *прорывные* и, одновременно, *приоритетные направления развития морских АСЗИ* позволяют утверждать о наличии *объективных условий* для интенсивного развития морских систем автоматизации, безусловно, *на базе качественно нового уровня* глубоко аргументированного научно-технического обоснования соответствующих проектных, конструкторских, технологических и научно-организационных решений.

Именно это условие и *прорывное направление развитие МАС в защищенном исполнении*, которое будем называть «нулевым», т.е. *базовым (научно обеспечивающим) прорывным направлением*, по нашему мнению, среди технологий управления является естественным и обязательным компонентом прогрессивного развития МАСЗИ в условиях тенденции роста их сложности.

В сочетании с приоритетными направлениями технологического развития ЭЭС [1 — 2] это может обеспечить *качественно новый шаг в развитие кораблестроения и судостроения* в целом в обеспечение поставленной руководством Российской Федерации в 2017 году [9] и в 2019 году [10] задачи по цифровой трансформации государства, общества, личности с выходом на новый и достойный России уровень конкурентной способности продукции и услуг, обеспечения суверенитета в мировом пространстве [11 — 14].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненный анализ и систематизация приоритетных направлений технологического развития судовых ЭЭС, а также прорывных технологий МАСЗИ в защищенном исполнении дают основание утверждать о:

- возможности формализации процессов технологического развития с качественной и количественной их оценкой;
- возможности оценки взаимного влияния процессов развития ключевых, наукоемких и критических технологий;
- возможности количественного определения процессов и индикаторов становления развития знаний, технологий и риска.

Дальнейшим этапом оценки возможности эволюционного и прорывного развития технологий следует считать *вариантное исследовательское проектирование решений* по их реализации с обоснованием комплекса требований и системно-технических характеристик разнородных объектов реализации технологий, последующим их ранжированием по критерию агрегированного (интегрального, системного, обобщенного) показателя качества.

Выполненный *форсайт-анализ* тенденций комплексного развития корабельной/судовой энергетики и автоматики на базе анализа их приоритетных и прорывных технологий позволяет выявлять новые методы исследования и технологии с одновременным поиском и синтезом перспективных проектных решений в обеспечение приоритетности развития, военно-технического превосходства и конкурентной способности создаваемых кораблей и судов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев А.В., Кузнецов В.В., Согонов С.А., Равин А.А., Хруцкий О.В., Егоров В.Р. Морская энергетика как объект форсайта: аналитический обзор приоритетности развития технологических решений корабельной энергетики и автоматики // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы девятой международной научно-технической конференции в рамках Четвертого Всероссийского научно-технического форума «Корабельная энергетика: из прошлого в будущее». — СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2020, с. 15 — 22.
2. Алексеев А.В., Кузнецов В.В., Согонов С.А., Равин А.А., Хруцкий О.В. Морская энергетика на рубеже цифровизации и интеллектуализации системного управления // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы девятой международной научно-технической конференции в рамках Пятого Всероссийского научно-технического форума «Корабельная энергетика: из прошлого в будущее». — СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2021, с. 36 — 39.
3. Согонов С.А., Алексеев А.В., Максимова М.А., Равин А.А., Хруцкий О.В. Прорывные технологии морских автоматизированных систем в защищенном исполнении // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы одиннадцатой международной научно-технической конференции. — СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2022, с. 69 — 77.
4. Бобрович В.Ю., Алексеев А.В., Антипов В.В., Смольников А.В. Информационная живучесть корабля: угрозы, модель, системные требования, пути реализации // Информационная безопасность регионов России (ИБРР-2021). XII Санкт-Петербургская межрегиональная конференция. Санкт-Петербург, 28 30.10.2021: Материалы конференции / СПОИСУ. — СПб., 2021, с. 265 — 267.
5. Соловьев И.В., Ваколюк О.П. Проблемы и перспективы развития корабельных систем и средств управления // Военная мысль. 2001. № 1, с. 31 — 33.
6. Шилов К.Ю. Перспективы развития интегрированных корабельных систем четвертого поколения / Морской вестник. 2018. № 2(66), с. 81 — 84.
7. Кирсанов К.А., Попков А.А., Сичкар Т.В. Проблемы формирования реестра прорывных технологий в контексте экономических проблем становления цивилизации знания и риска: вопросы современного технологического строительства // Вестник Евразийской науки, 2018, № 6, Том 10. — 18 с.
8. Указ Президента РФ от 07.07.2011 № 899 «Об утверждении приоритетных направлений развития науки, технологий и техники и перечня критических технологий Российской Федерации».
9. Цифровая экономика России. Правительство РФ, 28.07.2017.
10. Указ Президента РФ от 21.07.2020 № 474. О национальных целях развития Российской Федерации до 2030 года.
11. Прорывные технологии будущего. Выступление Сергея Горькова (2018г.) // Интернет-ресурс: https://yandex.ru/video/preview/?text=прорывные%20технологии%20будущего&path=wizard&parent-reqid=1639991360363126-1840556049758596748-sas3-0974-986-sas-17-balancer-8080-BAL-3924&wiz_type=vital&filmId=16661194922648365695. Дата обращения: 20.12.2021.
12. 20 удивительных технологий будущего, которые изменят мир в ближайшие 30 лет // Интернет-ресурс: <https://www.infoniac.ru/news/20-udivitelnyh-tehnologii-budushego-kotorye-izmenyat-mir-v-blizhishie-30-let.html>. Дата обращения: 20.12.2021.
13. Обзор 10-ти прорывных технологий 2021 года по мнению MIT <https://habr.com/ru/company/rshb/blog/557228/> Дата обращения: 20.12.2021.

REFERENCES

1. Alekseev A.V., Kuznetsov V.V., Sogonov S.A., Ravin A.A., Khrutsky O.V., Egorov V.R. *Morskaya energetika kak ob'ekt forsayta: analiticheskiy obzor prioritetnosti razvitiya tekhnologicheskikh resheny korabelnoy energetiki i avtomatiki* [Marine energy as an object of the foresight: an analytical review of the priority of the development of technological solutions for ship power engineering and automation] // Actual problems of marine energetics: proceedings of the Ninth International Scientific and Technical Conference within the framework of the Fourth All-Russian Scientific and Technical Forum "Parallel energy: from the past to the future". — St. Petersburg. Publishing House of SPbGMTU, 2020, pp. 15 — 22.
2. Alekseev A.V., Kuznetsov V.V., Sogonov S.A., Ravin A.A., Khrutsky O.V. *Morskaya energetika na rubezhe cifrovizatsii i intellektualizatsii sistemnogo upravleniya* [Marine energy at the brink of digitalization and intellectualization of system management] // Actual problems of marine energetics: materials of the Ninth International Scientific and Technical Conference within the framework of the Fifth All-Russian Scientific and Technical Forum "Ship Power Engineering: from the past to the future". — St. Petersburg: Publishing House of SPbGMTU, 2021, pp. 36 — 39.
3. Sogonov S.A., Alekseev A.V., Maksimova M.A., Ravin A.A., Khrutsky O.V. *Proryvnye tehnologii morskikh avtomatizirovannykh sistem v zashchishhenom ispolnenii* [Breakthrough technologies of marine automated systems in protected execution] // Actual problems of marine energetics: proceedings of the Eleventh International Scientific and Technical Conference. — St. Petersburg: Publishing House of SPbGMTU, 2022, pp. 69 — 77.
4. Bobrovich V.Yu., Alekseev A.V., Antipov V.V., Smolnikov A.V. *Informatsionnaya zhivuchest korablya: ugrozy, model, sistemnye trebovaniya, puti realizatsii* [Information survivability of the ship: threats, model, system requirements, ways of implementation] // Information security of the regions of Russia (IBRD-2021). XII St. Petersburg Interregional Conference. St. Petersburg, 28 30.10.2021: Materials of the conference / SPOISU. — St. Petersburg, 2021, pp. 265 — 267.

5. Soloviev I.V., Vakolyuk O.P. *Problemy i perspektivy razvitiya korabelnykh sistem i sredstv upravleniya* [Problems and prospects of development of ship systems and controls] // Military thought. 2001. No. 1. pp. 31 — 33.
6. Shilov K.Yu. *Perspektivy razvitiya integrirovannykh korabelnykh sistem chetvertogo pokoleniya* [Prospects for the development of integrated ship systems of the fourth generation] // Marine Bulletin. 2018. No. 2 (66). pp. 81 — 84.
7. Kirsanov K.A., Popkov A.A., Sichkar T.V. *Problemy formirovaniya reestra proryvnykh tekhnologiy v kontekste ekonomicheskikh problem stanovleniya tsivilizatsii znaniya i riska: voprosy sovremennogo tekhnologostroeniya* [Problems of formation of the register of breakthrough technologies in the context of economic problems of the formation of the civilization of knowledge and risk: issues of modern technological engineering] // Bulletin of Eurasian Science, 2018, No. 6, Volume 10. — 18 p.
8. Decree of the President of the Russian Federation No. 899 dated 07.07.2011 "On approval of priority directions for the development of science, technology and engineering and the list of critical technologies of the Russian Federation". (In Russian)
9. The digital economy of Russia. The Government of the Russian Federation, 28.07.2017. (In Russian)
10. Decree of the President of the Russian Federation No. 474 dated 21.7.2020. On the national development goals of the Russian Federation until 2030. (In Russian)
11. Breakthrough technologies of the future. Sergey Gorkov's speech (2018) / Webpage: https://yandex.ru/video/preview/?text=breakthrough%20technologies%20of%20the%20future&path=wizard&parent-reqid=1639991360363126-18405556049758596748-sas3-0974-986-sas-17-balancer-8080-BAL-3924&wiz_type=vital&FilmID=16661194922648365695. Accessed on: 20.12.2021.
12. 20 amazing technologies of the future that will change the world in the next 30 years // Webpage: <https://www.infoniac.ru/news/20-udivitelnyh-tehnologiy-budushhego-kotorye-izmenyat-mir-v-blizhaishie-30-let.html>. Accessed on: 12/20/2021.
13. Review of 10 breakthrough technologies of 2021 by MIT. Webpage: <https://habr.com/ru/company/rshb/blog/557228/>. Accessed on: 20.12.2021.

ОБОЗРЕНИЕ

Новая энергетика и автоматизация в Правилах РС

В данном выпуске журнала «Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства» опубликованы избранные труды конференции «Актуальные проблемы морской энергетики», которая состоялась в Санкт-Петербургском государственном морском техническом университете. На конференции были представлены результаты исследований, конструкторских и технологических разработок, направленных на повышение технико-экономических и экологических показателей судовых энергетических установок и двигателей. Обсуждались вопросы создания, и эксплуатации судовых энергетических установок, обеспечение их конкурентоспособности, поднимались вопросы автоматизации судов.

Одним из аспектов инновационного развития судовой энергетики и автоматизации является создание соответствующей нормативной базы Регистра. В ноябре 2022 года вступило в силу новое **Руководство по судовым установкам, использующим для движения энергию ветра**. Предметом данного руководства являются роторные паруса и паруса-крылья, при условии, что они не заменяют главную двигательную установку, а используются как дополнение к ней.

За последние годы существенное развитие получили требования Регистра к судам, использующим газы или иные виды топлива с низкой температурой вспышки. Например, требования к таким судам изложены в **разд. 9 части XVII «Дополнительные знаки символа класса и словесные характеристики, определяющие конструктивные или эксплуатационные особенности судна» Правил классификации и постройки морских судов**. Для судов, оборудованных для использования метанола и этанола в качестве топлива, разработаны требования разд. 23 той же части Правил.

Особое внимание Регистр уделяет развитию нормативной базы для автономных — безэкипажных — судов. В 2020 году Регистром разработаны и опубликованы **Положения по классификации морских автономных и дистанционно управляемых надводных судов**. В 2022 году вышли дополнения и обновления к этому документу, в частности, уточнена область распространения требований по наличию двух отдельных и независимых средств радиосвязи. Кроме этого, уточнены требования к поставщику спутниковой связи и доступности такой связи.

Одним из аспектов, рассмотренных на конференции «Актуальные проблемы морской энергетики», является защита информационных ресурсов и систем управления энергетической системой судна. В 2021 году Регистром разработано и опубликовано **Руководство по обеспечению кибербезопасности**. Документ содержит рекомендации Регистра по проектированию, изготовлению, обслуживанию и проведению испытаний судовых компьютеризированных систем. В августе 2022 года вышли дополнения и обновления к этому документу, учтены новые требования Международной Морской Организации, Международной Ассоциации Классификационных Обществ.

Вопросы новой энергетики и автоматизации рассматриваются на специализированных секциях Научно-технического совета Регистра: «Электрическое оборудование и автоматизация судов»; «Механические установки, валопроводы и движители»; «Судовые котлы, системы, холодильные установки», «Проблемы человеческого фактора». По вопросам участия в работе просим обращаться в РС.

УДК 662.6:504.4.054

ВОЗМОЖНОСТИ ДЛЯ ВЫРАЩИВАНИЯ ВОДОРΟΣЛЕЙ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СУДОВЫХ БИОТОПЛИВ В РОССИИ

Г.В. Черкаев, канд. техн. наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (СПбГМТУ), Санкт-Петербург, gcherkaev@mail.ru

Е.А. Чихонадских, канд. техн. наук, доцент, СПбГМТУ, Санкт-Петербург, hel.60@mail.ru

Суда ежегодно потребляют более 330 млн тонн топлива. Однако, судовые топлива, по сравнению с авиационными и автомобильными, значительно меньше очищены. Международной морской организацией (ИМО), были выдвинуты строгие правила по содержанию серы в топливе и созданы зоны контроля выбросов в прибрежных водах некоторых континентов. Около 70 % российских традиционных судовых топлив, используемых в настоящее время в судоходстве, а особенно в Арктическом регионе, нуждаются в модификации или замене. Такой заменой могут стать топлива третьего поколения — биотоплива. Исследования различных характеристик судовых дизелей при использовании биотоплив различного происхождения и его смесей в разных пропорциях с дизельным топливом показали значительное снижение практически всех видов выбросов. Одним из главных недостатков, преграждающим активное использование биотоплива из водорослей, является высокая стоимость его производства. В работе был выполнен анализ условий выращивания разных видов водорослей на территории России.

Ключевые слова: судоходство, выбросы, оксиды серы, водоросли, биотопливо

PERSPECTIVES OF GROWING ALGAE FOR THE PRODUCTION OF MARINE BIOFUELS IN RUSSIA

G.V. Cherkaev, PhD, assistant professor, St. Petersburg State Marine Technical University (SMTU), St. Petersburg, gcherkaev@mail.ru

E.A. Chikhonadskikh, PhD, assistant professor, SMTU, St. Petersburg, hel.60@mail.ru

Ships annually consume more than 330 million tons of fuel. However, marine fuels, compared to aviation and automotive fuels, are much less purified. International Maritime Organization (IMO) has implemented strict regulations on the sulfur content of fuels and established emission control zones in the coastal waters of some continents. About 70 % of traditional marine fuels in Russia currently used in shipping, especially in the Arctic region, need to be modified or replaced. Third-generation fuels, biofuels, can be such a prospective replacement. Studies of various characteristics of marine diesel engines using biofuels of various origins and their mixtures in different proportions with diesel fuel have shown a significant reduction in almost all types of emissions. High production cost is one of the essential factors impacting the active use of algae biofuels. The present article provides analysis of the conditions for growing different types of algae in Russia.

Keywords: shipping, emissions, sulfur oxides, algae, biofuels

Судоходство является одним из основных секторов в современной мировой торговле в силу того, что более чем 80 % всех грузов перевозится по международным морским путям. Несмотря на то, что доля вкладов судовых выбросов в глобальное загрязнение атмосферы довольно незначительна (выбросы оксидов углерода (CO_x) составляют порядка 3 %, выбросы оксидов серы (SO_x) составляют от 4 до 9 %, выбросы оксидов азота (NO_x) варьируются в пределах 10 — 15%), суда ежегодно потребляют более 330 млн тонн топлива в год [1].

Все эксплуатирующиеся суда можно разделить на несколько классов: малые, средние, большие и очень большие океанские суда. Хотя на два последних класса приходится всего 20 % судов, тем не менее их валовая вместимость составляет около 80 %.

Поскольку большинство судоходных маршрутов связаны с относительно небольшим количеством портов, в основном расположенных в европейских и азиатских странах, то большая часть поставок топлива и его инфраструктура сосредоточены всего в нескольких точках.

По сравнению с авиационным и автомобильным секторами, в судоходном секторе используется значительно меньше очищенных или переработанных видов топлива.

Главным топливом, используемым океанскими глубоководными судами, является мазут, характеризующийся очень высокой вязкостью и не менее высоким содержанием серы. Гораздо более очищенными видами топлива являются судовое дизельное топливо и морской газойль, которые имеют более низкие уровни вязкости и содержания серы. Последние в основном находят применение в прибрежных водах и/или на небольших судах, работающих в портах и на внутренних водных путях.

Международной морской организацией (ИМО), занимающейся вопросами, связанными с безопасностью, защитой и загрязнением окружающей среды, были выдвинуты строгие правила по содержанию серы в топливе и созданы зоны контроля выбросов в прибрежных водах Европы, Азии и Северной Америки.

Суда, осуществляющие навигацию в районах, не входящих в зоны контроля, должны будут использовать в своем топливе менее 0,5 % серы. При условии, если топливо с низким содержанием серы отсутствует, на таких судах необходимо установить скрубберы, предназначенные для очистки газообразных выбросов от SO_x .

Анализ отечественных традиционных судовых топлив позволяет сделать вывод, что около 70 % топлив, используемых в настоящее время в судоходстве, а особенно в Арктическом регионе, нуждаются в модификации или замене.

Одним путем решения проблемы по снижению выбросов серы является использование сжиженного природного газа (СПГ) в качестве топлива. Однако это потребует переоборудования как двигателей, так и конструкции самого судна, поскольку на его борту необходимо будет установить специальные цистерны для хранения топлива под давлением.

Исследования различных характеристик судовых дизелей при использовании биотоплив различного происхождения и его смесях в разных пропорциях с дизельным топливом показали значительное снижение практически всех видов выбросов (за исключением оксидов азота). Однако эти же исследования показали, что при работе двигателей в разных режимах происходит небольшое увеличение расхода топлива и снижение мощности. Подобные исследования подтверждают возможность работы дизелей на БТ без значительного негативного влияния на рабочие характеристики двигателя и снижение эмиссии практически всех основных загрязняющих веществ [2].

Другим путем может стать переход от традиционных топлив к альтернативным, и, в частности — к биотопливам (биодизель, биоэтанол, биогаз и др.).

К основным зарубежным странам, имеющим опыт применения биотоплива на судах, относятся США, Франция, Германия, Канада. Однако на сегодняшний день суда, использующие биодизельное топливо, исчисляются единицами и курсируют пока по малым маршрутам. Одним из главных недостатков, препятствующим активному использованию биотоплива из водорослей, является высокая стоимость производства [3].

По оценкам специалистов наиболее выгодным источником станут водоросли, поскольку они не только способны накапливать значительные количества липидов, но и могут уменьшить площадь сельскохозяйственных угодий, вовлеченных в производство биотоплива, и улучшить качество воздуха за счет поглощения CO_2 [4].

Исследовательские усилия в настоящее время сосредоточены на снижении себестоимости продукции, сокращении выбросов парниковых газов и изучении потенциала выращивания водорослей.

Для получения биомассы водорослей с высоким содержанием масел и пригодной для производства биотоплива, необходимо культивировать водоросли определенных типов или штаммов, характеризующихся наибольшей эффективностью.

На сегодняшний день в мире разработаны различные системы для культивации водорослей, в основном включающие три варианта, а именно: морские, прибрежные и наземные сооружения. Наиболее часто для выращивания водорослей используются: замкнутые системы, фотобиореакторы (ФБР), открытые системы прудов (ОСП) и торф-скрубберы.

Все водоросли можно разделить на две основные группы в зависимости от их размера, а именно: макроводоросли (или морские водоросли) и микроводоросли [5].

На рис. 1 представлен химический состав различных групп макроводорослей. Анализ диаграммы позволяет сделать вывод о том, что основным органическим компонентом макроводорослей являются углеводы.

В то время, можно отметить, что процентное содержание липидов в представленных штаммах макроводорослей не превышает 9 %. Низкое содержание липидов, необходимых для производства заменителя классического топлива, является огромным недостатком для использования макроводорослей в качестве сырья для биотоплива.

На рис. 2 представлен химический состав видов микроводорослей разных групп. Очевидно, что в микроводорослях содержание липидов, необходимых для биотоплива, многим выше, чем в макроводорослях, у некоторых штаммов процентное содержание липидов в сухом веществе доходит до 44 %.

Из этого можно сделать вывод о том, что выращивание макроводорослей для производства биотоплива нерационально и неэффективно, так как они не могут накопить в своей биомассе достаточное количество масел.

Из изученных видов водорослей наиболее подходящими для выращивания и использования в качестве биотоплива являются: *Chlorella vulgaris*; *Chlamydomonas reinhardtii*; *Scenedesmus*; *Nannochloropsis*.

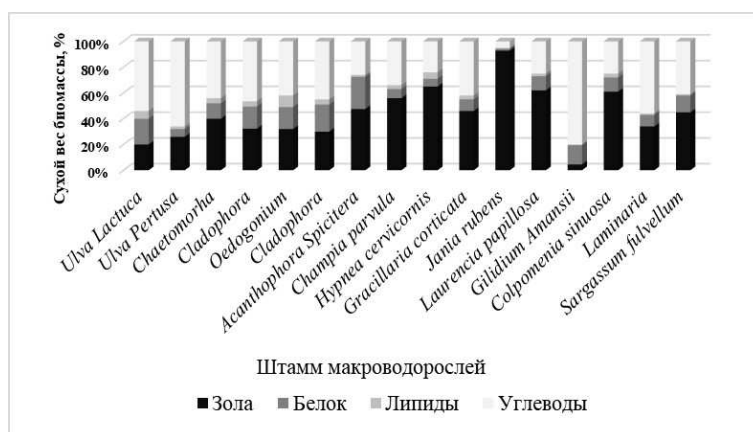


Рис. 1 Химический состав различных макроводорослей

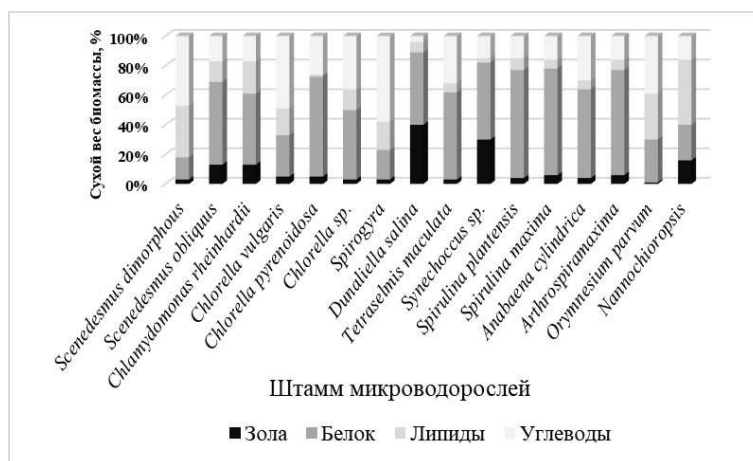


Рис. 2 Химический состав различных штаммов микроводорослей

Содержание липидов и продуктивность выбранных водорослей указаны в табл. 1.

Таблица 1

Содержание липидов и продуктивность подходящих штаммов микроводорослей

Штаммы микроводорослей	Содержание липидов, % сухой мас, биомасса	Производительность липидов, мг/дм ³ /сут
<i>Chlorella vulgaris</i>	19,2	170,0
<i>Nannochloropsis oculata</i>	30,8 — 50,4	142
<i>Nannochloropsis oculata</i>	22,7 — 29,7	84 — 142
<i>Chlamydomonas reinhardtii</i>	25,4 — 34,6	82,5

Для изучения возможности выращивания водорослей на территории РФ, необходимо изучить подробнее каждый из выбранных видов водорослей: особенности выращивания, жизненный цикл, условия и т.д.

На рис. 3 представлена зависимость продуктивности микроводорослей при различной температуре культивирования, на основании которой можно сделать вывод о том, что оптимальной температурой для выращивания высокой продуктивности водорослей является диапазон 26 — 31 °C [6].

Было проведено исследование возможности выращивания водорослей в самых теплых городах России (Волгоград, Астрахань, Краснодар, Сочи).

Общие условия выращивания выбранных штаммов водорослей сведены в табл. 2.

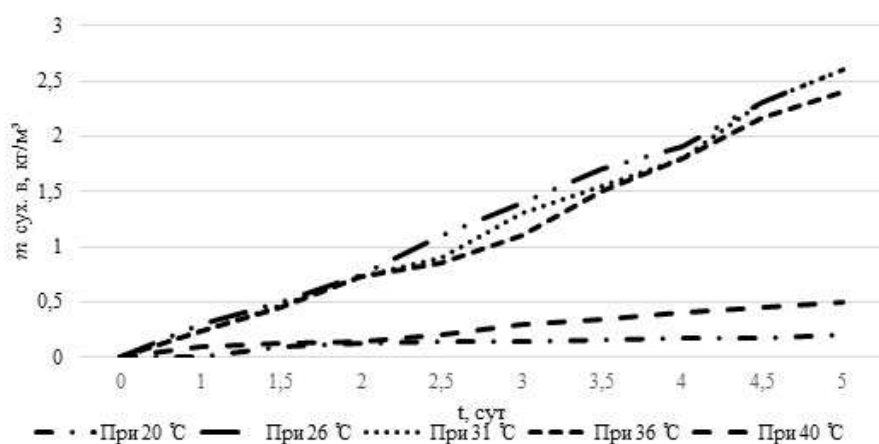


Рис. 3 Зависимость продуктивности микроводорослей при различной температуре культивирования

Таблица 2

Общие условия выращивания выбранных штаммов водорослей

Штамм водорослей	Условия выращивания		
	Температура воды, °C	pH	Остальные условия для увеличения жирных кислот и липидов
<i>Chlorella vulgaris</i>	21 ± 1	5,5 — 6,5	Гетеротрофное культивирование. Культивирование питательного стресса. Воздушная аэрация.
<i>Chlamydomonas reinhardtii</i>	23 — 25	7,0 — 7,4	Фототрофное культивирование
<i>Scenedesmus</i>	25 — 28	6,2	Фототрофное культивирование, двухэтапное культивирование (от богатой питательными веществами среды переходят к дефицитному питанию).
<i>Nannochloropsis</i>	27 — 28	≈ 7,0	Лимитирование минеральных компонентов (азотное питание) в питательной среде.

Можно сделать вывод, что в существующих российских реалиях существует возможность выращивать микроводоросли всех выбранных видов в ОСП только с июня по сентябрь в Астрахани, Краснодаре, Сочи, а с июня по октябрь в Сочи можно выращивать только *Chlorella vulgaris*.

Chlorella vulgaris является типичным фотоавтотрофом, который способен размножаться только при искусственном или естественном освещении в жидкой минеральной питательной среде. Такая питательная среда должна содержать N, P, S, Fe, Mg и другие макро- и микроэлементы. Также должно обеспечиваться постоянное поступление углекислого газа и отвод образующегося кислорода [7].

В зависимости от температурного режима штаммы *Chlorella vulgaris* подразделяют на мезофильные (25 — 27 °C), термофильные (35 — 37 °C) и криофильные (10 — 15 °C).

Уровень pH во время культивирования должен постоянно поддерживаться в пределах 5,5 — 6,5. Коррекция уровня pH производится с помощью фосфорной и азотной кислоты для увеличения уровня pH, раствора гидроксида калия — для уменьшения уровня pH.

По сравнению с наземными масляными культурами, используемыми в качестве источников биодизеля, микроводоросли характеризуются более высоким потенциалом урожайности, а именно массой масла, которое может быть получено на единицу площади.

Республика Крым является достаточно привлекательным местом с точки зрения производства водорослевого альтернативного топлива. Черное море способно снабжать подобное производство необходимым сырьем, а в случае его недостаточного количества, есть возможность выращивания водорослей в фитобиореакторах закрытого и открытого типа [8].

Налаживание производства биодизеля на южном берегу Крыма целесообразно в местах, где возможно проводить бункеровку судов, а также рядом с территориями добычи водорослей, то есть непосредственно возле моря.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Biofuels for the marine shipping sector. An overview and analysis of sector infrastructure, fuel technologies and regulations [Электронный ресурс] // <https://www.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/2018/02/Marine-biofuel-report-final-Oct-2017.pdf>
2. Таманджа И., Шуйтасов Н.Н. Перспективы и обоснование использования биодизеля в судовых дизельных установках // Вестник АГТУ. Морская техника и технология. — 2009. — № 1, — с. 158 — 166.
3. Черкаев Г.В., Чихонадских Е.А., Трохачева Е.В. Использование водорослей для решения вопросов экологической безопасности урбанизированных регионов // Экология и развитие общества. 2020. № 1 (32), с. 13 — 18.
4. Pienkos, P.T. Making Biofuel from Microalgae/P.T. Pienkos, L. Laurens, A. Aden//American Scientist. — 2012.
5. Rocca S. Biofuels from algae: technology options, energy balance and GHG emissions/ S. Rocca, A. Agostini, J. Giuntoli, L. Marelli// Insights from a literature review. — 2015.
6. Подкорытова А.В., Вафина Л.Х. Химический состав бурых водорослей Черного моря: род *Cystoseira*, перспектива их использования // Труды ВНИРО. — 2013. — Т. 150, — с. 100 — 107.
7. Safi C. Morphology, composition, production, processing and applications of *Chlorella vulgaris*/ C. Safi, B. Zebib, O. Merah, P. Pontalier, C. Vaca-Garcia// Renewable and Sustainable Energy Reviews. — 2014. — No. 35. — pp. 265 — 278.
8. Черкаев Г.В., Чихонадских Е.А., Натальина А.А. Перспективы производства и использования биодизельного топлива для судовых ДВС в Республике Крым // Актуальные проблемы экологии и охраны труда. Сборник статей XIII Международной научно-практической конференции. Курск, 2021, с. 280 — 283.

REFERENCES

1. Biofuels for the marine shipping sector. An overview and analysis of sector infrastructure, fuel technologies and regulations [Webpage] // <https://www.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/2018/02/Marine-biofuel-report-final-Oct-2017.pdf>
2. Tamandzha I., Shujtasov N.N. *Perspektivy i obosnovanie ispolzovaniya biodizelya v sudovykh dizelnykh ustanovkakh* [Prospects and rationale for the use of biodiesel in marine diesel plants] // Vestnik AGTU. Morskaya tekhnika i tekhnologiya. — 2009. — No. 1, — pp. 158 — 166.
3. Cherkaev G.V., Chikhonadskikh E.A., Trohacheva E.V. *Ispolzovanie vodorosley dlya resheniya voprosov ekologicheskoy bezopasnosti urbanizirovannykh regionov* [The use of algae to address environmental safety issues in urbanized regions] // Ekologiya i razvitie obshchestva. 2020. No. 1 (32), pp. 13 — 18.
4. Pienkos, P.T. Making Biofuel from Microalgae/P.T. Pienkos, L. Laurens, A. Aden//American Scientist. — 2012.
5. Rocca S. Biofuels from algae: technology options, energy balance and GHG emissions/ S. Rocca, A. Agostini, J. Giuntoli, L. Marelli// Insights from a literature review. — 2015.
6. Podkorytova A.V., Vafina L.H. *Himichesky sostav burykh vodorosley Chernogo morya: rod Cystoseira, perspektiva ikh ispolzovaniya* [The chemical composition of brown algae of the Black Sea: the genus *Cystoseira*, the prospect of their use] // Trudy VNIRO. — 2013. — Vol. 150, — pp. 100 — 107.
7. Safi C. Morphology, composition, production, processing and applications of *Chlorella vulgaris*/ C. Safi, B. Zebib, O. Merah, P. Pontalier, C. Vaca-Garcia// Renewable and Sustainable Energy Reviews. — 2014. — No. 35, — pp. 265 — 278.
8. Cherkaev G.V., Chikhonadskikh E.A., Natalina A.A. *Perspektivy proizvodstva i ispolzovaniya biodizelnogo topliva dlya sudovykh DVS v Respublike Krym* [Prospects for the production and use of biodiesel fuel for marine internal combustion engines in the Republic of Crimea] // Aktualnye problemy ekologii i okhrany truda. Coll. of articles of XIII International Scientific and Practical Conference. Kursk, 2021, pp. 280 — 283.

УДК 532.583, 629.5.03

РАЗРАБОТКА КОЭФФИЦИЕНТА, ОПРЕДЕЛЯЮЩЕГО СВЯЗЬ МЕЖДУ ПОКАЗАТЕЛЯМИ ЛЕДОВОЙ ХОДКОСТИ СУДНА И ЭФФЕКТИВНОСТЬЮ ЕГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Н.Ю. Родионов, Санкт-Петербургский Государственный Морской Технический Университет, ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, e-mail: nikolay_rodionov97@mail.ru

Интенсификация грузоперевозок морским транспортом в Арктическом регионе выдвигает новые требования к проектируемым судам, предназначенным для эксплуатации в условиях Крайнего Севера. Эксплуатироваться в Арктическом регионе должны специализированные суда, спроектированные с учетом требований к плаванию в ледовых условиях. Необходимо обеспечить требуемые характеристики ледовой ходкости в зависимости от условий эксплуатации путем проектирования отвечающих этим требованиям форм корпуса. Также их энергетическая установка должна отвечать современным требованиям в области регламентации количества вредных выбросов и иметь высокие показатели топливной экономичности, маневренности и энергоэффективности. Для предварительной оценки эффективности эксплуатации судна во льдах необходимо определить связь между параметрами энергоэффективности СЭУ и характеристиками ледовой ходкости. В рассматриваемой работе предлагается метод определения коэффициента, выражающий данную связь для судов различного типа, эксплуатирующихся в условиях плавания во льдах. Наличие данного коэффициента, в дальнейшем, позволит провести комплексное сравнение эффективности эксплуатации существующих судов в условиях ледового плавания, а также оценить совершенство вновь проектируемых.

Ключевые слова: эксергия, судовая энергетическая установка, ледовое сопротивление, балкер

DEVELOPMENT OF A COEFFICIENT DETERMINING THE RELATIONSHIP BETWEEN THE CHARACTERISTICS OF ICE-GOING CAPABILITIES OF A SHIP AND THE EFFICIENCY OF ITS POWER PLANT

N.Yu. Rodionov, State Marine Technical University, Krylov State Research Centre, St. Petersburg, e-mail: nikolay_rodionov97@mail.ru

Intensification of cargo transportation by sea in the Arctic region puts forward new requirements for the designed ships intended for operation in the North conditions. Ships operating in the Arctic region shall be specially designed to meet the requirements for navigation in ice conditions. It is necessary to ensure the required characteristics of ice-going capabilities by designing hull forms that meet these requirements. In addition, their power plant shall meet modern requirements as to regulating the amount of harmful emissions and have low fuel consumption, maneuverability and energy efficiency. For a preliminary efficiency assessment of the ship's operation in ice, it is necessary to determine the relationship between the parameters of the energy efficiency and the characteristics of ice-going capabilities. This paper proposes a method for determining the coefficient expressing this relationship for ships of various types operating in ice navigation conditions. The coefficient, in the future, will allow for a comprehensive comparison of the operation efficiency of existing ships in ice navigation conditions, as well as for assessment of newly designed ones.

Keywords: exergy, ship power plant, ice resistance, bulk carrier

Иntenсификация грузоперевозок морским транспортом в Арктическом регионе выдвигает новые требования к проектируемым судам, предназначенным для эксплуатации в условиях Крайнего Севера. Основные факторы, характеризующие данный регион: тяжелые климатические условия, наличие ледяного покрова, отсутствие развитой береговой инфраструктуры и хрупкая природная экосистема.

В Арктическом регионе должны эксплуатироваться специализированные суда, спроектированные с учетом требований к плаванию в ледовых условиях. Также, их энергетическая установка должна отвечать современным требованиям в области регламентации количества вредных выбросов и иметь высокие показатели топливной экономичности и энергоэффективности.

Постепенно усиливающиеся требования к энергоэффективности судовой энергетической установки (СЭУ) требуют нахождения путей ее дальнейшего развития. В то же время, эффективность эксплуатации судна ледового плавания помимо совершенства СЭУ характеризуется прежде всего его ледовой ходкостью.

Для предварительной оценки эффективности эксплуатации судна в условиях ледового плавания необходимо определить связь между параметрами энергоэффективности СЭУ и характеристиками его ледовой ходкости. Эту связь представляется возможным выразить при помощи специального коэффициента.

Наличие данного коэффициента позволит провести сравнение существующих проектов, а также оценить совершенство вновь проектируемых.

В качестве примера использования данного коэффициента в исследовании рассматривается ряд судов-балкеров, предназначенных для вывоза полезных ископаемых с месторождений Арктического региона.

В последние годы внимание научного и инженерного сообщества было сосредоточено на проектировании и строительстве судов наливного флота и, в особенности, судов-газовозов, предназначенных для эксплуатации в Арктическом регионе.

Это было связано с быстрым развитием добычи углеводородов и поиском эффективных решений по их доставке потребителям через Северный морской путь.

Однако, в настоящее время также наметилась тенденция по разработке новых и развитию существующих месторождений угля и различных руд в Арктическом районе Российской Федерации. Такими месторождениями являются Сырдасайское угольное, Норильский рудный район, Печенгский район, железные руды ЯНАО и многие другие. Эта тенденция обусловлена, в первую очередь, истощением запасов данных полезных ископаемых в более удобных для добычи месторождениях.

По этой причине активизировались работы по исследованию возможности проводки крупнотоннажных балкеров с помощью ледоколов. Предполагается использовать проекты балкеров, имеющих традиционную для данных типов судов форму обводов и компоновку движительно-рулевого с целью уменьшения стоимости строительства.

Таким образом, сценарием движения в ледовых условиях, предлагаемым для рассмотрения в представляемой работе, является движение крупнотоннажного судна-балкера в канале за ледоколом.

В рамках исследования при помощи бесплатной версии программы DELFTShip были созданы компьютерные модели корпусов крупнотоннажных балкеров (см. рис. 1). Возможности программы позволяют свободно менять размерения судна с сохранением его геометрических характеристик и проводить расчеты гидростатики.



Рис. 1 Корпус судна-балкера

Ниже приведена таблица с рассмотренными в исследовании судами.

Т а б л и ц а

№	Водоизмещение, т	Ледовый класс	Длина, м	Ширина, м	Осадка, м
1	100000	Arc6	250	38	12
2	66000	Arc6	200	35	12
3	54000	Arc6	190	30	12
4	42000	Arc6	180	25	12
5	32000	Arc6	170	20	12

Рассматривая сценарий движения судна в канале битого льда, прежде всего необходимо оценить значение ледового сопротивления. Для оценки данного значения существует целый ряд численных методик, а также метод экспериментальных исследований в специализированных лабораториях — ледовых бассейнах.

В качестве численного метода, в работе предлагается метод определения сопротивления движению судна в битых льдах В.А. Зуева [1]. Данный выбор сделан на основе анализа применимости существующих формул расчета сопротивления движению судна в битых льдах для современных крупнотоннажных судов [2].

$$R_I = 0,63(\rho_I g B h_I^2)/(B_C/B)^{3/4} \cdot (0,13B/h_I + 1,3Fn_h + 0,5Fn_h^2)s^2(2-s), \quad (1)$$

где B_C — ширина ледового канала, м;
 Fn_h — число Фруда по льду;
 s — сплоченность битого льда, баллы;
 h_I — толщина льда, м;
 B — ширина судна, м.

При этом, в [2] отмечается, что в указанную формулу необходимо ввести слагаемые, более точно описывающие геометрические характеристики рассматриваемого судна. Таким образом, в конечном виде формула будет иметь вид

$$R_I = \frac{0,63(\rho_I g B h_I^2)/(B_C/B)^{3/4} \cdot (0,13B/h_I + 1,3Fn_h + 0,5Fn_h^2)s^2(2-s)}{1 - (0,17 - 0,58\beta + 0,66\beta^2)}, \quad (2)$$

где $\beta = \arctan(\tan\varphi/\sin\alpha_0)$;
 φ — угол наклона форштевня к КВЛ;
 α_0 — угол заострения КВЛ.

Для верификации выбранного численного метода в работе представлены результаты экспериментальных исследований по определению параметров ледовой ходкости крупнотоннажного транспортного судна шириной 24 м.

Исследования включали в себя проведение модельного эксперимента в лаборатории ледотехники ФГУП «Крыловский государственный научный центр».

Рассматриваемый сценарий экспериментального исследования — проводка судна в канале за ледоколом. Примеры моделированного ледового канала, образующегося после прохождения ледокола представлены на рис. 2.

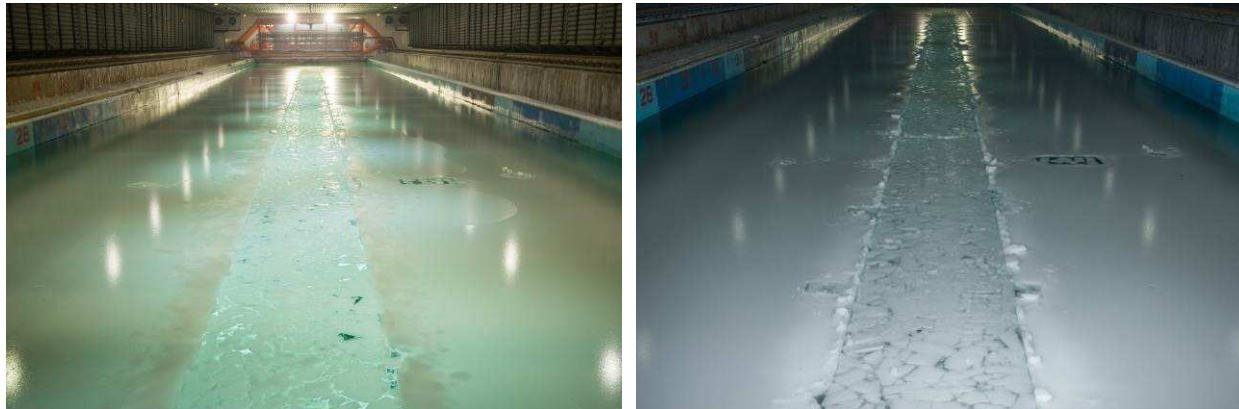


Рис. 2 Образованный моделью ледокола ледовый канал. Сплоченность льда в канале 8 — 9 баллов

В ледовом опытовом бассейне ФГУП «Крыловский государственный научный центр» для определения ледового сопротивления корпуса модели судна используется методика буксировки модели с работающими гребными винтами.

Данная методика соответствует Правилам МКОБ на проведение модельных испытаний в ледовом опытовом бассейне № 7.5–02.04, и позволяет получить необходимый для проектирования судна объем экспериментальных данных.

Фрагменты проведенного экспериментального исследования приведены на рис. 3.

Полученные экспериментальным путем и при помощи выбранного численного метода значения ледового сопротивления приведены на рис. 4.



Рис. 3 Буксировочные испытания модели судна в канале за ледоколом

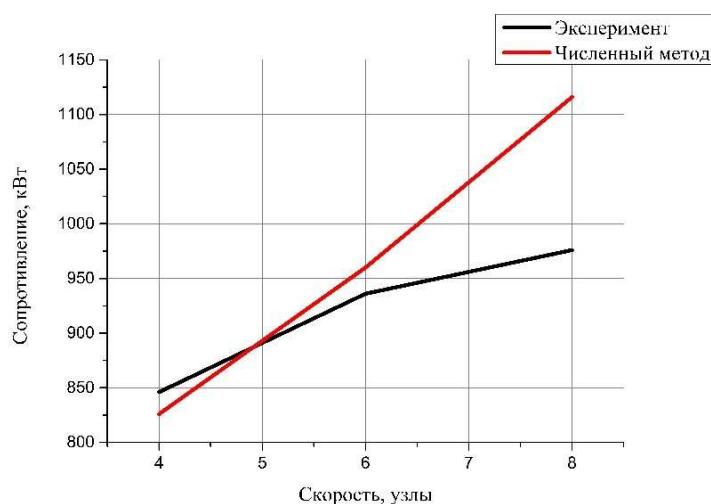


Рис. 4 Сравнение полученных данных ледового сопротивления

Как следует из анализа полученных данных, разница в значениях ледового сопротивления возрастает с увеличением скорости движения судна в канале. Это происходит по причине изменения характера взаимодействия судна со льдом. Однако, как правило, скорость движения судна в канале за ледоколом не превышает 5-6 уз. При рассмотрении данных скоростей движения разница в полученных значениях не превышает 3 — 5 %.

После проведенной оценки значений ледового сопротивления, следует определить значения минимальной мощности судовой энергетической установки (СЭУ).

Для определения значения мощности в работе предлагается рассмотреть несколько численных методов.

Первые два метода представляют из себя формулы, приведенные в Правилах Российского морского регистра судоходства (РС).

По Правилам РС минимальная мощность $N_{\min}$ на гребных валах судов ледового плавания должна быть не менее значения, определяемого по формуле:

$$N_{\min} = f_1 f_2 f_3 (f_4 \Delta + P_0), \text{ кВт},$$

(3)

где f_1 — коэффициент типа установки;

$$f_2 = (\varphi_0/200) + 0,675;$$

φ_0 — угол наклона форштевня;

$$f_3 = 1,2B\Delta^{0,3333};$$

B — ширина судна, м;

Δ — водоизмещение судна, т;

f_4 — принимается по справочной таблице (для класса **Arc6**);

P_0 — принимается по справочной таблице (для класса **Arc6**).

Вторая расчетная зависимость

$$N_{\min} = K_e(R/1000)^{1,5}/D_p, \text{ кВт} \quad (4)$$

где K_e — коэффициент, принимаемый по справочной таблице;
 R — сопротивление судна при движении в канале, МН;
 D_p — диаметр винта, м.

Третий численный метод представляет собой следующую расчетную зависимость [3]

$$N_{\min} = f_1 f_2 K_e (f_3 R_I)^{1,5} / D, \text{ кВт} \quad (5)$$

где f_1 — коэффициент, учитывающий тип гребного винта;
 f_2 — коэффициент, учитывающий число движителей;
 f_3 — коэффициент, учитывающий наличие насадки;
 K_e — коэффициент, зависящий от ледового класса судна;
 R_I — ледовое сопротивление, кН;
 D — диаметр винта, м.

В рамках исследования проведены расчеты минимальной мощности СЭУ для пяти представленных вариантов балкеров по трем приведенным методикам. В работе приведены результаты расчетов только для одного из вариантов судна водоизмещением 66000 т, как наиболее перспективного варианта для эксплуатации на Северном морском пути.

Стоит отметить, что в формуле (4) значение ледового сопротивления было определено по формуле (2) по причинам, описанным выше при выборе расчетного метода определения ледового сопротивления при движении судна в канале битого льда.

На рис. 5а приведено сравнение полученных расчетных величин мощности СЭУ, определенных по формулам (4) и (5). Формула (3) в сравнении не рассматривается так как в ней отсутствует зависимость расчетного значения от скорости движения судна.

На рис. 5б приведено сравнение полученных значений мощности при скорости движения 4 уз для формул (4) и (5), а также приведено значение, полученное при помощи формулы (3). Последняя позволяет оценить минимальную мощность каждого из рассмотренных вариантов судов и эквивалентна значениям формул (4) и (5) при скорости движения судна около 5 уз.

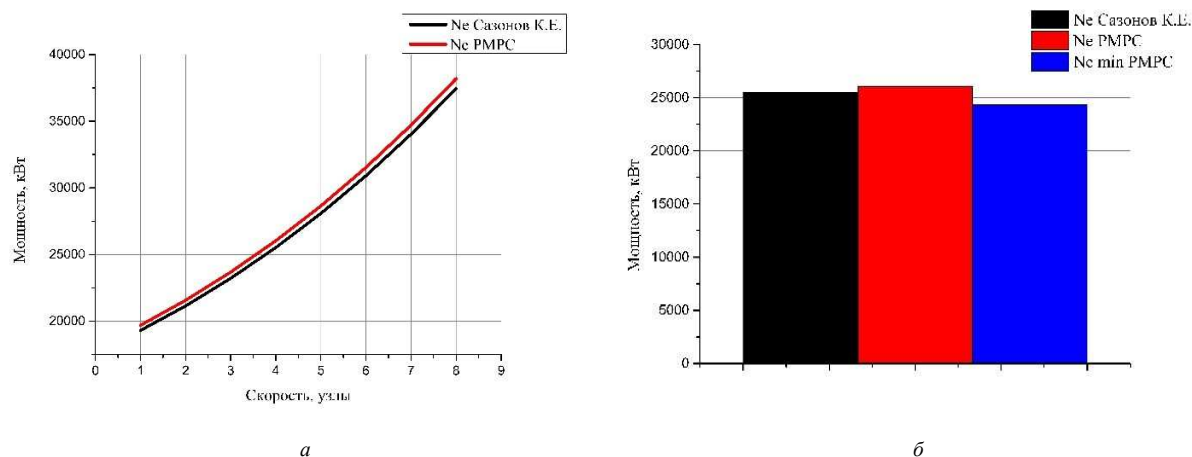


Рис. 5 Сравнение значений мощности СЭУ

Определив значения ледового сопротивления и необходимой мощности СЭУ, в работе предлагается к рассмотрению методика по определению коэффициента, определяющего связь между показателями ледовой ходкости судна и эффективностью его энергетической установки.

Расчетная зависимость имеет вид

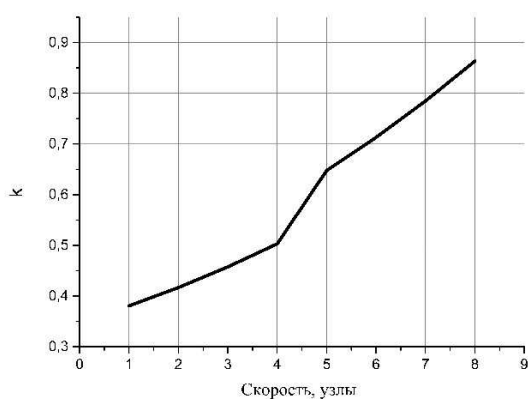
$$k = \frac{Ne_{уст}}{Ne_{min}} \eta_{exg}, \quad (6)$$

где Ne_{min} — мощность, определяемая по формуле (3);
 $Ne_{уст}$ — мощность СЭУ, определяемая по формуле (4);
 η_{exg} — эксергетический КПД СЭУ.

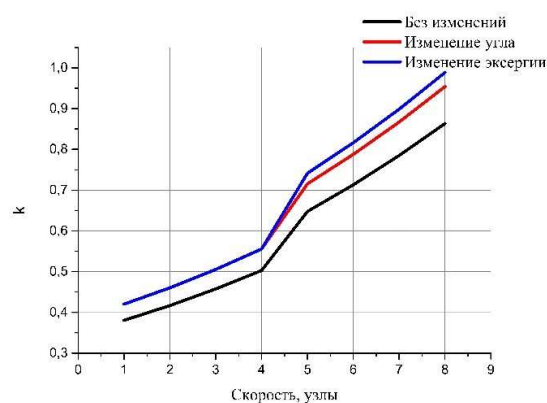
Таким образом, данный расчетный метод позволяет определить разницу между требуемыми минимальными значениями мощности СЭУ судна ледового плавания и мощностью установки, требуемой в зависимости от значения ледового сопротивления судна, а, следовательно, в зависимости от показателей ледовой ходкости. Последний параметр учитывается в формуле (4) в том числе с описанием геометрических характеристик корпуса и ледовых условий.

Эксергетический КПД позволяет оценить степень повышения энергоэффективности СЭУ при внедрении в ее состав элементов, позволяющих утилизировать вторичные энергоресурсы судовой дизельной энергетической установки [4] в зависимости от выбранной схемы компоновки и типа топлива. Подробно данный метод применительно к судам активного ледового плавания рассмотрен в работе [5].

Так, для рассматриваемого варианта балкера, рассчитанный коэффициент представлен на рис. 6а.



а



б

Рис. 6 Полученные значения коэффициента k

Коэффициент возрастает при увеличении скорости за счет увеличения требуемой мощности, а также по причине возрастания эксергетического КПД СЭУ. Последнее происходит при увеличении мощности установки за счет большего количества вторичных энергоресурсов, направляемых на выработку дополнительной энергии [6].

На рис. 6б приведены значения коэффициента с учетом внесенных изменений в конструкцию корпуса (изменение характерных углов) и с учетом изменения эксергетического КПД СЭУ (изменение компоновки СЭУ).

Из анализа полученных зависимостей следует, что коэффициент позволяет связать между собой как характеристики ледовой ходкости судна, так и оценить энергоэффективность его СЭУ. При этом, изменяя данные параметры, представляется возможным комплексно оценить влияние внесенных изменений на общие эксплуатационные показатели судна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зуев В.А. Средства продления навигации на внутренних водных путях. Л.: Судостроение, 1986, 207 с.
2. Dobrodeev A.A. Refinement of approaches to estimation of ship ice resistance in ice channel based on data from physical model experiments// Proceedings of the 37th International Conference on Ocean, Offshore & Arctic Engineering (OMAE17). Madrid, 2018.
3. Сазонов К.Е. Теоретические основы плавания судов во льдах. СПб.: Крыловский государственный научный центр, 2010, 274 с.
4. Маслов В.В. Утилизация теплоты судовых дизелей. М.: Транспорт, 1990, 144 с.
5. Родионов Н.Ю. Определение связи между параметрами ледокола, характеризующими его эффективность в работе во льдах и эксергетическим КПД СЭУ//Одиннадцатая международная научно-техническая конференция «Актуальные проблемы морской энергетики», т. 1, Санкт-Петербург, с. 228 — 234.
6. Артемов Г.А. Судовые энергетические установки. Л.: Судостроение, 1986. 480 с.

REFERENCES

1. Zuev V.A. *Sredstva prodleniya navigatsii na vnutrennikh vodnykh putyakh* [Means for extending in-land water navigation period]. Leningrad, Sudostoenie, 1986, 207 p.
2. Dobrodeev A.A. Refinement of approaches to estimation of ship ice resistance in ice channel based on data from physical model experiments. Proceedings of the 37th International Conference on Ocean, Offshore & Arctic Engineering (OMAE17). Madrid, 2018.
3. Sazonov K.E. *Teoreticheskie osnovy plavaniya sudov vo ldah* [Theoretical foundations of ship navigation in ice conditions]. St. Petersburg, KSRC, 2010, 274 p.
4. Maslov V.V. *Utilizatsiya teploty sudovykh dizeley* [Utilization of the heat of marine diesel engines]. Moscow, Transport, 1990, 144 p.
5. Rodionov N.Yu. *Opredelenie svyazi mezhdu parametrami ledokola, harakterizuyushimi ego effektivnost v rabote vo ldah i eksergeticheskim KPD CJEU* [Determination of relationship between the parameters of the icebreaker's ice capability efficiency and exergetic efficiency of power plant]. Proc. of conference "Actual problems of marine energetics", vol.1, St. Petersburg, 2022, pp. 228 — 234.
6. Artyomov G.A. *Sudovye energeticheskie ustanovki* [Ship power plants]. Leningrad, Sudostroenie, 1987, 480 p.

УДК 539.621

ИССЛЕДОВАНИЯ АНТИФРИКЦИОННЫХ СВОЙСТВ УПЛОТНЕНИЙ ИЗ ТЕРМОРАСШИРЕННОГО ГРАФИТА

С.Г. Чулкин, д-р техн. наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Институт Проблем Машиноведения РАН (ИПМаш РАН), Санкт-Петербург, e-mail: sergej.chulkin@yandex.ru

А.Д. Бреки, д-р техн. наук, профессор, СПбПУ Петра Великого, ИПМаш РАН, Санкт-Петербург, e-mail: albreki@yandex.ru

А.М. Кузьмин, АО «ЦКБМ», Санкт-Петербург, e-mail: kuzmin_am@ckbm.ru

В статье показана область применения терморасширенного графита в качестве уплотнительного материала в различных отраслях промышленности, в том числе и судостроении, благодаря его потребительским качествам, которыми другие углеродные материалы не обладают, — упругости и пластичности. Актуальность и своевременность активного развития данного направления научно-технического прогресса диктуются требованиями экологической безопасности. Дано описание физико-механических и антифрикционных свойств уплотнений из терморасширенного графита и приведены примеры конкретных изделий. Описаны основные технические преимущества новых уплотнительных материалов из терморасширенного графита. Приведена методика исследования, включая описание приспособления для исследования антифрикционных свойств уплотнений из терморасширенного графита и других материалов. Детально описаны основные элементы устройства и их функциональное назначение. Представлены результаты исследований анизотропии антифрикционных свойств уплотнений из терморасширенного графита. Установлено, что сила трения поверхностей реальных уплотнений из терморасширенного графита по стали зависит от направления движения.

Ключевые слова: терморасширенный графит, физико-механическое свойство, антифрикционное свойство, уплотнение, методика, исследование

STUDIES OF ANTIFRICTION PROPERTIES OF SEALS MADE OF THERMALLY EXPANDED GRAPHITE

S.G. Chulkin, DSc, professor, St. Petersburg State Marine Technical University, Institute of Problems of Machine Science of the Russian Academy of Sciences (IPMach RAS), e-mail: sergej.chulkin@yandex.ru

A.D. Breki, DSc, professor, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, IPMach RAS, St. Petersburg, e-mail: albreki@yandex.ru

A.M. Kuzmin, JSC "Central Design Bureau of Mechanical Engineering", St. Petersburg, e-mail: kuzmin_am@ckbm.ru

The article shows the scope of application of thermally expanded graphite as a sealing material in various industries, including shipbuilding, due to its consumer qualities that other carbon materials do not possess: elasticity and plasticity. The relevance and timeliness of the active development of this area of scientific and technological progress are dictated by the requirements of environmental safety. The description of the physical and mechanical and antifriction properties of seals made of thermally expanded graphite has been given together with the examples of specific products. The main technical advantages of new sealing materials made of thermally expanded graphite have also been described. The research methodology has been given, including a description of a device for studying the antifriction properties of seals made of thermally expanded graphite and other materials. Furthermore, the main elements of the device and their functional purpose have been described in detail. The results of studies of the anisotropy of the thermally expanded graphite seal antifriction properties have been presented. It has been established that the friction force of the surfaces of real thermally expanded graphite seals on steel depends on the direction of movement.

Keywords: thermally expanded graphite, physical and mechanical property, antifriction property, seal, methodology, research

ВВЕДЕНИЕ

Современные гидравлические системы судов работают с давлением, достигающим 100 МПа, развивают мощность до 6500 кВт, насчитывают сотни гидроагрегатов различного назначения и тысячи уплотняющих устройств [1 — 6].

В последние десятилетия во всем мире большое внимание уделяется широкому применению в судостроении интеркалированных соединений графита (ИСГ). Особый интерес для использования в энергетике и энергетическом машиностроении представляет получаемый путем термической обработки ИСГ терморасширенный графит (ТРГ). ТРГ сочетает в себе уникальный набор физико-химических свойств, таких как низкая плотность, большая удельная поверхность, низкая теплопроводность, способность прессоваться без связующего, стойкость к воздействию агрессивных сред, низкий коэффициент трения. Эти свойства позволяют с успехом применять его в качестве исходного материала для производства высокоэффективных уплотнительных изделий нового поколения, в которых сохранены все свойства, присущие графиту, и добавлены новые потребительские качества, которыми ни он, ни другие углеродные материалы не обладают: упругость и пластичность. Уплотнения из «гибкого» графита на основе ТРГ приобретают все большую популярность на мировом рынке энергетического машиностроения.

Актуальность и своевременность активного развития данного направления научно-технического прогресса диктуются требованиями экологической безопасности.

Разработанные на основе научных исследований оригинальные технологии и оборудование для производства уплотнительной продукции, а также накопленный на этапе опытно-промышленного внедрения на предприятиях энергетики исследовательский материал позволяют говорить сегодня о развертывании широкомасштабного промышленного производства в России отечественных уплотнений из ТРГ, не уступающих по качеству лучшим зарубежным аналогам.

Объектом исследования является шток-букса.

Цель работы — определение эффективности применения нового уплотнения из терморасширенного графита.

Метод исследования — проведение лабораторных испытаний для определения триботехнических характеристик узла трения «шток-букса» при изменяющихся условиях нагружения.

1. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ УПЛОТНЕНИЙ ИЗ ТЕРМОРАСШИРЕННОГО ГРАФИТА

В настоящее время разработаны и запатентованы технологии очистки природного графита, получения, гидролиза и сушки ИСГ; изучены режимы термической деструкции окисленного графита на стадии получения ТРГ, исследованы физико-химические свойства фольги «ГраФлекс» и конечных продуктов [1 — 6]. Результаты экспериментальных исследований легли в основу методологии производства уплотнений с заданными свойствами и их использования потребителем, что, в конечном счете, позволяет обеспечить максимальную герметичность и надежность уплотнительных узлов оборудования, а также выбрать необходимые усилия обжатия при эксплуатации и ремонте.

Основные технические преимущества новых уплотнительных материалов из ТРГ перед другими видами уплотнений (паронитовых, асбографитовых, хлопчатобумажных и др.) определяются тем, что они могут применяться в широком диапазоне температур и давлений, химически инертны в большинстве агрессивных сред, не теряют упругих свойств со временем — не релаксируют и «не стареют». Как следует из приведенных в работе [2] кривых зависимостей упругих свойств материала от его плотности и нагрузки, «ГраФлекс» во всем диапазоне нагрузок $G=0\ldots 260$ МПа сохраняет упругую деформацию для выбранных значений плотности в пределах 10 % исходной высоты.

Пример уплотнительного элемента из ТРГ, представляющего собой цилиндр высотой 76 мм, состоящего из 5-ти типов колец, показан на рис.1а, б. [1].

Уплотняющий материал ТРГ сочетает в себе уникальный набор физико-механических свойств, таких, как: малая плотность контактного слоя, низкая теплопроводность, способность прессоваться без связующего материала, малый коэффициент линейного расширения, низкий коэффициент трения в паре со сталью, возможность сохранять упругие свойства при деформациях до 10 %, стойкость к агрессивным средам, высокую газонепроницаемость и т.д.

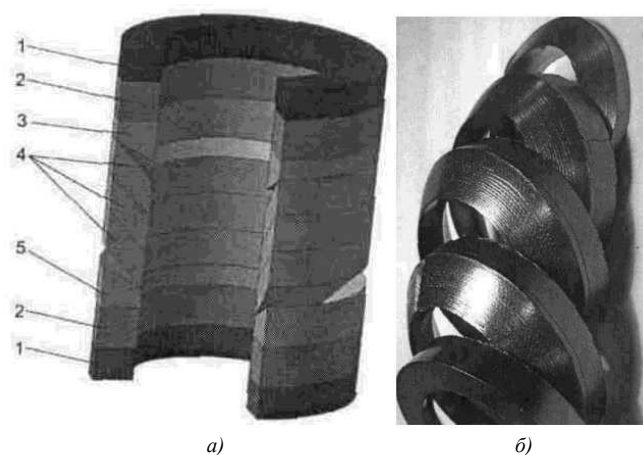


Рис. 1

а) — Общий вид уплотнительного устройства:

1 — антифрикционные кольца; 2 — противоэкструзионные кольца;
3, 5 — кольца ограничительные опорные; 4 — графитовые манжеты;

б) — внешний вид колец позиций 3 — 5

Верхнее и нижнее кольца 1 (рис. 1а) выполнены из антифрикционного материала «Углекон». Они выполняют функции нажимных и направляющих колец, т.к. обладают высокой прочностью и малым коэффициентом трения в паре со сталью. Кольца 2 — 5 выполняют уплотнительную функцию.

2. УСТАНОВКА ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ

Для испытаний по определению осевых усилий, соответствующих началу движения штока, использовалась двухстоечная разрывная машина, общий вид которой с установленным приспособлением представлен на рис. 2.

Согласно паспортным данным эта машина предназначена для работы при изменении усилий от 0 до 20 кН. Расчеты основных деталей установки показали, что они имеют завышенные запасы прочности и устойчивости, что позволяет использовать разрывную машину при нагрузках до 40 кН. При этом запасы прочности остаются еще достаточно большими (1,5 ... 2). Необходимо также учесть, что при проверочных расчетах на прочность закладывались минимальные механические характеристики использованных материалов.

Для проведения исследований антифрикционных свойств ТРГ авторами спроектировано и изготовлено специальное приспособление (см. рис. 3 и рис. 4), устанавливаемое на планшайбу разрывной машины. Конструкции, представленные на рис. 3 и рис. 4 отличаются только типом используемого динамометра. Приспособление смонтировано на основании 1 и крепится к планшайбе закладными болтами 2. Испытуемые уплотнения 3 закладываются в расточки корпуса 4. С другой стороны уплотнения охватывают шток 5. Осевой натяг уплотнений осуществляется шпильками 6 и 8. Нижнее уплотнение сжимается между корпусом 4 и основанием 1, а верхнее между нажимным фланцем 7 и корпусом 4. В основании 1 выполнена расточка, в которую выходит нижний конец штока с ограничительной шайбой 9. Центрирование приспособления относительно планшайбы производится центром 10, входящим в соответствующие расточки основания и планшайбы.

Контроль степени деформации уплотнений производится путем измерения зазоров между фланцами 7 и 11, а также между основанием 1 и фланцем 12. Для контроля взаимного положения штока и уплотнений предусмотрены стрелка 13 и шкала 14, закрепленная на фланце 7. Более точно этот контроль можно производить путем измерения зазора между фланцем 7 и нижней траверсой реверсора (см. рис. 3).

Для измерения усилий на штоке вначале предполагалось использовать кольцевой динамометр, входящий в комплект разрывной машины (см. рис. 3). Нижняя часть кольца динамометра крепилась к штоку, а верхняя к подвижному стакану нагружающего устройства. Контроль деформации кольца, а, следовательно, и усилия, действующего на шток, производился с помощью микронного индикатора, встроенного внутрь кольца (на рис. 3 не показан).

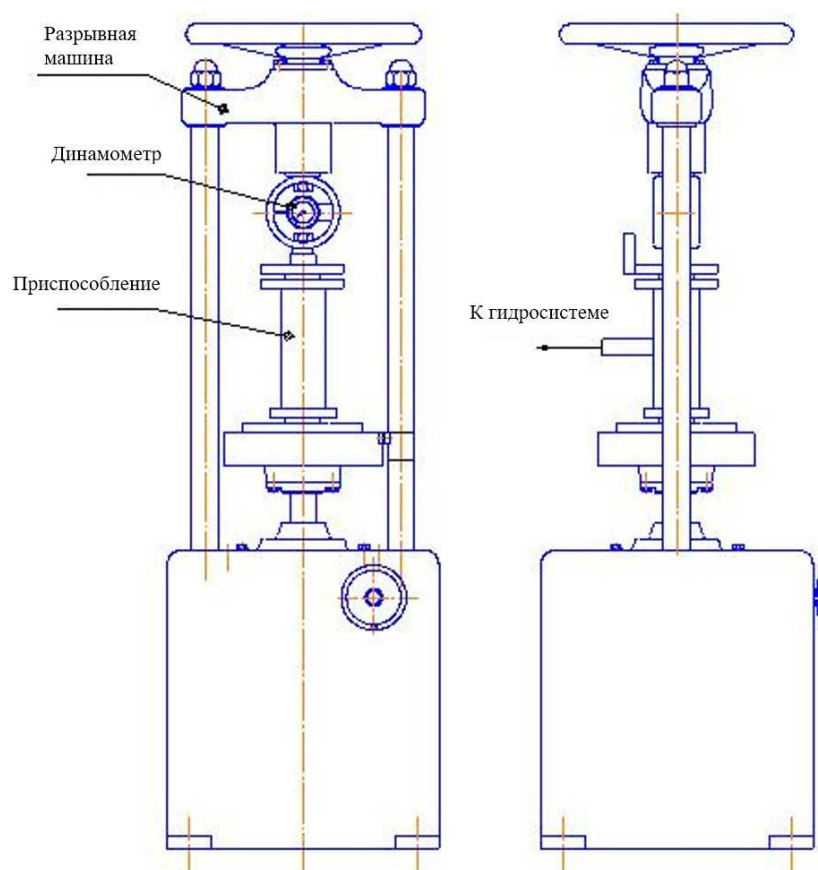


Рис. 2 Общий вид установки для испытания

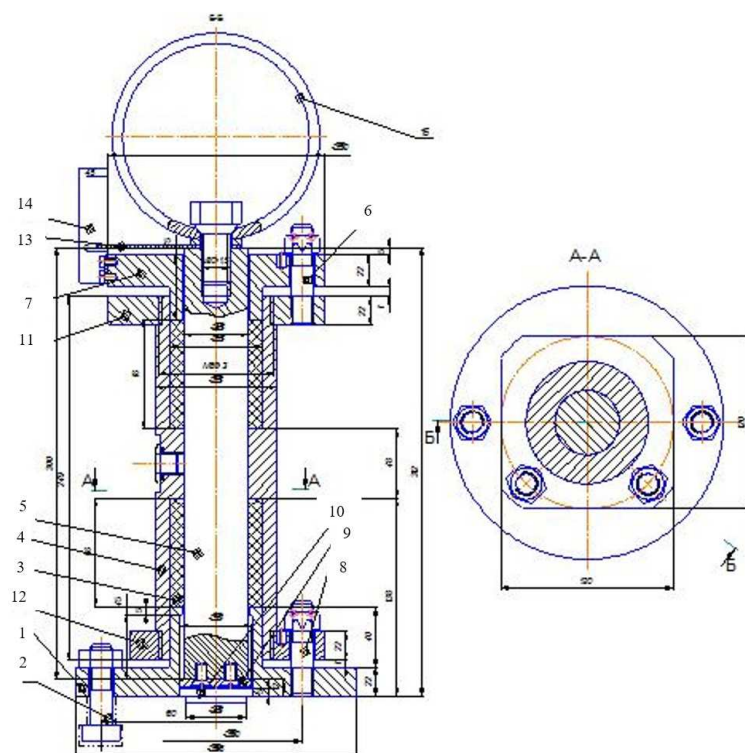


Рис. 3 Приспособление для испытания пары шток-букса

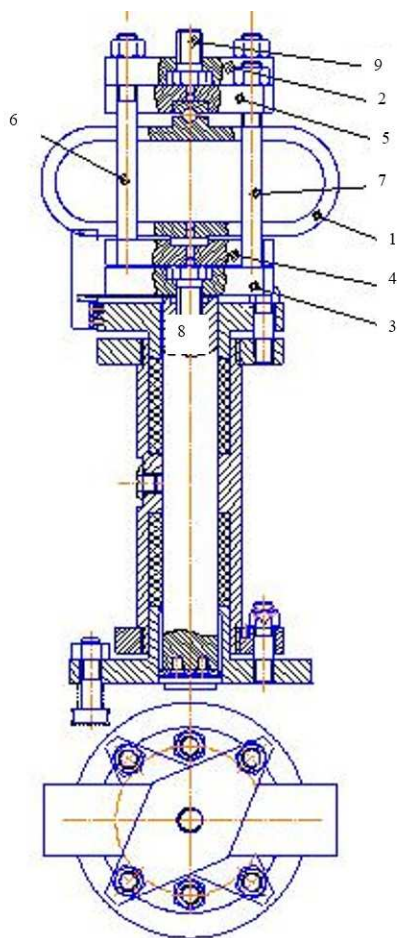


Рис. 4 Приспособление для испытания пары шток-букса с образцовым динамометром

Этот динамометр рассчитан на измерение усилий до 24 кН. Фактическое же усилие при сухом трении оказалось значительно больше. Ввиду вышеизложенного, в процессе испытаний было спроектировано и изготовлено новое силоизмерительное устройство (см. рис. 4), основным элементом которого являлся образцовый динамометр 1, рассчитанный на измерение усилий до 50 кН. Поскольку этот динамометр (в отличие от кольцевого) мог работать только на сжатие, был разработан специальный реверсор (см. рис. 4), позволяющий использовать один и тот же динамометр для измерения усилий при изменении их направления. Реверсор состоит из четырех поперечин, (траверс) 2, 3, 4 и 5, связанных попарно шпильками 6. Нижняя траверса 2 специальным винтом 9 крепится к верхнему торцу штока, а верхняя траверса 3 винтом 8 к нижнему торцу подвижного стакана нагружающего устройства разрывной машины. На головках винтов 8 и 9 имеются центрирующие выступы, входящие в соответствующие отверстия траверс 2 и 3. Динамометр 1 установлен между траверсами 4 и 5 с помощью специальных центрирующих вкладышей, в верхнем из которых установлен шарик, входящий в комплект динамометра для компенсации возможных смещений усилий, прикладываемых к динамометру.

Работа устройства происходит следующим образом. При движении стакана нагружающего устройства вверх усилие через винт 8 передается траверсе 3. Далее через шпильки 6, траверсу 4, динамометр 1, траверсу 5, шпильки 7, траверсу 2 и винт 9 усилие передается на шток. При изменении направления усилия через головку винта 8 непосредственно действует на траверсу 5, а через нее на динамометр, центрирующий вкладыш, траверсу 4 и головку винта 9 на шток. При таком направлении передачи усилия траверсы 2, 3 и шпильки 6 оказываются разгруженными.

В обоих случаях динамометр работает на сжатие, что позволяет использовать его для измерения знакопеременной силы с амплитудой до 50 кН, не производя дополнительных перенастроек установки. Предложенное устройство позволило существенно увеличить достоверность получаемых результатов и сократить время проведения испытаний.

3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ

После затяжки уплотнения перед определением сил трения в момент начала движения штока производилась предварительная тренировка уплотнений путем перемещения штока вверх и вниз на длину 25 ... 30 мм. В процессе тренировки происходило постепенное ослабление затяжки шпильчных соединений, определяемое по моменту на ключе, требуемому для подтяжки гаек. Такая подтяжка производилась периодически через 40 ... 50 двойных перемещений. После 220 двойных перемещений с верхнего уплотнения сняли нажимной фланец, шток подняли в верхнее крайнее положение и осмотрели. При осмотре штока повреждений, препятствующих проведению дальнейших испытаний, не обнаружено. Уплотнения были затянуты вновь и испытания продолжены.

Испытания проводились в два этапа. На первом определялись факторы, существенно влияющие на коэффициент трения покоя. На втором этапе производился полный факторный эксперимент для количественной оценки влияния выбранных факторов и их взаимодействий.

Эксперименты по определению силы трения покоя проводились в следующем порядке. Перед началом экспериментов шток 3 — 4 раза перемещался на полную величину хода. После этого верхним нагрузочным устройством шток подводился к той точке, в которой намечалось проведение испытаний. Положение заданной точки определялось путем измерения зазора между верхним нажимным фланцем и нижней траверсой реверсора. Затем с помощью нижнего нагрузочного устройства создавалось осевое усилие на штоке, контролируемое по индикатору динамометра. Максимальное значение этого усилия фиксировалось в протоколе испытаний и принималось в качестве предельной силы трения покоя. После достижения максимальной величины силы трения происходил сдвиг штока на небольшое расстояние, определяемое упругими свойствами измерительной и нагружающей систем. При этом трение покоя переходило в трение движения с соответствующим изменением силы трения. Переход от трения покоя к трению движения происходил скачкообразно и при сухом трении сопровождался характерным звуком, похожим на щелчок. Минимальное значение силы трения движения также фиксировалось в протоколе. При испытаниях с конденсатом, особенно при больших давлениях разница между силами трения покоя и движения была очень незначительной и часто не фиксировалась.

Для выявления факторов, влияющих на величину силы трения покоя в паре шток — букса, варьировались различные условия проведения экспериментов. Изменялось положение штока относительно буксы, направление подвода штока к выбранному положению, направление начальной скорости движения, количество повторных страгиваний, время выдержки между повторными экспериментами, давление конденсата, скорость нарастания и снижения давления, скорость нарастания величины сдвигающей силы и т.д.

Испытания проводились сериями. Минимальное количество измерений в серии составляло 30, максимальное — более 200. Время между повторными экспериментами обычно равнялось 20 — 40 с. Более точную фиксацию промежутка времени достичь не удавалось ввиду случайного характера процесса начала движения штока.

Уже предварительно проведенные эксперименты показали, что испытуемое уплотнение имеет сложную изменяющуюся структуру, вследствие чего сила трения покоя в той или иной степени зависит от всех перечисленных выше факторов. Учесть все многообразие этих факторов и их взаимодействий в рамках проведенной работы не представлялось возможным. В результате при фиксированных значениях давления конденсата варьировались значения трех факторов:

- 1) положения штока относительно буксы;
- 2) направления подвода штока к заданному положению;
- 3) направление движения штока.

Для количественной оценки влияния указанных факторов был реализован полный факторный эксперимент типа 2³ при давлениях конденсата 0 и 13 МПа. Для оценки краевых эффектов зона перемещения штока делилась на две части: от нижнего положения до середины хода и от середины до верхнего положения. При проведении экспериментов для устранения систематических ошибок для определения последовательности проведения опытов использовался принцип рандомизации с использованием таблицы случайных чисел. В каждой точке плана проводилось по 3 параллельных опыта.

Обработка результатов эксперимента производилась по схеме в соответствии с рекомендациями, приведенными в [7].

4. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ УПЛОТНЕНИЯ В УСЛОВИЯХ СУХОГО ТРЕНИЯ ПРИ НОРМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ

Несмотря на накопленный в судостроении опыт использования отечественных уплотнительных изделий из терморасширенного графита, остается еще недостаточно решенным вопрос об антифрикционных свойствах изделий из терморасширенного графита при трении по стали, в частности анизотропия характеристик трения.

Результаты по определению силы трения покоя в паре шток — букса были получены уже на начальном этапе монтажа после сборки нижнего уплотнения. Перед сборкой верхнего уплотнения произведена серия экспериментов (2×110 измерений), результаты которых представлены на рис. 5 и 6. Измерения производились в режиме реверса. Верхним штурвалом шток подводился к случайной точке по длине штока, а затем через редуктор производилось медленное страгивание в обратном направлении.



Рис. 5 Силы трения покоя нижнего уплотнения, ход вниз, реверс



Рис. 6 Силы трения покоя нижнего уплотнения, ход вверх, реверс

Уже по результатам этих экспериментов стало очевидно, что сила трения по крайней мере зависит от направления движения штока и количества повторных опытов. Так при движении штока вниз среднее значение силы трения покоя равнялось 11717 Н, максимальное — 13980 Н, минимальное — 10090 Н. При начале движения вверх соответствующие усилия составляли 10477 Н, 11820 Н и 9160 Н.

Усилие при начале движения в случае реверса оказалось значительно больше, чем при последовательных страгиваниях в одну сторону. Это означает, что при движении происходит изменение структуры поверхностного слоя набивки. Волокна графитовых нитей как бы вытягиваются в сторону движения и при реверсе оказывают большее сопротивление началу движения за счет необходимости перестройки структуры. При движении в том же направлении такой резкой перестройки структуры не происходит.

5. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ УПЛОТНЕНИЯ В ПРИСУТСТВИИ КОНДЕНСАТА ПРИ НОРМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ

При эксплуатации испытуемого уплотнения режим сухого трения, рассмотренный выше, встречается сравнительно редко. Он имеет место в основном при первичном монтаже и после больших перерывов в работе. Большую часть времени уплотнение работает при наличии паров конденсата. В связи с этим испытания в таких условиях представляют повышенный интерес.

По данным разработчиков уплотнения силы трения инвариантны относительно температуры в широком диапазоне, перекрывающем те температуры, при которых предполагается использовать испытуемое уплотнение. По этим соображениям было решено заменить пар жидким конденсатом и отказаться от дорогостоящих испытаний при высоких температурах. Насколько адекватна такая модель, могут показать только дополнительные эксперименты.

При подаче конденсата силы трения определялись при разных давлениях (0,01, 5, 10 и 13 МПа).

В результате проведенных экспериментов установлено, что при наличии конденсата резко уменьшается разница между силами трения покоя и движения. В этом случае переход из состояния покоя к началу движения происходил плавно без рывков и шумовых эффектов. Разность показаний стрелки динамометра в начале и конце движения была минимальной при движении штока в одну сторону (вверх или вниз без реверса). Ввиду малой разницы сил трения покоя и движения было принято решение в дальнейшем фиксировать только силу трения покоя. Исследования показали, что сила трения мало зависит от положения штока. Большее влияние на величину силы трения оказывают направление подвода штока и число повторных реверсов. Такие результаты свидетельствуют о существенном изменении структуры поверхностных слоев уплотнения при движении штока.

Приведенные результаты позволяют оценить влияние на силу трения отдельных факторов при фиксации остальных. В реальных условиях все факторы изменяются одновременно и взаимно влияют друг на друга. Для количественной оценки влияния различных факторов и их взаимодействий был реализован полный факторный эксперимент типа 2^k , где k — число факторов. В результате предварительно проведенных экспериментов в качестве факторов были выбраны следующие:

- положение штока относительно уплотнения (фактор X_1);
- направление подвода (сверху или снизу) штока к испытуемому положению (фактор X_2);
- направление движения (вниз или вверх) штока (фактор X_3).

Перемещение штока было разбито на две зоны: нижнюю с координатой $S=16 \dots 27$ мм и верхнюю ($S=27 \dots 38$ мм). Порядок проведения экспериментов определялся с помощью таблицы случайных чисел для уменьшения систематических ошибок.

В результате обработки данных эксперимента получены три уравнения регрессии.

Полное уравнение регрессии для нижней зоны имеет вид

$$F_{\text{тр}} = 10535 - 47 X_1 + 192 X_2 - 417 X_3 - 98 X_1 X_2 + 26 X_1 X_3 - 347 X_2 X_3 - 38 X_1 X_2 X_3.$$

Расчетное значение критерия Кохрена равно 0,242, что меньше табличного (0,516), поэтому гипотеза об однородности дисперсий принимается.

Отбрасывая коэффициент при тройном взаимодействии и, учитывая, что доверительный интервал равен 36,5, получим уравнение регрессии в виде

$$F_{\text{тр}} = 10535 - 47 X_1 + 192 X_2 - 417 X_3 - 98 X_1 X_2 - 347 X_2 X_3.$$

Расчетное значение критерия Фишера $F = 2,362 < F_{\text{кр}} = 9,17$, следовательно, гипотеза об адекватности принимается.

Аналогично для верхней зоны имеем

$$F_{\text{тр}} = 10528 - 79 X_1 + 82 X_2 - 482 X_3 + 33 X_1 X_2 - 45 X_1 X_3 - 267 X_2 X_3 + 61 X_1 X_2 X_3.$$

С учетом статистической обработки ($G=0,396$, $\Delta b_j=34$ Н, $F=6,161$)

$$F_{\text{тр}} = 10528 - 79 X_1 + 82 X_2 - 482 X_3 - 45 X_1 X_3 - 267 X_2 X_3.$$

Для объединенной зоны

$$F_{\text{тр}} = 10525 - 76 X_1 + 230 X_2 - 473 X_3 - 115 X_1 X_2 - 55 X_1 X_3 - 294 X_2 X_3 + 88 X_1 X_2 X_3.$$

С учетом статистической обработки ($G=0,437$, $\Delta b_j=32,5$ Н, $F=11$)

$$F_{\text{тр}} = 10525 - 76 X_1 + 230 X_2 - 473 X_3 - 115 X_1 X_2 - 294 X_2 X_3.$$

Анализ результатов статистической обработки показывает, что гипотеза об адекватности модели в последнем случае подтверждается в наименьшей степени, хотя основные закономерности сохраняются.

Как и следовало ожидать, сила трения мало зависит от положения штока относительно уплотнения.

Из приведенных зависимостей видно, что наиболее значимыми факторами, влияющими на величину силы трения, являются:

- 1) направление начала движения штока (фактор X_3);
- 2) направление подвода штока к заданному положению (фактор X_2);
- 3) сочетание этих факторов.

Максимальное значение силы трения, зафиксированное в этих экспериментах, составило 11420 Н.

Одновременно с испытаниями по определению сил трения при сдвиге штока проводились наблюдения по определению протечек через уплотнения. За время экспериментов существенных протечек не обнаружено. Объем протечек измерялся буквально каплями и практически отсутствовал.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Экономическая эффективность применения новых материалов на предприятиях энергетики обусловлена их высокой надежностью, коррозионной стойкостью и практически неограниченным сроком службы.

2. Прогрессивная техническая политика, предусматривающая широкое внедрение уплотнительной продукции нового поколения на предприятиях энергетической отрасли, позволяет достичь значительного экономического эффекта и улучшения экологии производства.

3. Разработана экспериментальная установка для проведения лабораторных исследований для определения триботехнических свойств новых уплотнений на основе прогрессивных материалов из ТРГ.

4. Разработана методика проведения испытаний уплотнений на основе ТРГ.

5. Предварительные испытания показали, что исследованное уплотнение имеет сложную структуру, изменяющуюся при относительном движении штока и уплотнения, что приводит к зависимости силы трения от ряда трудно учитываемых факторов (числа повторных сдвигов в одном направлении, времени перерыва между измерениями, скорости возрастания нагрузки и т.д.).

6. Получены уравнения регрессии, отражающие влияние основных факторов на величину силы трения.

7. Наиболее существенным фактором, влияющим на силу трения, является давление конденсата.

8. Сила трения зависит от направления сдвига, а также от направления подвода штока к точке, в которой производится измерение.

9. Обнаружено явления резкого падения в несколько раз силы трения при быстром возрастании давления в конденсате от 0,1 до 13 МПа с последующим ее ростом до обычных значений.

10. В процессе проведения испытаний не обнаружено существенных протечек конденсата через уплотнение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. М.: Машиностроение, 1982. 135 с.
2. Авдеев В.В., Воронин В.П., Ионов С.Г., Токарева С.Е. Новые уплотнения из терморасширенного графита для повышения надежности и эффективности эксплуатации энергетического оборудования // Теплоэнергетика, № 4, 2003, с. 72 — 76.
3. Бирюков Д.Б., Воронин В.П., Зройчиков Н.А., Уланов Г.А. Проблемы обеспечения герметичных фланцевых соединений // Электрические станции, № 5, 2000, с. 31 — 34.
4. Ionov S.G., Kuloachinshii V.A., N.B. Brandt et al. Influence of pressure on the energy spectrum of low stage graphite intercalation compound // J. Phys. Chem. Sol., vol. 57, № 6 — 8, 1996. с. 943 — 946.
5. Патент РФ № 2119110. Уплотнительный узел фланцевого разъема ПВД / Воронин В.П., Серебряников Н.Х. и др.
6. Патент РФ № 2137968. Уплотнительный узел штока запорно-регулирующей арматуры / Воронин В.П., Авдеев В.В., Горюнов И.Т. и др.
7. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений. М.: Наука, 1976. 280 с.

REFERENCES

1. Nikitin G.A. *Shhelevye i labirintnye uplotneniya gidroagregatov* [Slotted and labyrinth seals for hydraulic units]. Moscow, Mashinostroenie, 1982, 135 p.
2. Avdeev V.V., Voronin V.P., Ionov S.G., Tokareva S.E. *Novye uplotneniya iz termorasshirennogo grafita dlya povysheniya nadezhnosti i effektivnosti ekspluatatsii energeticheskogo oborudovaniya* [New seals made of thermally expanded graphite to improve the reliability and efficiency of operation of power equipment]. *Teploenergetika*, No. 4, 2003, pp. 72 — 76.
3. Voronin V.P., Biryukov D.B., Zrojchikov N.A., Ulanov G.A. *Problemy obespecheniya germetichnykh flancevykh soedineniy* [Problems in ensuring leak-tight flange connections]. *Elektricheskie stancii*, No. 5, 2000, pp. 31 — 34.
4. Ionov S.G., Kuloachinshii V.A., Brandt N.B. Influence of pressure on the energy spectrum of low stage graphite intercalation compound. *J. Phys. Chem. Sol.*, vol. 57, No. 6 — 8, 1996, pp. 943 — 946.
5. Patent RF No. 2119110. *Uplotnitelny uzels flancevogo raz'ema PVD* [Sealing assembly of the PVD flange connector]. Voronin V.P., Serebryanikov N.H. et al.
6. Patent RF No. 2137968. *Uplotnitelny uzels shtoka zaporno-reguliruyushchey armatury* [Sealing assembly of the shutoff and control valve stem]. Voronin V.P., Avdeev V.V., Goryunov I.T. et al.
7. Adler Yu.P., Markova E.V., Granovsky Yu.V. *Planirovanie eksperimenta pri poiske optimalnykh resheniy* [Design of experiment in optimal decision making]. Moscow, Nauka, 1976, 280 p.

УДК 621.002.3

ИССЛЕДОВАНИЕ АДГЕЗИОННОЙ ПРОЧНОСТИ АНТИФРИКЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ ИЗ КОМПОЗИТОВ НА ОСНОВЕ ПОЛИАМИДНОЙ МАТРИЦЫ И УПРАВЛЕНИЕ ЕЮ

А.А. Соловьев, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург, e-mail: asolneva@mail.ru

Статья посвящена исследованиям адгезионной прочности композитов на основе полиамидной матрицы. Рассмотрены возможные варианты управления адгезией композита на стали и формированием антифрикционного слоя. Статья структурно состоит из трех частей. В первой части рассмотрены методы определения адгезионной прочности. Обоснован метод проведения испытаний и даны теоретические обоснования применимости термофлуктуационной теории прочности адгезии композита к металлической подложке. Это позволяет предсказывать долговечность адгезионного соединения. Во второй части рассмотрена технология подготовки металлополимерной шихты к плавлению и дана классификация способов переработки композита в изделия, в зависимости от размера частиц наполнителя. Третья часть статьи посвящена испытаниям адгезионной прочности полиамидов различных марок, служащих основой для создания композитов. Изучено влияние агрессивных сред и эксплуатационных факторов на изменение адгезионной прочности. Исследование адгезионной прочности показывают, что оптимальная температура предварительного нагрева детали зависит от вида полимера. На практике она зависит от металлоемкости покрываемого полимером изделия. Окончательно технология должна подбираться применительно для каждой конкретной детали, но с обязательным условием нанесения полимера при оптимальной температуре.

Ключевые слова: металлополимер, адгезия, адгезионная прочность, долговечность, подшипники скольжения, механическая обработка, порошковые материалы, антифрикционные покрытия

RESEARCH AND CONTROL OF ADHESIVE STRENGTH OF ANTIFRICTION COATINGS MADE OF COMPOSITES BASED ON POLYAMIDE MATRIX

A.A. Solovyev, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, e-mail: asolneva@mail.ru

The article discusses the research of adhesive strength of composites based on polyamide matrix. Possible options for controlling the adhesion of the composite on the steel and the formation of an antifriction layer have been considered. The article structurally consists of three parts. In the first part, methods for determining adhesive strength have been considered. The method of testing has been substantiated and theoretical justifications for the applicability of the thermal fluctuation theory of the strength of adhesion of the composite to a metal substrate have been given, making it possible to predict the durability of the adhesive joint. In the second part, the technology of preparing the metal polymer charge for melting has been considered and the classification of methods for processing the composite into products has been given, depending on the size of the filler particles. The third part of the article is devoted to testing the adhesive strength of polyamides of various brands serving as the basis for the creation of composites. The influence of aggressive media and operational factors of the change in adhesive strength have been studied. The study of adhesive strength shows that the optimal preheating temperature of the part depends on the type of polymer. In practice, it depends on the metal content of the polymer-coated product. Finally, the technology shall be selected for each specific part, with the obligatory condition of applying the polymer at an optimal temperature.

Keywords: metal polymer, adhesion, adhesive strength, durability, sliding bearings, mechanical processing, powder materials, antifriction coatings

Кратковременная адгезионная прочность полимеров зависит от большого количества факторов, воздействующих на соединение полимер-металл в процессе его формирования и последующей эксплуатации. При исследовании влияния факторов, применяют различные методы и образцы для испытания адгезионной прочности полимеров. Их детальный анализ дан в работах [1, 2]. На рис. 1. приведены схемы, нашедшие наиболее широкое применение в практике экспериментальных исследований.

Определение адгезионной прочности методом неравномерного отрыва производится на образцах, путем нарушения связи между адгезивом и субстратом. Усилие прикладывается не к центру соединения, а к одному ее краю как показано на рис. 1 (а, б, в,) поэтому связь нарушается постепенно.

Испытание клеевых соединений на сдвиг проводятся, как и в предыдущем случае на образцах, Отличие состоит в том, что нагрузка прикладывается в плоскости склеивания. Образцы исполняются в виде прямоугольных призм, показанных на схемах (см. рис. 1 г, д, е, ж).

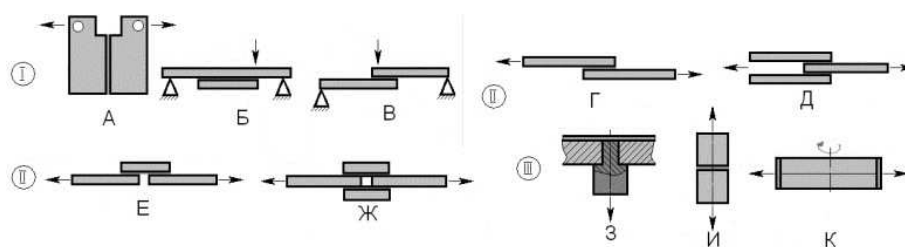


Рис. 1 Методы определения адгезионной прочности

Методом равномерного отрыва измеряют величину усилия, необходимого для отделения адгезива от субстрата одновременно по всей площади контакта. Усилие прикладывается перпендикулярно плоскости клеевого шва, а величина адгезионной прочности, характеризуется силой, отнесенной к единице площади контакта. Для измерения адгезионной прочности используется способ отрыва штифтов (см. рис. 1з) и растяжения склеенных цилиндров (см. рис. 1и). К числу методов нормального отрыва относится и метод центрифугирования (см. рис. 1к). Отрыв покрытия происходит в том случае, когда центробежная сила превышает величину адгезионного взаимодействия.

Большинство методик дает возможность установить касательные или нормальные напряжения. Исследования показали, что испытания по различным схемам не дают одинаковых результатов, что легко объяснить сложностью физических процессов, происходящих при разрушении адгезионных соединений. Поэтому они все используются только для сравнительной оценки прочности, которая в дальнейшем может быть уточнена в реальных условиях.

В работах ученых [3, 4] впервые выдвинуто предположение о применимости термофлуктуационного подхода к адгезии. В соответствии с экспериментальными результатами С.Н. Журкова температурно-временная зависимость хрупкой прочности твердых тел имеет вид

$$\tau = \tau_0 \exp \frac{U_0 - \gamma \sigma}{RT}, \quad (1)$$

где T — абсолютная температура;
 R — молярная газовая постоянная;
 U_0 — энергия активации процесса разрушения;
 γ — структурно-чувствительный параметр;
 τ_0 — предэкспоненциальный множитель, равный ($10^{-11} - 10^{-13}$).

С.Н. Журков установил, что причиной возникновения первичных трещин в материале являются тепловые флуктуации.

Количественным показателем поврежденности можно считать частичный разрыв $t/\tau_i(\sigma_i)$, соответствующий отношению времени действия напряжения σ_i к долговечности образца при этой нагрузке. Нарушение адгезии при прерывном нагружении достигает критического уровня, если выполняется следующее условие:

$$\sum_{i=1}^k \frac{t_i}{\tau_i(\sigma_i)} = 1. \quad (2)$$

Когда напряжение является непрерывной функцией времени, вместо условия (2, 3) реализуется выражение

$$\int_0^{\tau} \frac{dt}{\tau[\sigma(t)]} = 1. \quad (3)$$

Оно позволяет установить временную зависимость прочности для заданного режима нагружения, если аналитически определена функция $\tau[\sigma(t)]$ для $\sigma(t) = \sigma = \text{const}$.

Накопление поврежденности в виде выражений (2) и (3) имеет характер, близкий к линейному [4] и справедливый в условиях хрупкого разрушения, когда формоизменение отсутствует. Периодическая нагрузка (отдых) образца практически не влияет на сумму (2). Именно это обстоятельство в свое время явилось основанием [2] для утверждения о необратимости хрупкого разрыва и, следовательно, о неразрывности связи прочности с временным фактором.

Согласно выражению (1) можно предсказать долговечность образца, если известны параметры U_0 и γ . Анализ этой формулы показывает, что длительная прочность зависит от величины этих параметров. При постоянном значении U_0 долговечность выше при минимальном значении γ .

Методика определения параметров долговечности должна учитывать изменение фактического числа связей между адгезивом и подложкой.

Подготовка металлосодержащей шихты к плавлению состоит из классификации (разделения на фракции), смешения и предварительной обработки. Предварительная обработка представляет собой термическую обработку для удаления влаги из металлополимерной смеси [5]. Просеивание металлических и полимерных порошков производят при помощи механических вибросит качающегося типа. Принципиальная схема вибросита показана на рис. 2.

Благоприятные условия для работы обеспечивает полная герметичность конструкции сита. Загрузочный бункер имеет герметичную быстросъемную крышку, поддон для сортированного порошка соединяется с ситом с помощью эластичного рукава. Конструкция полностью исключает распыление порошка на рабочем месте.

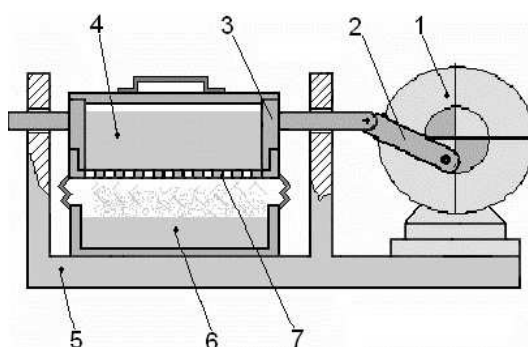


Рис. 2 Лабораторная установка для просеивания порошков:

1 — электродвигатель; 2 — кривошипный привод; 3 — загрузочный бункер; 4 — несортированный полимер;
5 — рама; 6 — классифицированный порошок; 7 — сетка; 8 — эластичный рукав

Рассев порошков производят посредством различных проволочных ситовых полотен. Ситовые полотна, применяемые в производстве композитов, различаются по размеру отверстий и толщине проволочек или нитей, из которых они сделаны. Основные технологические параметры приведены в табл. 1.

Таблица 1

Обозначение	Размер в микронах		Обозначение	Размер в микронах	
	отверстие сита	сечение проволоки		отверстие сита	сечение проволоки
0042 Б	42	30	0105 Н	105	70
0053 Н	53	35	015 Н	150	95
0053 Б	53	45	025 Б	250	180
0075 Н	75	45	03 Б	300	220
0075 Б	75	60	042 Н	420	220

Особенность перемешивания дисперсного металла и полимера заключается в том, что они обладают различной плотностью и имеют различные размеры частиц.

Для приготовления исходных смесей материал надлежит разделять на следующие фракции: от 10 до 30 мкм; от 30 до 50 мкм; свыше 50 мкм.

Согласно [6, 7], в дисперсных системах часть полимера расходуется на образование граничных слоев в данном случае на плакирование частиц металла полимером. Граничный слой при всех видах переработки остается постоянным и фактически увеличивает размер частиц металла. На плакирование тратится до 5 % объема полимерной массы. Учитывая это обстоятельство и результаты, полученные в работе [8], для свободного спекания дисперсных частиц из металла получают изделия, в которых пористость достигает до 30 %. Существуют определенные рамки, в которых может находиться соотношение между полимерной

матрицей и металлическим дисперсным упрочнителем. На рис. 3, изображены следующие схемы соотношения металла и связующего в металлополимере применительно способам переработки их в изделия.

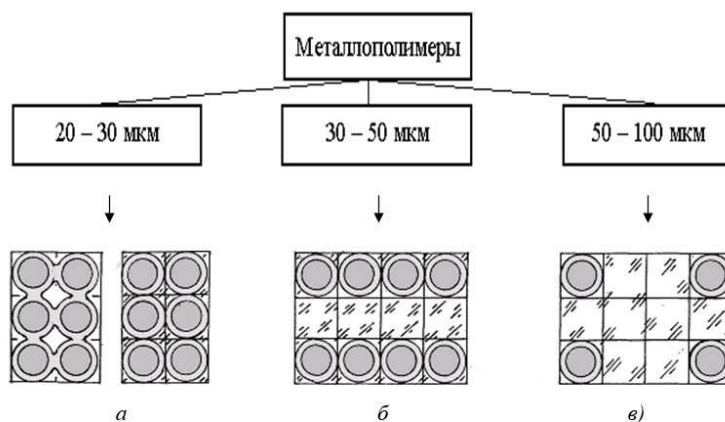


Рис. 3 Соотношение металла и полимера в материале и способы переработки в изделия:
а — до 30 % полимера в композите; б — от 30 до 70 % полимера; в — свыше 70 % полимера

В барабанных смесителях смешение порошков производят сухим способом. На смешивающие свойства оказывает скорость вращения барабана. Оптимальной скоростью является скорость, при которой материал поднимается до верхней точки и затем падает вниз, как изображено на рис. 4. В этом случае смешивание исходных компонентов происходит наиболее интенсивно.

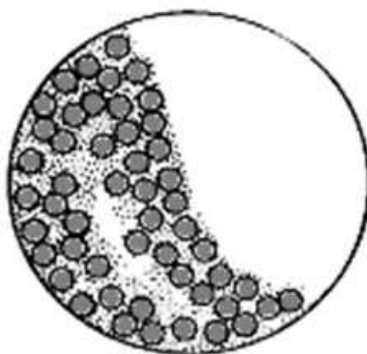


Рис. 4 Положение исходных компонентов при оптимальной скорости вращения барабана

Предложенная классификация и оптимально подобранная скорость вращения смесительного барабана позволяют на практике быстро подобрать порошки необходимой дисперсности для подготовки антифрикционных металлополимеров требуемого состава.

Нанесение покрытий на предварительно нагретую деталь является одним из самых распространенных методов образования металлополимерных соединений. Поскольку степень нагрева подложки перед нанесением оказывает существенное влияние на качество закрепления слоя, необходимо установить оптимальную температуру ее предварительного нагрева.

Предназначенные для испытания образцы были выполнены в виде диска и штифта с уступом, поверхность которого служила для выравнивания его с поверхностью диска. Полимерный слой на диске и штифте представлял ровную поверхность. Общий вид образца и его схема, изображены на рис. 5 (а, б).

Все образцы изготавливались из стали марки Ст.3, со строгим соблюдением геометрических размеров, которые при формировании полимерного слоя обеспечивали ему толщину, соответствующую тонкости покрытия реального подшипника скольжения равной 0,6 мм.

Порошковые полимерные композиции, предназначенные для нанесения покрытий, приготавливались в следующей последовательности. Первоначально использовалось необходимое количество полимерного порошка и наполнителя, согласно заранее заданному соотношению. Затем наполнитель смешивался с

небольшим количеством полиамидной смолы, до получения однообразной массы. Далее приготовленная высококонцентрированная смесь добавлялась к основной массе порошка. Для обеспечения равномерного распределения наполнителя в порошке смесь многократно просеивали через сито с размером ячейки 0,2 мм, а затем помещалась в вибросито, из которого полимерный материал просыпался на нагретый образец. Порошковая полимерная композиция перед нанесением просушивалась в электропечи в течение 1,5 — 2 ч при температуре 100 °С.

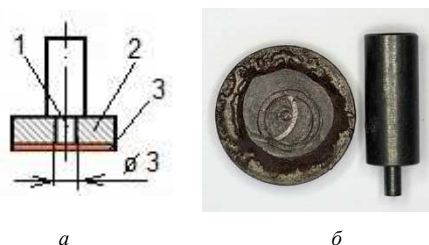


Рис. 5

a — схематичное изображение образца; *б* — внешний вид диска и штифта

Перед нанесением полимерного покрытия поверхности склеивания подвергались пескоструйной обработке колотой крошкой отбеленного чугуна. Далее образцы обезжиривались в ацетоне, и помещались в нагревательную печь, где они выдерживались в течение 2 ч при соответствующей температуре, которая варьировалась с целью определения оптимального ее значения. На нагретые образцы методом вибронасыпания наносился слой полимера. После оплавления порошка образцы охлаждались на воздухе до температуры окружающего воздуха 20 °С.

Подготовленные образцы подвергались испытаниям на разрывной машине Р-5 при постоянной скорости нагружения 1,45 — 1,65 кПа/с. Адгезионная прочность оценивалась напряжениями σ , возникающими в плоскости контакта полимерного слоя со стальной подложкой, которые величина которых определялась как отношение P/F , где P — нагрузка, вызывающая сдвиг образцов, F — площадь склейки. Каждое измерение повторялось на десяти образцах.

При исследовании влияния температуры нагрева металлической подложки, для склеивания образцов были использованы следующие полимеры: полиамидная смола П-54 ТУ 6-05-1032-73, многофункциональный полиамид П-6/66-3, полиамидная смола П-68 и капрон, порошки которого были подготовлены из гранул методом осаждения в ледяной уксусной кислоте [9]. Результаты испытания адгезионной прочности полимеров на образцах, подготовленных при разной температуре, в виде графиков приведены на рис. 6.

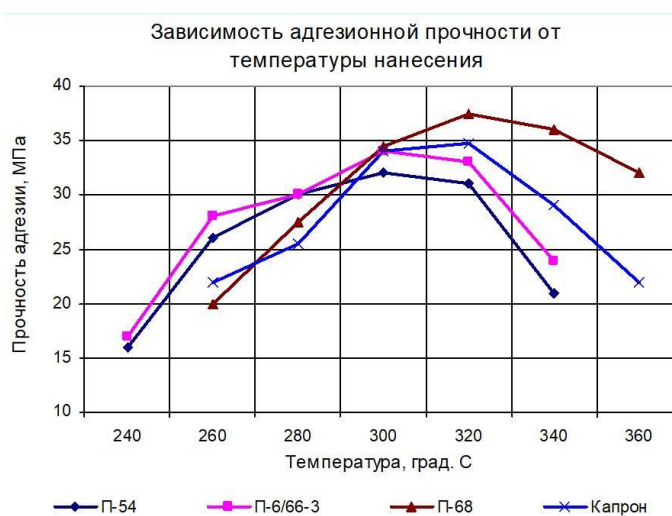


Рис. 6 Зависимость изменения адгезионной прочности от температуры предварительного нагрева подложки

Анализ экспериментов показывает существенную зависимость значения оптимальной температуры от вида полимера. У более плавких полимеров, например, у смолы П-54 (температура плавления 170 — 175 °С) оптимальная температура нагрева образцов оказалась равной 290 °С, у смолы П-68 (температура плавления 220 — 230 °С) оптимальная температура нагрева 320 °С и т.д. Величина максимальной адгезионной прочности зависит от вида полимерного материала.

В зависимости от времени воздействия силовых факторов на подшипники скольжения можно выделить два периода.

Первый, наиболее продолжительный, соответствует работе и составляет от 95 до 97 % всего времени работы. Второй этап — начальный период от 3 до 7 % от общего рабочего времени. В начальный период при трогании с места, подшипники работают в режиме сухого трения, при котором коэффициент трения значительно увеличивается. В процессе движения происходит повышение температуры узла. С повышением температуры адгезионная прочность полимеров уменьшается [3, 4].

Сильное влияние могут оказывать на адгезионную прочность смазочные материалы. В процессе эксплуатации утрата их смазочных свойств происходит из-за окисления и деструкции молекул. Любой процесс деструкции приводит к нарушению имеющихся молекулярных связей, то при этом появляются свободные молекулы, способные к образованию и восполнению разорванных связей. Одинаковые по природе покрытия и смазочные материалы, при определенных условиях, оказываются способными к взаимодействию, неизбежно приводящему к уменьшению прочности адгезии. Образование новых связей облегчается если антифрикционное покрытие обладает достаточным количеством свободных полярных групп. Это происходит при старении покрытия, а наибольшая вероятность образования свободных радикалов имеет место в адгезионном слое. Таким образом, смазочные материалы не являются пассивными по отношению к адгезии антифрикционных полиамидных покрытий.

Существенное влияние на адгезию полиамидного покрытия в подшипниковых узлах оказывает температура. Повышение температуры приводит к уменьшению адгезионной прочности. Отрицательное действие температуры на металлополимерное соединение заключается в том, что процесс разрушения связей происходит более интенсивно, чем их восстановление. Эффективным способом увеличения термостабильности является введение в состав адгезива небольших количеств ингибиторов термических и термоокислительных процессов.

Для изучения влагонасыщения покрытия на снижение прочности адгезии полимерного слоя к металлу было подготовлено по ранее описанной методике 50 образцов.

Испытания проводились на образцах с полиамидной смолой П-6/66-3 с добавлением 0,6 % Неозона-Д и пропитанных маслом. Образцы помещались на длительный период в сосуд с водой. Через каждый месяц производилось разрушение десяти образцов. Вместе с испытуемыми образцами разрушались и контрольные, которые в течение всего периода испытаний хранились при той же температуре на воздухе.

Полученные результаты приведены на рис. 7, в виде графика. Они показывают, что через три месяца прочность адгезии уменьшилась примерно на 50 %. В последующее время она изменялась менее значительно.

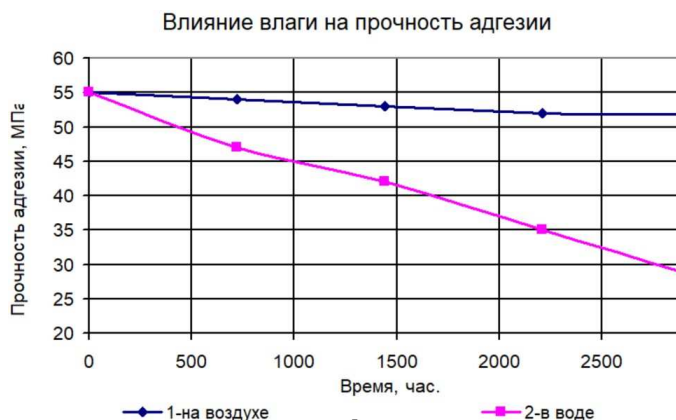


Рис. 7 Влияние влаги на изменение прочности адгезии полиамидного покрытия

Одновременно с изучением влияния влаги на адгезионную прочность, было исследовано воздействие смазки [2]. С этой целью часть образцов помещалась в масляную ванну и выдерживалась там необходимое время. Температурный режим выдержки и конструкция образцов были идентичными, как при исследовании влияния влагонасыщения, разрушение образцов производилась через 15 сут их хранения в масле.

Результаты эксперимента представлены на рис. 8. Из графика видно, что в первые 30 дней прочность адгезии немного снижается. В последующий период прочность монотонно падает. Через 90 сут она практически сравнивается с прочностью контрольных образцов.

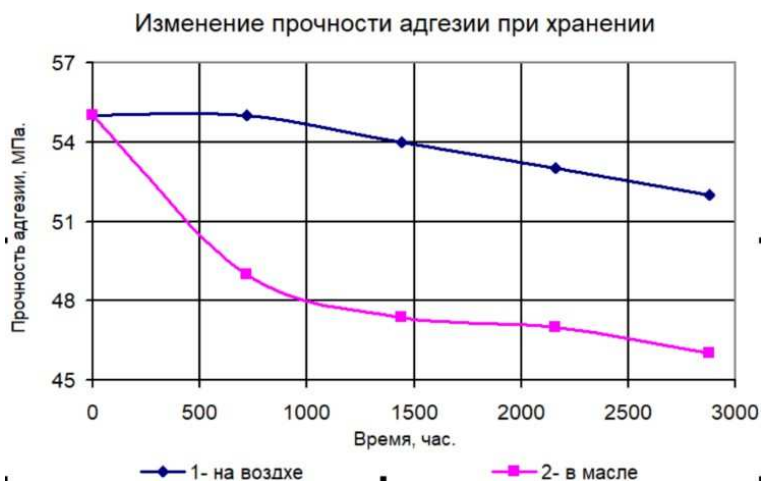


Рис. 8 Изменение прочности адгезии полиамидного слоя при хранении образцов:
1 — на воздухе; 2 — в масле

Проведенные лабораторные исследования адгезионной прочности полиамидных покрытий позволили определить влияния условий эксплуатации механизмов на долговечность покрытий.

Измерения адгезионной прочности показывают, что оптимальная температура предварительного нагрева детали зависит от вида полимера. На практике она зависит от металлоемкости покрываемого полимером изделия. Окончательно технология должна подбираться применительно для каждой конкретной детали, но с обязательным условием нанесения полимера при оптимальной температуре.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Современные композиционные материалы. Под ред. Л. Браутмана и Р. Крока. Перевод с англ. М.: Мир, 1970, 672 с.
2. Стукач А.В., Соловьев А.А. Прочность и адгезия наполненных порошками и фуллереном C60 полиамидов. СПб.: Изд.-полгир. ассоциация высш. учеб. заведений, 2020, 218 с.
3. Петров В.А. и др. Физические основы прогнозирования долговечности конструкционных материалов. СПб.: Политехника, 1993, 475 с.
4. Журков С.Н., Нарзулаев Б.Н. Временная зависимость прочности твердых тел // Журнал технической физики, т. 23, 1953, с. 1677 — 1688.
5. Айнбиндер С.Б., Либерман Л.М. Полимерные пары, обладающие низким коэффициентом трения // Механика полимеров, № 5, 1973, с. 933 — 935.
6. Сагалаев Г.В., Симонов-Емельянов И.Д. Оценка свойств межфазного слоя в наполненных системах // Пластические массы, № 3, 1989, с. 48 — 51.
7. Серпученко Е.А., Натансон Э.М. Поляризация пористого катода при образовании металлополимеров по электрофлотационному методу // Укр. хим. журн., т. 7, № 6, 1971, с. 499 — 500.
8. Дорожкин Н.Н. Упрочнение и восстановление деталей машин металлическими порошками. Минск: Наука и техника, 1975, 152 с.
9. Тростянская Е.Б. и др. Нанесение покрытий из фторопласта-4 с предварительной электризацией и поляризацией полимера в электрическом поле высокого напряжения // Лакокрас. материалы и их применение, № 4, 1971, с. 47 — 49.

REFERENCES

1. *Sovremennye kompozitsionnye materialy* [Modern composite materials]. Ed. L. Brautman and R. Kroka trans. from English M.: Mir, 1970, 672 p.
2. Stukach A.V. Solovyev A.A. *Prochnost' i adgeziya napolnennykh poroshkami i fullerenom S60 poliamidov* [Strength and adhesion of polyamides filled with powders and fullerene C60]. SPb.: Izd.-polgir. assotsiatsiya vyssh. ucheb. zavedeniy, 2020, 218 p.
3. Petrov V.A. et al. *Fizicheskie osnovy prognozirovaniya dolgovechnosti konstruktsionnykh materialov* [The physical basis of forecasting the durability of structural materials], SPb.: Politekhnikay, 1993, 475 p.
4. Zhurkov S.N., Narzulaev B.N. *Vremennaya zavisimost prochnosti tverdykh tel* [Time dependence of the strength of solids]. ZhTF, vol. 23, pp. 1677 — 1688.
5. Aynbinder S.B., Liberman L.V. *Polimernye pary, obladayushchie nizkim koeffitsientom treniya* [Polymer pairs with a low coefficient of friction]. Mekhanika polimerov, No. 5, 1973, pp. 933 — 935.
6. Sagalaev G.V., Simonov-Emelyanov I.D. *Otsenka svoystv mezhfaznogo sloya v napolnennykh sistemakh* [Evaluation of the properties of the interfacial layer in filled systems]. Plasticheskie massy, No. 3, 1989, pp. 48 — 51.
7. Serpuchenko E.A. Natanson E.M. *Polyarizatsiya poristogo katoda pri obrazovanii metallopolymerov po elektroflotatsionnomu metodu* [Polarization of the porous cathode during the formation of metal polymers by the electroflotation method]. Ukr. khim. Zhurn, vol. 7, No. 6, 1971, pp. 499 — 500.
8. Dorozhkin N.N. *Uprochnenie i vosstanovlenie detaley mashin metallichesкими poroshkami* [Hardening and restoration of machine parts with metal powders]. Minsk: Nauka i tekhnika, 1975, 152 p.
9. Trostyanskaya E.B. et al. *Nanesenie pokrytiy iz fluoroplasta-4 s predvaritelnoy elektrizatsiey i polyarizatsiey polimera v elektricheskom pole vysokogo napryazheniya* [Application of coatings made of fluoroplast-4 with preliminary electrification and polarization of the polymer in a high voltage electric field]. Lakokras. materialy i ikh primeneniye, No. 4, 1971, pp. 47 — 49.

УДК 621.41.01

МЕТОД РАСЧЕТА ДАВЛЕНИЯ В ЦИКЛЕ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА ПО УПРОЩЕННОЙ АДИАБАТНОЙ МЕТОДИКЕ

С.П. Столяров, канд. техн. наук, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (СПбГМТУ), Санкт-Петербург, e-mail: stsp56@yandex.ru

А.С. Столяров, СПбГМТУ, Санкт-Петербург, email: tkr14@yandex.ru

Йе Маунг, СПбГМТУ, Санкт-Петербург, email: ie.maung@yandex.ru

В статье приведены соотношения для расчета параметров термодинамического цикла двигателя с внешним подводом теплоты по циклу Стирлинга в предположении, что теплообменом в рабочих цилиндрах допустимо пренебречь. Разработанная методика позволяет рассчитать величину давления в цикле с точностью, достаточной для инженерных расчетов: среднее квадратичное отклонение от эталонного расчета составило 0,19 % величины среднего давления цикла, ошибка определения цикловой мощности составила 0,6 %. Методика предназначена для применения в инженерной деятельности, в частности для расчета термодинамического цикла Стирлинга и разработки на ее основе других инженерных методик, направленных на обеспечение процесса проектирования двигателей Стирлинга.

Ключевые слова: *двигатель Стирлинга, двигатель с внешним подводом теплоты, изотермический цилиндр, адиабатный цилиндр, расчетная методика, термодинамический процесс, рабочий процесс, индикаторные параметры, индикаторная диаграмма*

NEW ANALYTICAL METHOD FOR STIRLING ENGINE THERMODYNAMIC CYCLE CALCULATION USING SIMPLIFIED ADIABATIC MODEL

S.P. Stolyarov, PhD, Saint Petersburg State Marine Technical University (SMTU), St. Petersburg, e-mail: stsp56@yandex.ru

A.S. Stolyarov, SMTU, St. Petersburg, email: tkr14@yandex.ru

Ye Maung, SMTU, St. Petersburg, email: ie.maung@yandex.ru

The article discusses correspondences for calculating the parameters of the thermodynamic cycle of the Stirling engine. Heat transfer in the working cylinders has not been taken into account in accordance with the accepted hypothesis. The developed method makes it possible to calculate the pressure value in the cycle with an accuracy sufficient for engineering calculations. Comparison with the reference calculation showed an error in determining the pressure in the cycle by a standard deviation of 0,19 % of the average pressure of the cycle. The error in determining the indicator power was 0,6 %. The method is intended for calculations of the thermodynamic Stirling cycle for engineering purposes. In the development of various systems of Stirling engines, for example.

Keywords: *Stirling engine, external combustion heat engine, thermodynamic process, isothermal cylinder, adiabatic model in a Stirling engine, thermodynamic cycle, Stirling engine efficiencies, Stirling engine performance parameters, indicator diagram*

Актуальность совершенствования методов расчета рабочих процессов в двигателях Стирлинга (ДС) предопределяется долговременным интересом к этим двигателям, в разное время обусловленным разными преимуществами ДС, в настоящее время, в основном, перспективами применения в экологических проектах и в специальных энергетических установках, в том числе на подводных лодках Швеции, Японии, Сингапура и Китая. Проблема теоретического обоснования ДС усугубляется их малосерийным производством и отсутствием накопленного опыта эксплуатации, многообразием применяемых конструктивных решений, которое показывает, что ДС еще не получили оптимального конструктивного облика.

Со времени появления первой методики расчета рабочего цикла ДС (Шмидт, 1861 г.) [1], произошли кардинальные изменения в базовых науках, расчетных алгоритмах и конструкции основных элементов ДС. По мере развития научных методов и конструктивных решений усложнялись цели и задачи расчетных методик. В качестве уточнений были введены учет гидравлических сопротивлений в теплообменных аппаратах и связующих каналах внутреннего контура, температурные напоры в процессах подвода и отвода теплоты, циклические процессы накопления энергии в насадке регенератора, полная или частичная адиабатизация рабочих объемов, тепловые перетечки по элементам конструкции, утечки рабочего тела через поршневые и штоковые уплотнения. Учетом уточнений были созданы методики, получившие название методик II-го уровня, наиболее известная из таких методик была разработана W.R. Martini [2].

Следствием введенных усложнений, а также особенностью замкнутого термодинамического цикла, требующего согласования параметров в начальной и конечной точках, стала ситуация, в которой расчет рабочего процесса с высокой степенью адекватности можно было выполнить только с применением методов численного моделирования теплофизических процессов. Первые значительные работы в этом направлении были опубликованы Т. Финкельштейном в 1960-х гг. [3,4], несколько позже проблеме моделирования цикла ДС были посвящены многочисленные исследования разных авторов [5, 6, 7]. Однако сложные математические модели не решили проблему создания инженерной методики, предназначенной для выполнения расчетов при проектировании ДС. В результате, до настоящего времени упрощенные методики на базе изотермического алгоритма Г. Шмидта находят применение в проектных и исследовательских работах [8].

Проблема синтеза расчетной методики инженерного уровня состоит в расчленении алгоритмов пошагового моделирования процессов на совокупность расчетных алгоритмов для отдельных физических процессов, для которых становится возможным обоснование интегральных соотношений, увязывающих параметры термодинамического цикла с теплофизическими процессами, определяющими необратимые потери и снижающие эффективность цикла ДС.

Основу расчетной методики инженерного уровня составляет методика расчета основных индикаторных параметров: давления и температуры в рабочих полостях внутреннего контура ДС. Причем в соответствии с принципами организации рабочего процесса, точность расчета определяется детализацией распределения температуры рабочего тела по элементам объема внутреннего контура. По результатам анализа параметров циклов ДС различных типов, выполненных, в том числе, с применением программного комплекса BS Stirling, на точность расчета индикаторных параметров существенное влияние оказывает изменение температуры в горячем и холодном цилиндрах. Основные физические явления в рабочих цилиндрах ДС: сжатие или расширение, впуск или выпуск рабочего тела, подвод или отвод теплоты в цилиндр и поршни, утечки или возвратное перетекание рабочего тела через поршневые и штоковые уплотнения, диссипация энергии конвективного и механического трения. Действие каждого из этих факторов обусловлено конкретными конструктивными решениями, для проектного согласования которых требуются инженерные методики. На практике эти методики должны соответствовать структуре инженерной документации, например, содержанию технического или рабочего проектов, то есть представлять собой автономный алгоритм с исходными данными, расчетной схемой, методикой и результатами. Базой для методик проектирования сборочных единиц и деталей внутреннего контура является расчет термодинамического цикла, то есть индикаторных параметров ДС. Таким образом, методику инженерного расчета термодинамического цикла ДС целесообразно обособить от сопутствующих физических явлений, и выстроить с принятием соответствующих допущений.

Методики, в которых процессы в рабочих полостях принимаются адиабатными, разрабатываются с 1960-х гг. [3, 9]. Особенностью этих алгоритмов является наличие логических операций, не позволяющих синтезировать аналитическую зависимость для описания индикаторных параметров [10]. Несмотря на многократное обращение разных авторов к адиабатным методикам, практически не исследованным остается вопрос о критериях допустимости данного допущения. Только Г. Уокер указывает, что при частоте циклов более 1000 мин^{-1} процессы в полостях «носят скорее адиабатный, чем изотермический, характер» [3].

Математическое ядро методики построено на базовых понятиях, подобных методике Г. Шмидта.

Для ДВПТ с замкнутым рабочим контуром и газообразным рабочим телом основным уравнением математической модели цикла является уравнение баланса масс рабочего тела в элементах внутреннего контура (ВК), выраженных через уравнение состояния [3]

$$M = \sum M_i = \sum \frac{P_i \cdot V_i}{R \cdot T_i} = \text{const}, \quad (1)$$

где давление P_i и температура T_i распределены по объемам V_i в соответствии с принципами организации математической модели.

ВК ДС включает объемы горячей $V_r(\alpha)$ и холодной $V_x(\alpha)$ полостей, изменяемые в соответствии с кинематической схемой механизма, объемы нагревателя V_n , регенератора V_p , охладителя V_o , а также «мертвые объемы» в горячей V_{mg} и холодной V_{mx} зонах. В части мертвых объемов, примыкающих к теплообменным аппаратам ВК V_{mgci} V_{mxci} , процессы принимаются изотермическими с температурой такой же, как в смежном элементе. Части мертвых объемов в рабочих цилиндрах и примыкающих к ним патрубках и коллекторах V_{mga} и V_{mxa} , принимаются адиабатическими с температурой, такой же, как в смежных полостях.

В инженерных методиках с пошаговым алгоритмом расчетов, как правило, газодинамический расчет производится на базе термодинамического. При этом расчет цикла производится в предположении, что

гидравлическими сопротивлениями при перетекании рабочего тела между элементами ВК можно пренебречь и принять давление величиной сосредоточенной, зависящей от фазы рабочего процесса α $P_i = P(\alpha)$.

В простейших изотермических методиках температура рабочего тела в каждом из элементов принимается величиной постоянной, не зависящей от фазы рабочего процесса.

Температура рабочего тела в нагревателе назначается

$$T_n = T_{wn} - \Delta T_n, \quad (2)$$

с учетом средней температуры теплообменной поверхности T_{wn} и среднего за цикл температурного напора ΔT_n . Соответственно назначается температура рабочего тела в охладителе

$$T_o = T_{wo} + \Delta T_o. \quad (3)$$

Осреднение температуры рабочего тела в регенераторе производится по условию эквивалентной массы рабочего тела

$$T_p = \frac{T_n - T_o}{\ln(T_n/T_o)}. \quad (4)$$

В адиабатных методиках пренебрегают теплообменом в рабочих полостях, при этом температура в полостях определяется уравнением адиабаты для горячей полости

$$T_r = T_{ro} \cdot (P/P_{\max})^{(k-1)/k}, \quad (5)$$

для холодной полости

$$T_x = T_{xo}. \quad (6)$$

Температура в базовых экстремальных точках назначается с учетом адиабатного дифферента

$$T_{ro} = T_n + \Delta T_r; \quad (7)$$

$$T_{xo} = T_o + \Delta T_x. \quad (8)$$

Величины адиабатного дифферента определяются величинами фазовых сдвигов экстремумов горячего и холодного объемов, а также амплитудой циклического изменения давления.

С учетом принятых обозначений уравнение (1) может быть преобразовано к виду

$$\frac{R}{P(\alpha)} \cdot M = \sum T_i = \frac{V_r(\alpha) + V_{mra}}{T_r} + \frac{V_{mrc} + V_n}{T_n} + \frac{V_p}{T_p} + \frac{V_{mxc} + V_o}{T_o} + \frac{V_{mxa} + V_x(\alpha)}{T_x}. \quad (9)$$

Обозначим фактор изотермических объемов

$$W = \frac{V_{mrc} + V_n}{T_n} + \frac{V_p}{T_p} + \frac{V_{mxc} + V_o}{T_o}. \quad (10)$$

Теперь с учетом подстановки выражений (5) и (6) основное уравнение математической модели приобретает вид

$$\frac{R}{P(\alpha)} \cdot M = \frac{V_r(\alpha) + V_{mra}}{T_{ro}} \cdot (P(\alpha)/P_{\max})^{-(k-1)/k} + W + \frac{V_{mxa} + V_x(\alpha)}{T_{xo}}. \quad (11)$$

Для применения в составе расчетной методики уравнение (11) целесообразно преобразовать в вид, обеспечивающий прямое вычисление величины $P(\alpha)$. Умножив на $P(\alpha)/P_{\max}$, получим

$$\frac{R}{P_{\max}} \cdot M = W \cdot \frac{P(\alpha)}{P_{\max}} + (P(\alpha)/P_{\max})^{1/k}. \quad (12)$$

Обозначим комплекс параметров, зависящий от фазы рабочего процесса

$$U(\alpha) = \frac{V_r(\alpha) + V_{\text{мга}}}{T_{\text{го}}} + \frac{V_{\text{мха}} + V_x(\alpha)}{T_{\text{хо}}}. \quad (13)$$

Для линейризации уравнения (12) применим приближение степенной функции с уточняющим параметром m

$$(P(\alpha)/P_{\text{max}})^{1/k} = (1 - (1 - P(\alpha)/P_{\text{max}}))^{1/k} \cdot 1 - (1/k + m)(1 - P(\alpha)/P_{\text{max}}). \quad (14)$$

Величина параметра m определена так, чтобы ошибка приближения в центральной части расчетного диапазона превышала результат, а на левой границе диапазона — занижала, см. рис. 1.

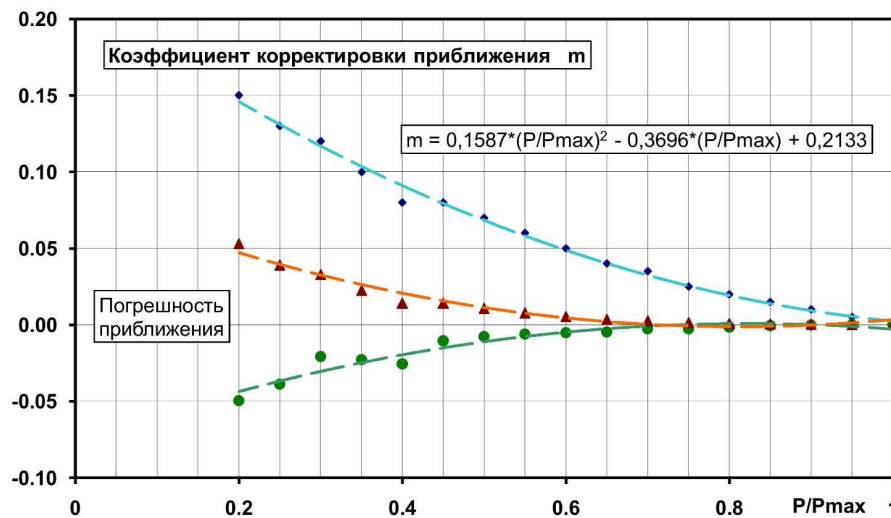


Рис. 1 Величина коэффициента корректировки приближения m и точность приближения на расчетном интервале

Для циклов ДС с развитыми теплообменными аппаратами и умеренной удельной мощностью рабочего объема при $1 > P_{\text{min}}/P_{\text{max}} > 0,6$ с ошибкой приближения менее 0,6 %

$$m = 0,1251 \cdot (P_{\text{min}}/P_{\text{max}})^2 - 0,3162 \cdot (P_{\text{min}}/P_{\text{max}}) + 0,1928. \quad (15-1)$$

Для циклов с высокой удельной мощностью рабочего объема при $1 > P_{\text{min}}/P_{\text{max}} > 0,25$ с ошибкой приближения менее 3,7 %

$$m = 0,1587 \cdot (P_{\text{min}}/P_{\text{max}})^2 - 0,3696 \cdot (P_{\text{min}}/P_{\text{max}}) + 0,2133. \quad (15-2)$$

В результате линейризации уравнение (12) приобретает вид

$$\begin{aligned} \frac{R}{P(\alpha)} \cdot M = W \frac{P(\alpha)}{P_{\text{max}}} + (1 - 1/k - m)U(\alpha) + (1/k + m) \frac{P(\alpha)}{P_{\text{max}}} U(\alpha) = \\ = (1 - 1/k - m)U(\alpha) + \frac{P(\alpha)}{P_{\text{max}}} \cdot [W + (1/k + m)U(\alpha)]. \end{aligned} \quad (16)$$

Последнее уравнение позволяет выразить искомую величину

$$\frac{P(\alpha)}{P_{\text{max}}} = \frac{(R/P_{\text{max}}) \cdot M - (1 - 1/k - m) \cdot U(\alpha)}{W + (1/k + m) \cdot U(\alpha)}. \quad (17)$$

Для того, чтобы привести уравнение в вид, удобный для применения в составе инженерных методик, введем обозначения $U(\alpha)_{\max} = U_a$, $U(\alpha)_{\min} = U_i$ и составим выражения для максимального и минимального давления цикла, добавив условия достижения экстремальных значений величины давления:

$$(P(\alpha)/P_{\max})_{\max} = \frac{(R/P_{\max}) \cdot M - (1 - 1/k - m) \cdot U_i}{W + (1/k + m) \cdot U_i} = 1. \quad (18)$$

Из этого уравнения выразим

$$\frac{R}{P_{\max}} \cdot M = W + U_i. \quad (19)$$

Из условия

$$(P(\alpha)/P_{\max})_{\min} = \frac{(R/P_{\max}) \cdot M - (1 - 1/k - m) \cdot U(\alpha)}{W + (1/k + m) \cdot U(\alpha)} = P_{\min}/P_{\max} \quad (20)$$

получим

$$P_{\min}/P_{\max} = 1 - \frac{U(\alpha) - U_i}{W + (1/k + m) \cdot U(\alpha)}. \quad (21)$$

В результате выражение для вычисления давления может быть представлено в виде

$$\frac{P(\alpha)}{P_{\max}} = \frac{W + U_i - (1 - 1/k - m) \cdot U(\alpha)}{W + (1/k + m) \cdot U(\alpha)} = 1 + \frac{U_i - U(\alpha)}{W + (1/k + m) \cdot U(\alpha)} = 1 - k/(1 + k \cdot m) + k/(1 + k \cdot m) \cdot \frac{W + (1/k + m) \cdot U_i}{W + (1/k + m) \cdot U(\alpha)} \quad (22)$$

Оценка адекватности разработанного метода выполнена путем сравнения с другими известными доступными методикам.

В качестве эталонной выбрана методика, реализованная в программном комплексе BS Stirling. По результатам исследований с использованием экспериментальных данных и опубликованных сведений о более 60 ДС ошибки комплекса BS-Stirling с доверительной вероятностью 0,95 составили не более 5 для величины мощности и не более 10 % для величины индикаторного КПД [11].

Сопоставительные расчеты выполнялись для ДС с ромбическим механизмом цилиндрической мощностью 8 кВт по следующим методикам:

- изотермической, объемы описываются гармоническими функциями 1 порядка;
 - изотермической, объемы по точным формулам для ромбического механизма;
 - изотермической, объемы описываются гармоническими функциями 1 порядка, с настройкой амплитуды давления по параметрам цикла;
 - адиабатной, объемы по точным формулам для ромбического механизма;
 - адиабатной, объемы по точным формулам для ромбического механизма, с уточнением температуры в полостях;
 - моделированием процессов, программный комплекс BS-Stirling 4.2.
- Результаты расчетов иллюстрируются табл. 1 и рис. 2 и рис. 3.

Таблица 1

Точность различных вариантов методики расчета цикла двигателя Стирлинга

№ п/п	Вариант методики	Работа цикла, Дж	Погрешность, %
1	Адиабатная, ромбический механизм	407,5	−0,6
2	Адиабатная, ромбический механизм, с уточнением температуры в полостях	409,4	−1,1
3	Моделирование, программа BS-Stirling 4.2	405,0	0
4	Изотермическая, ромбический механизм	368,4	9,0
5	Изотермическая, объемы — гармоники 1 порядка	276,8	31,6
6	Изотермическая, объемы — гармоники 1 порядка, настройка по параметрам цикла	326,3	19,4

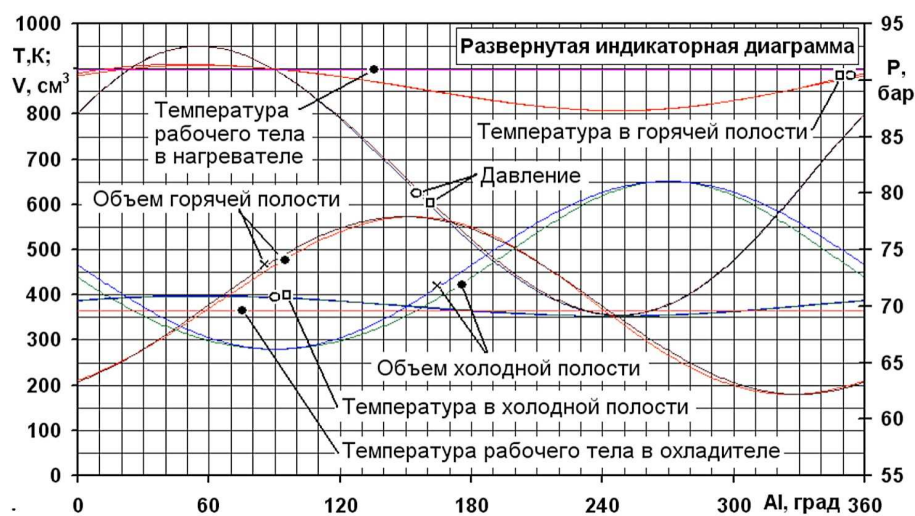


Рис. 2 Развернутая индикаторная диаграмма
Давление и температура в горячей и холодной полостях:
○ — точное решение; □ — адиабатная модель;
объем рабочей полости:
● — точное решение; × — гармоники 1 порядка

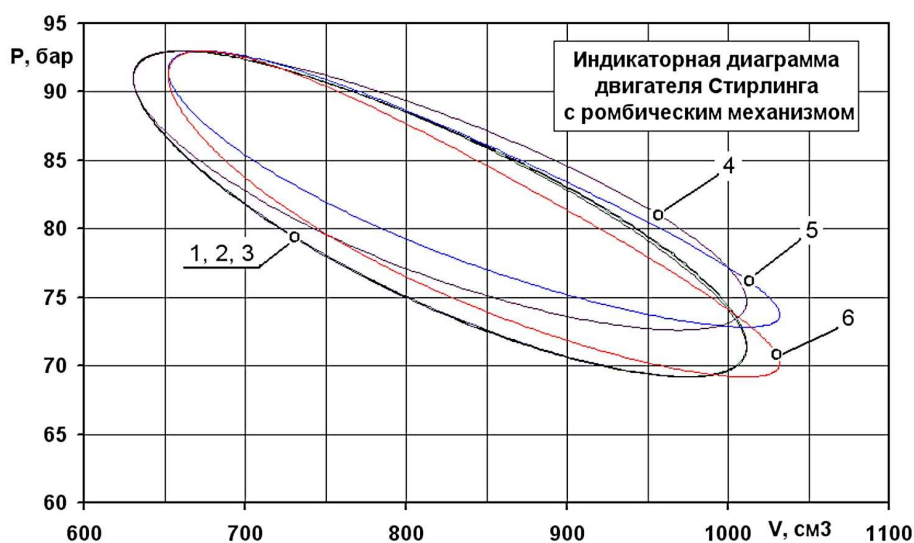


Рис. 3 Индикаторная диаграмма:
1, 2, 3 — разработанная адиабатная методика, адиабатная методика с уточнением температуры в рабочих полостях, моделирование по программе BS-Stirling 4.2; 4 — изотермическая методика;
5 — изотермическая методика, рабочие объемы — гармоники 1 порядка;
6 — изотермическая методика, рабочие объемы — гармоники 1 порядка, настройка по параметрам цикла

Разработанная методика позволяет определить величину давления в цикле с точностью, достаточной для инженерной методики: среднее квадратичное отклонение от эталонного расчета составило 0,19 % величины среднего давления цикла. На рис. 2 и рис. 3 линии расчетов по адиабатным методикам и эталонного расчета практически слились в одну линию. Ошибка определения цикловой мощности по разработанной методике составила 0,6 %, что явно меньше вероятной ошибки расчетного определения мощности ДС по известной методике любого уровня сложности.

Основными настроечными параметрами в адиабатной модели являются адиабатные дифференцы ΔT_r и ΔT_x , которые корректируют уровень температуры в горячей и холодной полостях (в соответствии с принципами организации рабочего процесса температуру процессов подвода и отвода теплоты), и таким образом оказывают влияние на КПД цикла.

При расчете температуры в рабочих полостях в адиабатной методике пренебрегают не только теплообменом, но и явлением смещения рабочего тела с порциями, циклически поступающими из смежных теплообменных аппаратов. Эти упрощения не оказали существенного негативного влияния на температуру в полостях, отличия между адиабатной и эталонной методиками составили не более 10 К, см. рис. 2.

Значительное влияние на точность расчета давления и цикловой работы оказала точность описания объемов горячей и холодной полостей. Упрощенное описание объемов с применением одночленной гармонической формулы для ромбического механизма дает ошибку цикловой работы более 15 %.

Сопоставляя результаты расчетов по различным методикам, следует отметить большую работу цикла при расчетах по адиабатным методикам. Это следствие увеличенной амплитуды давления во ВК, которая в процессах циклического адиабатического сжатия и расширения больше, чем для изотермического.

Область целесообразного применения разработанного метода ограничивается минимальным количеством исходных и определяемых параметров.

В методике не рассматриваются процессы в теплообменных аппаратах, не учитываются гидравлические сопротивления в элементах ВК, эффективность регенерации, инерционные эффекты, нестационарность и неравномерность распределения температурных полей и тепловых потоков и другие явления, оказывающее влияние на эффективные показатели ДС.

Основным определяемым параметром в методике является величина давления. В качестве уточняющего средства введено уточнение температуры в рабочих полостях. Это позволило получить достоверный вид индикаторной диаграммы и определить цикловую мощность.

Разработанный алгоритм предназначен для создания инженерной методики расчета термодинамического цикла ДС, обеспечивающей в дальнейшем разработку набора инженерных методик для различных стадий проектирования ДС. В частности, непосредственно на базе расчета термодинамического цикла могут быть созданы методики для расчета сил, действующих в механизме ДС, для гидравлического расчета ВК, для расчета теплообмена в нагревателе, регенераторе и охладителе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Finkelstein T., Organ A.J. Air Engines. The History, Science and Reality of the Perfect Engine. New York: ASME Press, 2001, 261 p.
2. Martini W.R. Stirling Engine Design Manual. Cleveland, Ohio: NASA Lewis Research Center, 1978, 359 p.
3. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. М.: Машиностроение, 1985, 408 с.
4. Финкельштейн Т. Термодинамический анализ машин Стирлинга // Двигатели Стирлинга. Сборник статей. Под ред. В.М. Бродянского. М.: Мир, 1975, с. 205 — 223.
5. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга. М.: Мир, 1986, 464 с.
6. Schock A. Stirling Engine Nodal Analysis Program // J. Energy, Vol. 2, No. 6, 1978, pp. 354 — 362.
7. Berchowitz D.M., Urieli I., Rallis C.J. A Numerical Model for Stirling Cycle Mashines // Trans. ASME Jounal of Engineering Power, Vol. 102, No. 4, 1980, pp. 756 — 761.
8. Белозерцев В.Н. и др. Методы расчета и экспериментальные исследования тепловых машин Стирлинга [Текст]: учеб. пособие для вузов Самара: Изд. СГАУ, 2015. 76 с.
9. Martini W.R. Validation of Published Stirling Engine Design Methods Using Engine Characteristics from the Literature // Proc. 15th IECEC, 1980, pp. 2245 — 2250.
10. Urieli I., Kushnir M. The Ideal Adiabatic Cycle — A Rational Basis for Stirling Engine Analysis // Proc. 17th IECEC, 1982, Vol. 4, pp. 1662 — 1668.
11. Столяров С.П. Столяров А.С. Опыт выполнения расчетно-экспериментальных исследований машин Стирлинга с использованием программного комплекса «BS-STIRLING» // Актуальные проблемы морской энергетики: Материалы четвертой Всероссийской межотраслевой научно-технической конференции. СПб.: Изд-во СПбГМУ, 2015, с. 40 — 43.

REFERENCES

1. Finkelstein T., Organ A.J. Air Engines. The History, Science and Reality of the Perfect Engine. New York: ASME Press, 2001, 261 p.
2. Martini W.R. Stirling Engine Design Manual. Cleveland, Ohio: NASA Lewis Research Center, 1978, 359 p.
3. Uoker G. *Dvigateli Stirlinga* [Stirling engines]. M.: Mashinostroenie, 1985, 408 p.
4. Finkelshteyn T. *Termodinamicheskiy analiz mashin Stirlinga* [Stirling engine thermodynamic analysis]. Stirling engines. Digest of articles ed. by V.M. Brodyanskiy. M.: Mir, 1975, pp. 205 — 223.
5. Rider G., Khuper Ch. *Dvigateli Stirlinga* [Stirling engines]. M.: Mir, 1986, 464 p.
6. Schock A. Stirling Engine Nodal Analysis Program // J. Energy, Vol. 2, No. 6, 1978, pp. 354 — 362.
7. Berchowitz D.M., Urieli I., Rallis C.J. A Numerical Model for Stirling Cycle Mashines // Trans. ASMEJornualofEngineeringPower, Vol. 102, No. 4, 1980, pp. 756 — 761.
8. Belozertsev V.N. et al. *Metody rascheta I eksperimentalnye issledovaniya teplovykh mashin Stirlinga* [Calculation methods and experimental studies of Stirling heat engines: ucheb. posobie dlya vuzov]. Samara: Izd. SGAU, 2015, 76 p.
9. Martini W.R. Validation of Published Stirling Engine Design Methods Using Engine Characteristics from the Literature // Proc. 15th IECEC, 1980, pp. 2245 — 2250.
10. Urieli I., Kushnir M. The Ideal Adiabatic Cycle — A Rational Basis for Stirling Engine Analysis // Proc. 17th IECEC, 1982, Vol. 4, pp. 1662 — 1668.
11. Stolyarov S.P., Stolyarov A.S. *Opyt vypolneniya raschetno-eksperimentalnykh issledovaniy mashin Stirlinga s ispolzovaniem programmogo kompleksa "BS-STIRLING"* [Experience in performing computational and experimental studies of Stirling machines using a "BS-STIRLING" software package]. Actual problems of marine energy: Proceedings of the fourth All-Russian inter-industrial scientific and technical conference. SPb.: SMTU, 2015, pp. 40 — 43.

УДК: 62-752

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ БЕСКОНТАКТНОГО ВИБРОМОНИТОРИНГА РАБОЧИХ ЛОПАТОК ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

А.А. Равин, д-р техн. наук, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (СПбГМТУ), Санкт-Петербург, ravinlki@mail.ru

М.А. Максимова, канд. техн. наук, доцент, СПбГМТУ, Санкт-Петербург, maximovama@yandex.ru

А.С. Егоров, СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Elizabeth_Dewitt-Bioshock@mail.ru

Одним из наиболее напряженных и ответственных элементов морских газотурбинных двигателей являются рабочие лопатки осевых компрессоров. Их обрывы являются причиной тяжелых аварийных повреждений. Действенным средством снижения вероятности таких аварий является мониторинг основного фактора, способствующего накоплению усталостных повреждений лопаток — амплитуды их колебаний. В статье представлены результаты имитационного моделирования бесконтактного измерения дискретно-фазовым методом (ДФМ) амплитуды изгибных колебаний компрессорных лопаток. Целью моделирования явилась оценка влияния на точность измерения частоты вращения ротора, асимметрии колебаний лопаток и кратности частоты колебаний лопаток и частоты вращения ротора. Показано, что ДФМ в целом позволяет получить достаточно достоверные оценки амплитуды колебаний лопаток, за исключением ряда режимов, при которых кратность колебаний может приводить к значительным методическим погрешностям.

Ключевые слова: осевой компрессор, рабочие лопатки, амплитуда колебаний, имитационное моделирование

SIMULATION MODELING OF NON-CONTACT VIBRATION MONITORING OF AXIAL COMPRESSOR BLADES

A.A. Ravin, DSc, St. Petersburg State Maritime Technical University (SMTU), St. Petersburg, e-mail: ravinlki@mail.ru

M.A. Maksimova, PhD, associate professor, SMTU, St. Petersburg, e-mail: maximovama@yandex.ru

A.S. Egorov, SMTU, St. Petersburg, e-mail: Elizabeth_Dewitt-Bioshock@mail.ru

One of the most stressful and responsible elements of marine gas turbine engines are the working blades of axial compressors. Their breaks are the cause of severe emergency damage. An effective means of reducing the likelihood of such accidents is monitoring the main factor contributing to the accumulation of fatigue damage to the blades — the amplitude of their oscillations. The article presents the results of simulation modeling of contactless measurement of the amplitude of bending vibrations of compressor blades by discrete-phase method. It has been shown that the discrete-phase method makes it possible to obtain sufficiently reliable estimates of the amplitude of the blade oscillations, at which when multiplied they can lead to significant methodological errors.

Keywords: axial compressor, working blades, oscillation amplitude, simulation modeling

ВВЕДЕНИЕ

К числу наиболее напряженных элементов корабельного газотурбинного двигателя относятся рабочие лопатки первых ступеней осевых компрессоров, находящиеся во время работы двигателя в сложном напряженном состоянии вследствие совместного воздействия статических напряжений, вызванных центробежными силами, и знакопеременных напряжений, обусловленных колебаниями лопаток. Длительное воздействие этих нагрузок вызывает накопление усталостных повреждений структуры материала, которые могут перерасти сначала в микро-, а затем и в макротрещины. Конечным итогом этих процессов могут быть обрывы лопаток и тяжелые аварии компрессора газотурбинного двигателя (ГТД) (см. рис. 1).

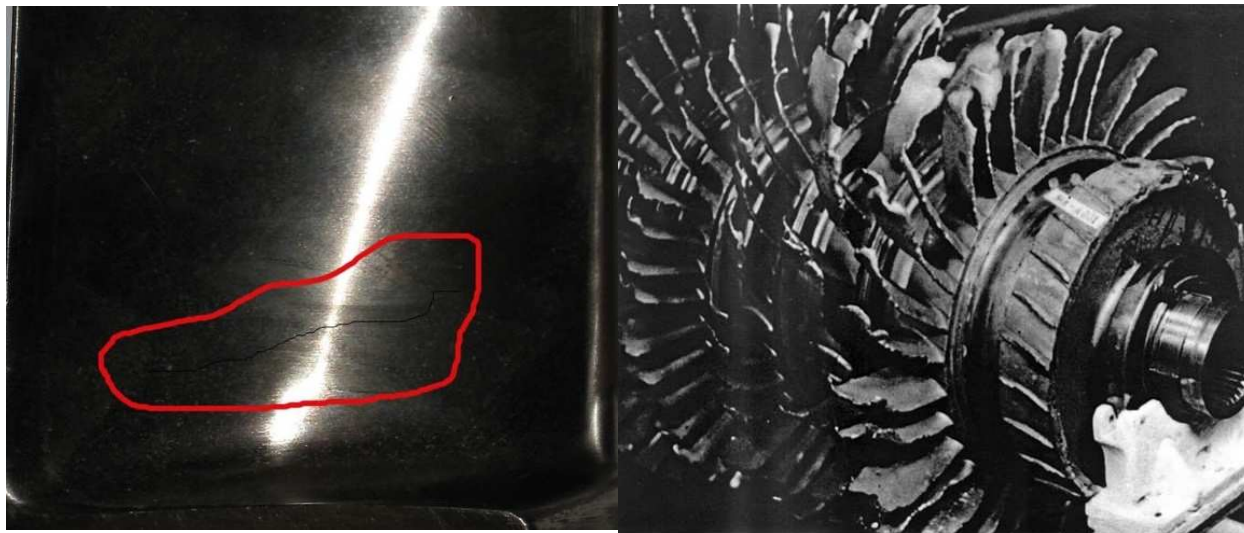


Рис. 1 Усталостная трещина на пере лопатки (слева) и последствия обрыва рабочей лопатки компрессора (справа)

Основным фактором, определяющим интенсивность накопления усталостных повреждений лопаток, является амплитуда их колебаний. Для обеспечения длительной и надежной работы ГТД необходима организация вибромониторинга лопаток во время стендовой отладки опытных образцов двигателей и испытаний серийных машин, а также во время их эксплуатации. Наиболее пригоден для этого бесконтактный дискретно-фазовый метод (ДФМ) [1]. Суть его заключается в том, что на корпусе машины устанавливают бесконтактные датчики (обычно индукционные), выдающие импульсные сигналы при прохождении мимо них вершин лопаток и специальных меток, закрепленных на роторе. Многократно измеряя временные интервалы между сигналами датчиков, оценивают амплитуду перемещений вершины лопатки по разнице наибольшего и наименьшего интервалов. Преимущества этого метода: минимальная конструктивная доработка машины и высокая надежность бесконтактных датчиков. Целью данного исследования явилась оценка влияния на точность измерений таких факторов, как частота вращения ротора, асимметрия колебаний лопаток и кратность частоты вращения ротора и частоты колебаний лопаток.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

В качестве инструмента исследования была применена компьютерная программа, моделирующая бесконтактные измерения и обработку результатов в соответствии с алгоритмом ДФМ. Алгоритм модели включал следующие процедуры:

- ввод конструктивных параметров (радиальное расстояние от оси вращения до вершины лопатки — R , мм; угловое смещение метки на роторе относительно лопатки — α , градусов; частота вращения ротора — n , об/мин.);
- вычисление окружной скорости вершины лопатки — V , мм/с;

- анализ амплитудно-частотной характеристики лопатки и определение фактической амплитуды колебаний вершины лопатки — A , мм;
- выбор времени измерения и вычисление количества замеров;
- определение начальной фазы колебаний (заданием определенного значения или генерацией случайной фазы);
- запуск модели и накопление массива измеренных интервалов;
- ранжирование массива и выделение крайних интервалов — $T_{\min}$ и $T_{\max}$;
- вычисление измеренной амплитуды колебаний $A_{\text{изм.}} = (T_{\max} - T_{\min})V^{10^{-6}}$, мм
- вычисление относительной погрешности — δ , %.

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

На первом этапе испытаний анализировалось влияние частоты вращения ротора на относительную погрешность измерения амплитуды колебаний лопатки. Полученные результаты свидетельствуют о том, что при изменении частоты вращения от 4000 об/мин до 8000 об/мин относительная погрешность измерений увеличивается с 1,4 % до 2,9 %. Это объясняется тем, что относительная погрешность пропорциональна отношению абсолютной погрешности измерения разности временных интервалов к истинному значению этой разности.

Временные интервалы измеряются путем подсчета количества тактовых импульсов между сигналами бесконтактных датчиков. Поэтому абсолютная погрешность определяется частотой тактового генератора (в нашем случае — 10 МГц) и от частоты вращения не зависит. Истинное же значение разности временных интервалов, с увеличением частоты вращения уменьшается, что и приводит к увеличению относительной погрешности.

На втором этапе испытаний анализировалось влияние асимметрии колебаний лопатки на относительную погрешность ДФМ. Асимметрия колебаний приводит к тому, что все измеренные интервалы, и в том числе крайние, изменяются на одну и ту же величину. Метод использует не абсолютные значения интервалов, а их разность, которая от асимметрии не зависит. Поэтому асимметрия колебаний лопаток на точность измерения их амплитуды не влияет.

На третьем этапе испытаний анализировалось влияние кратностей частот на точность ДФМ. Кратность, равная единице, соответствует точному совпадению частоты колебаний и частоты вращения. При такой кратности вершина лопатки при каждом обороте ротора будет проходить мимо датчика, находясь в одном и том же положении (т.е. в одной и той же фазе). При этом все измеренные интервалы будут иметь одно и то же значение, и разность крайних значений окажется равной 0. Нулевой окажется и измеренная амплитуда, а относительная погрешность будет равна — 100 %. Такая же картина будет наблюдаться и при любой другой целой кратности.

При дробных кратностях картина более сложная. Кратность $K = 1/2$ означает, что на одном периоде колебаний лопатки мы получим 2 измерения ее положения, а на последующих оборотах ротора картина будет повторяться. Результат измерения в этом случае будет зависеть от того, в какой фазе колебаний находится лопатка в момент первого прохождения мимо датчика. Если в моменты прохождения вершины лопатки мимо датчика она находится в крайних положениях, то вычисленная амплитуда колебаний будет в точности соответствовать истинному значению. Если в моменты измерений вершина лопатки находится в среднем положении, то и результаты измерений покажут отсутствие отклонений вершины лопатки от среднего положения. В этом случае измеренная амплитуда оказывается равной 0, а относительная погрешность измерений $\delta = -100$ %. Во всех остальных случаях относительная погрешность находится в диапазоне от 0 до — 100 %.

Из сказанного следует, что кратность колебаний может существенно влиять на точность ДФМ. Для оценки диапазона этого влияния было выполнено 3 серии испытаний в окрестности кратности $K = 2/3$. Результаты приведены на рис. 2, 3 и 4.

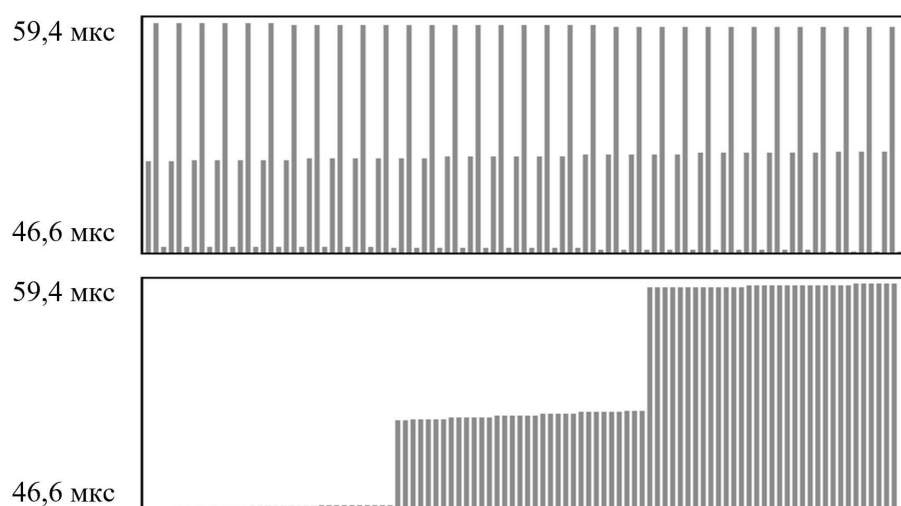


Рис. 2 Измеренные (вверху) и ранжированные (внизу) временные интервалы при кратности $K=2/3$.
Относительная погрешность $\delta = -14\%$ при СКО $= 3,1\%$

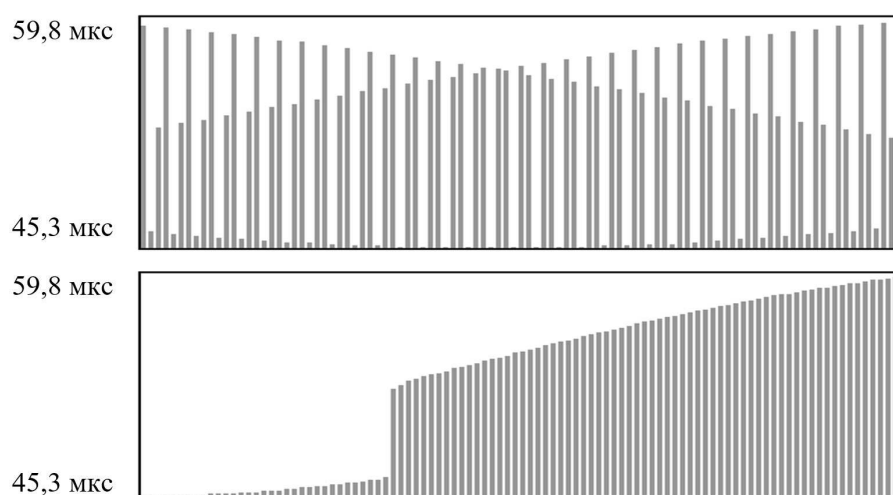


Рис. 3 Измеренные (вверху) и ранжированные (внизу) временные интервалы при отклонении частоты вращения на 0,25 % от кратности $K=2/3$.
Относительная погрешность $\delta = -2,5\%$ при СКО $= 2,4\%$

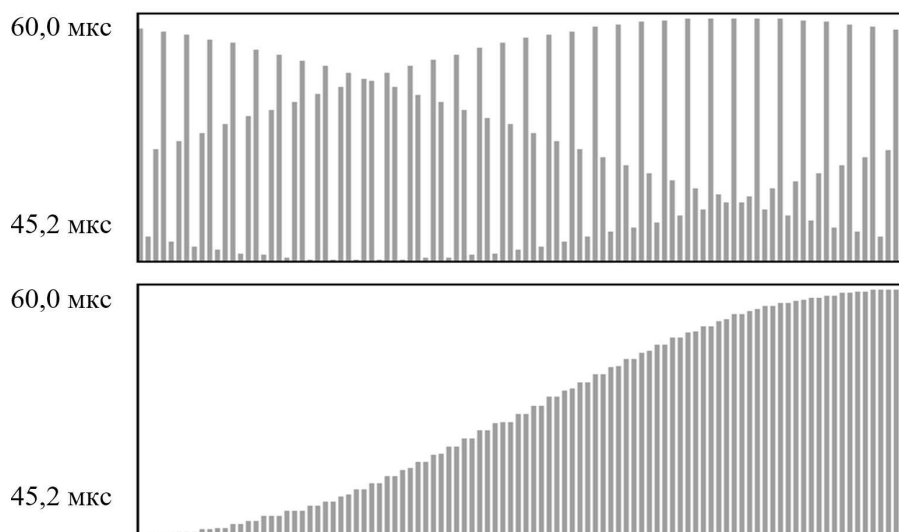


Рис. 4 Измеренные (вверху) и ранжированные (внизу) временные интервалы при отклонении частоты вращения на 0,25 % от кратности $K=2/3$. Относительная погрешность $\delta = -0,5$ % при СКО = 0,1 %

ВЫВОДЫ

Полученные результаты свидетельствуют о том, что влияние кратности на точность ДФМ проявляется только в узкой частотной окрестности точной кратности. Для выхода из этой зоны достаточно изменения частоты вращения ротора всего на 0,5 %. Проведенные исследования позволяют утверждать, что ДФМ является достаточно эффективным способом бесконтактного вибромониторинга рабочих лопаток осевых компрессоров корабельных газотурбинных установок, за исключением частот вращения ротора, которые соответствуют точным кратностям.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Заблочкий И.Е., Коростелев Ю.А., Шипов Р.А. Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин. М.: Машиностр., 1977, 159 с.
2. Дорошко С.М. и др. Система для бесконтактного определения амплитуды колебаний лопаток турбомашин / Дорошко С.М., Москвин В.В., Смородин С.А. а.с. 661285, 1979, БИ-17.
3. Петров Б.Н. Исследование и разработка цифровой измерительной системы для определения параметров вибрации рабочих лопаток турбомашин. Автореферат диссертации, Л.: ЛЭТИ, 1980, 28 с.
4. Равин А.А., Мясников Ю.Н., Нелепин Р.А. Способ испытания и тарировки приборов бесконтактного измерения колебаний лопатки турбомашин. а.с. 717559, 1980, БИ-7.

REFERENCES

1. Zabloczky I.E., Korostelev Yu.A., Shipov R.A. *Beskontaktnye izmereniya kolebany lopatok turbomashin* [Non-contact measurements of turbo engines blades vibration]. Moscow, Mashinostroenie, 1977, 159 p.
2. Doroshko S.M. et al. *Sistema dlya beskontaktnogo opredeleniya amplitudy kolebany lopatok turbomashiny* [System for non-contact measurements of turbo engines blades vibration] / Doroshko S.M., Moskvina V.V., Smorodin S.A. a.s. 661285, 1979, BI-17.
3. Petrov B.N. *Issledovanie i razrabotka tsifrovoy izmeritel'noy sistemy dlya opredeleniya parametrov vibratsii rabochikh lopatok turbomashin. Avto-referat dissertatsii* [Research and development of measurement systems for non-contact measurements of turbo engines blades vibration]. L., LETI, 1980, 28 p.
4. Ravin A.A., Myasnikov Yu.N., Nelepin R.A. *Sposob ispytaniya i tarirovki priborov beskontaktnogo izmereniya kolebany lopatki turbomashiny* [One way to test and test equipment adjustment for non-contact measurements of turbo engines blades vibration]. a.s. 717559, 1980, BI-7.

ПРАВИЛА ПРЕДОСТАВЛЕНИЯ СТАТЕЙ

1. СОДЕРЖАНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ СТАТЕЙ

1.1 Материал статьи должен являться оригинальным, не опубликованным ранее в других печатных изданиях, соответствовать профилю журнала. Он должен содержать информацию, подтверждающую актуальность и практическую значимость исследования, а также информацию о внедрении его результатов.

1.2 Авторы несут личную ответственность за то, что текст статьи не содержит материалов:

- рекламного характера;
- содержащих государственную тайну;
- публикация которых приведет к нарушению действующего законодательства РФ в сфере защиты информации и интеллектуальной собственности.

1.3 В тексте статьи может быть указан источник финансирования выполненных исследований.

1.4 К материалу должна быть приложена рецензия (отзыв) за подписью рецензента, имеющего ученую степень и опыт работы по данному научному направлению. Формат рецензии доступен на интернет-сайте журнала (<https://rs-class.org/ru/register/about/scientific/ntsb.php>). Статьи для аспирантов должны быть подписаны их научным руководителем.

1.5 Материалы для публикации в журнале предоставляются авторами на безвозмездной основе.

1.6 Общие требования к оформлению материалов.

1.6.1 Объем материалов в электронном виде должен составлять не более 20000 печатных знаков. В этот объем включаются таблицы, схемы, диаграммы и т. д., а также изображения в виде иллюстраций.

1.6.2 Статья должна содержать следующую информацию:

- заглавие на русском и английском языках, точно отражающее содержание статьи (не более 120 печатных знаков);
- фамилию, имя, отчество авторов приводятся полностью. Количество указанных авторов статьи не должно превышать 4 чел;
- сведения об авторах: по каждому из авторов должны быть приложены на русском и английском языках подробные сведения — ученые степень и звание, должность, место работы (принятое в уставе организации официальное название), город, телефон и адрес электронной почты автора;
- индекс УДК;
- аннотацию, в которой четко определены основные цели, задачи, содержание и результаты проведенного исследования, возможности его практического применения. Приводится на русском и английском языках. Объем от 100 до 250 слов;
- ключевые слова: 8 — 10 слов/словосочетаний, наиболее полно отражающих тему статьи. Недопустимо использование слов общего характера (например, — проблема, решение). Предоставляются на русском и английском языках (Key words). Ключевые слова по возможности не должны повторять термины заглавия и аннотации, а должны использовать термины из текста статьи и термины, определяющие предметную область, а также включать другие важные понятия, позволяющие облегчить и расширить возможности нахождения статьи средствами информационно-поисковой системы;
- основной текст статьи: общие принципы построения статьи могут варьироваться в зависимости от тематики и особенностей проведенного исследования. Рекомендуется выделять в тексте статьи постановку задачи, описание методов решения, анализ результатов и выводы. Если имеется перевод статьи на английский язык, желательно его представить;
- список литературы.

2. ТРЕБОВАНИЯ К ПРЕДОСТАВЛЕНИЮ СПИСКА ЛИТЕРАТУРЫ

2.1 Список литературы обязательно оформляется в двух вариантах: на кириллице и на латинице. Список литературы на кириллице приводится в конце статьи, оформляется в соответствии с требованиями ГОСТ 7.1-2003. Библиографические ссылки оформляются в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5-2008.

2.2 Кириллические названия в списке литературы транслитерируются на латиницу. Для автоматизации процесса транслитерации можно воспользоваться программным обеспечением, которое доступно по адресу www.translit.ru (в раскрывающемся списке «Варианты» выбрать вариант BGN).

2.3 Основные стандарты для предоставления ссылок в латинице на статьи из журналов.

2.3.1 Для русскоязычных статей рекомендуются следующие схемы библиографической ссылки:

.1 полное описание статьи:

- авторы (транслитерация);
- заглавие статьи (транслитерация);
- [перевод заглавия статьи на английский язык в квадратных скобках];
- название русскоязычного источника (транслитерация);
- [перевод названия источника на английский язык];
- выходные данные с обозначениями на английском языке, либо только цифровые;

.2 описание статьи только с переводом заглавия статьи на английский язык:

- авторы (транслитерация);
- перевод заглавия статьи на английский язык;
- название русскоязычного источника (транслитерация и курсив);
- [перевод названия источника на английский язык];
- выходные данные с обозначениями на английском языке, либо только цифровые;
- указание на языке статьи (In Russ.) после описания статьи.

Предлагаемая схема:

Author A.A., Author B.B., Author C.C., Author D.D. Title of article. Title of Journal, 2005, vol. 10, no. 2, pp. 49 — 53.

Пример:

Byzov A.L., Utina I.A. The centrifugal effects on amacrine cells in the retina of frog. *Neirofiziologia [Neurophysiology]*. 1971; (3): 293 — 300. (In Russ.)

2.3.2 Число авторов не ограничивается тремя, а указывается, по возможности, все или в разумных пределах.

2.3.3 Заглавие статьи не берется в кавычки.

2.3.4 Год ставится за заглавием журнала.

2.3.5 Название источника выделяется курсивом. Применение курсива для названия источника очень важно, т. к. исполнение одним шрифтом заглавия статей и источника в русскоязычных ссылках часто приводит к ошибочному их представлению в системах цитирования.

2.4 Основные стандарты для предоставления ссылок в латинице на другие виды изданий.

2.4.1 Рекомендуется следующая схема описания монографии (книги, сборника):

- автор(ы) монографии;
- название монографии (транслитерация и курсив);
- [перевод названия монографии в квадратных скобках];
- выходные данные: место издания на английском языке — Moscow, St. Petersburg; издательство на английском языке, если это организация (Moscow St. Univ. Publ.), и транслитерация, если издательство имеет собственное название с указанием на английском, что это издательство: GEOTAR-Media Publ., Nauka Publ.;
- количество страниц в издании.

Пример: Nigmatulin R.I. *Dinamika mnogofaznykh sred* [Dynamics of multiphase media]. Moscow, Nauka Publ., 1987. Pt. 1, 464 p.

2.5 Примеры описаний литературных источников в латинице.

2.5.1 Описание статьи из электронного журнала:

Kontorovich A.E., Korzhubaev A.G., Eder L.V. [Forecast of global energy supply: Techniques, quantitative assessments, and practical conclusions]. *Mineral'nye resursy Rossii. Ekonomika i upravlenie*, 2006, no. 5. (In Russ.) Available at: <http://www.vipstd.ru/gim/content/view/90/278/>. (accessed 22.05.2012).

2.5.2 Описание статьи из продолжающегося издания (сборника трудов):

Astakhov M.V., Tagantsev T.V. [Experimental study of the strength of joints "steelcomposite"]. *Trudy MGTU "Matematicheskoe modelirovanie slozhnykh tekhnicheskikh system"* [Proc. of the Bauman MSTU "Mathematical Modeling of Complex Technical Systems"], 2006, no. 593, pp. 125 — 130. (In Russian).

2.5.3 Описание материалов конференций:

Usmanov T.S., Gusmanov A.A., Mullagalin I.Z., Muhametshina R.Ju., Chervyakova A.N., Sveshnikov A.V. [Features of the design of field development with the use of hydraulic fracturing]. *Trudy 6 Mezhdunarodnogo Simpoziuma "Novye resursosberegayushchie tekhnologii nedropol'zovaniya i povysheniya neftegazootdachi"* [Proc. 6th Int. Symp. "New energy saving subsoil technologies and the increasing of the oil and gas impact"]. Moscow, 2007, pp. 267 — 272. (In Russian).

Нежелательно включать только переводное название конференции, так как оно при попытке найти эти материалы идентифицируется с большим трудом.

2.5.4 Описание переводной книги:

Timoshenko S.P., Young D.H., Weaver W. Vibration problems in engineering. 4th ed. New York, Wiley, 1974. 521 p. (Russ. ed.: Timoshenko S.P., Iang D.Kh., Uiver U. Kolebaniia v inzhenernom dele. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 472 p.).

2.5.5 Описание Интернет-ресурса:

Kondrat'ev V.B. Global'naya farmatsevticheskaya promyshlennost' [The global pharmaceutical industry]. Available at: http://perspektivy.info/rus/ekob/globalnaja_farmacevticheskaja_promyshlennost_2011-07-18.html. (accessed 23.06.2013).

2.5.6 Описание диссертации или автореферата диссертации:

Semenov V.I. Matematicheskoe modelirovanie plazmy v sisteme kompaktnyi tor. Diss. dokt. fiz.-mat. nauk [Mathematical modeling of the plasma in the compact torus. Dr. phys. And math. sci. diss.]. Moscow, 2003. 272 p.

2.5.7 Описание ГОСТ:

GOST 8.586.5-2005. Metodika vypolneniia izmerenii. Izmerenie raskhoda i kolichstva zhidkosti i gazov s pomoshch'iu standartnykh suzhaiushchikh ustroystv [State Standard 8.586.5 – 2005. Method of measurement. Measurement of flow rate and volume of liquids and gases by means of orifice devices]. Moscow, Standartinform Publ., 2007. 10 p.

3. ТРЕБОВАНИЯ К АННОТАЦИЯМ

3.1 Основные цели и задачи аннотации.

Аннотация является кратким резюме большой по объему работы, имеющей научный характер. Аннотация может публиковаться самостоятельно, в отрыве от основного текста и, следовательно, должна быть понятной без обращения к самой публикации.

По аннотации к статье читателю должна быть понятна суть исследования.

По аннотации читатель должен определить, стоит ли обращаться к полному тексту статьи для получения более подробной, интересующей его информации.

Аннотации к статьям доступны на сайте журнала <https://rs-class.org/ru/register/about/scientific/ntsb.php>.

Аннотация на русском языке является основой для подготовки авторского резюме на английском языке, но не должна переводиться дословно (калькой), при этом должны соблюдаться основные правила и стилистика английского языка. Использование автоматизированных программ для перевода категорически запрещено. При обнаружении низкого качества перевода аннотации статья будет отклонена.

3.2 Структура, содержание и объем аннотации.

Аннотация должна излагать существенные факты работы, не должна преувеличивать или содержать материал, который отсутствует в основной части публикации.

Приветствуется структура аннотации, повторяющая структуру статьи и включающая введение, цели и задачи, методы, результаты/обсуждение, заключение/выводы.

Аннотация включает:

- цель работы в сжатой форме. Предыстория (история вопроса) может быть приведена только в том случае, если она связана контекстом с целью;
- краткое изложение основных фактов работы, при этом необходимо:
 - следовать хронологии статьи и использовать ее заголовки в качестве руководства;
 - не включать несущественные детали;
 - обеспечивать, чтобы текст был связным — с использованием слов «следовательно», «более того», «например», «в результате» и т.д. («consequently», «moreover», «for example», «the benefits of this study», «as a result» etc.);
- использовать активный, а не пассивный залог, т.е. «The study tested», но не «It was tested in this study»;
- выводы, сопровождаемые рекомендациями, оценками, предложениями, гипотезами, описанными в статье.

Следует избегать лишних вводных фраз (например, «автор статьи рассматривает...»). Исторические справки, если они не составляют основное содержание документа, описание ранее опубликованных работ и общеизвестные положения в аннотации не приводятся.

В тексте аннотации следует употреблять синтаксические конструкции, свойственные языку научных и технических документов, избегать сложных грамматических конструкций.

Текст аннотации должен быть лаконичен и четок, свободен от второстепенной информации, лишних вводных слов, общих и незначащих формулировок.

Сокращенные и условные обозначения, кроме общеупотребительных, применяют в исключительных случаях или дают их расшифровку и определения при первом употреблении в авторском резюме.

В аннотации не делаются ссылки на номер публикации в списке литературы к статье.

Объем текста аннотации определяется содержанием публикации (объемом сведений, их научной ценностью и/или практическим значением), должен быть от 100 до 250 слов.

4. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ТЕКСТА

4.1 Редактор — MS Word.

4.2 Шрифт: Times New Roman, размер шрифта — 14, цвет — черный, начертание — обычное. Интервал между строками — 1,5; абзацный отступ — 1,25; ориентация — книжная; поля — 2 см со всех сторон. Текст должен быть выровнен по ширине. Красные строки обязательны.

4.3 Разделы статьи (кроме «Введение» и «Выводы») нумеруются арабскими цифрами. Допускается не нумеровать разделы (заголовки), служащие лишь для акцентирования тем в небольшом тексте.

4.4 Нумерация пунктов и в списках — арабскими цифрами.

4.5 Ссылки на источник в списке литературы нумеруются арабскими цифрами и приводятся в тексте в квадратных скобках.

4.6 Подстрочные примечания (вынесенные из основного текста в конец полосы) связываются с текстом сносками в виде арабских цифр и нумеруются в пределах каждой отдельной полосы (страницы). Цифры набираются на верхнюю линию шрифта.

4.7 Кавычки оформляются символами «...» для наименований, набранных кириллицей, и символами "..." для наименований, набранных латиницей.

5. ОФОРМЛЕНИЕ ФОРМУЛ, ТАБЛИЦ И ИЛЛЮСТРАЦИЙ

5.1 Формулы должны быть набраны в редакторе формул MS Word или символьным шрифтом. Вставки формул в виде картинок любого формата не допускаются. Размер кегля для формул — 12. Формулы, если их больше одной и если на них есть ссылки, нумеруются арабскими цифрами в круглых скобках по правому краю полосы.

5.2 Таблицы, если их больше одной, должны быть пронумерованы. Таблицы должны иметь заголовки, если только они не следуют сразу за текстом, однозначно определяющим их содержание. Номер таблицы и заголовок размещаются над таблицей. Таблицы должны быть выполнены в MS Excel или MS Word и встроены в текст статьи. Вставка таблиц в виде картинок любого формата не допускается. Размер кегля для таблиц — 11.

5.3 Иллюстрации (рисунки), если их больше одной (одного), должны быть пронумерованы и иметь подпись (если только содержание иллюстрации не понятно однозначно из предшествующего текста). Графические и фотоматериалы должны быть представлены в форматах JPEG, TIFF, быть качественными и иметь разрешение не менее 300 dpi.

5.4 Публикация фотографий/изображений в журнале «Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства» осуществляется в соответствии с требованиями статьи 1274 части четвертой Гражданского кодекса Российской Федерации от 18 декабря 2006 г. N 230-ФЗ. Свободное использование материалов в информационных и научных целях осуществляется с обязательным соблюдением следующих условий:

- указание автора или иного лица, являющегося правообладателем;
- указание источника заимствования;
- использование материалов в объеме, оправданном целью цитирования.

6. РЕЦЕНЗИРОВАНИЕ СТАТЕЙ

6.1 Текст статьи в электронном виде следует направлять непосредственно в адрес главного редактора журнала (boyko.ms@rs-class.org).

6.2 Статьи, направляемые в журнал «Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства», проходят двухуровневую процедуру рецензирования. На первом этапе рецензирования автор направляет в редакцию текст статьи с приложением внешней рецензии (отзыва) за подписью рецензента, имеющего ученую степень и опыт работы по данному направлению. На втором этапе текст статьи с отзывом направляется в отделы ГУР соответствующей специализации и независимым рецензентам. Также статья может быть представлена на соответствующей секции Научно-технического совета Регистра и передана ученым секретарем секции Главному редактору вместе с заключением о возможности опубликования. Компетентные рецензенты имеют все возможности свободно высказать мотивированные критические замечания относительно уровня и ясности изложения представленного материала, его соответствия профилю журнала, новизны и достоверности результатов. Решение о публикации статьи принимается главным редактором и редакционной коллегией журнала, с учетом всех имеющихся материалов и рецензий.

6.3 По результатам рецензирования статья может быть принята, отклонена или направлена автору на доработку.

6.4 Материалы, не утвержденные Редакционной коллегией к размещению в журнале, возвращаются автору с объяснением причины отказа в публикации.

6.5 Издание осуществляет рецензирование всех поступающих в редакцию материалов, соответствующих его тематике, с целью их экспертной оценки. Все рецензенты являются признанными специалистами по тематике рецензируемых материалов и имеют в течение последних 3 лет публикации по тематике рецензируемой статьи. Рецензии хранятся в издательстве и в редакции издания в течение 5 лет.

6.6 Редакция издания обязуется направлять копии рецензий в Министерство образования и науки Российской Федерации при поступлении в редакцию издания соответствующего запроса.

В оформлении издания использовались графические материалы
из открытых источников сети интернет:

<http://gibka-rezka-svarka.ru/>
<http://ns.abunda.ru/84637-ogromnye-vinty-bolshix-korablej-27-foto.html>
<http://www.cloveritservices.com/Home.aspx>
www.fonstola.ru/
www.wallpapers.ru/
<http://www.ye42oester.nl/>
<http://miraziz.uz/>
<http://www.radioscanner.ru/>
<http://xn--24-dlcyxgbyj.xn--80asehdb/?p=4257>
<http://www.russiapost.su/archives/12268>
<http://utimenews.org/ru/>
<http://kmtip.ru/>
<http://www.efg-berlin.de/>
<http://maritimeforum.net/>
<http://korabley.net/>
<http://demoweb.hermosoft.com/efos/>

Фото для обложки журнала предоставлено Чуклиным Артемом Михайловичем,
инженером-инспектором Мурманского филиала РС

Российский морской регистр судоходства
Журнал
«Научно-технический сборник
Российского морского регистра судоходства»
вып. 68/69

Редакционная коллегия журнала

Редактор *А.В. Спиленко*
Компьютерная верстка *В.Ю. Пирогов*
Дизайн концепции *М.В. Батракова*

Подписано в печать 18.01.2023. Формат 60 × 84/8
Усл. печ. л.: 12,3. Уч.-изд.л.: 12,1. Тираж 200

Российский морской регистр судоходства
191186, Санкт-Петербург, Дворцовая набережная, 8
www.rs-class.org/ru/