

# НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ СБОРНИК

РОССИЙСКОГО МОРСКОГО РЕГИСТРА СУДОХОДСТВА

**БЕЗОПАСНОСТЬ МОРЕПЛАВАНИЯ И  
ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ**

ВЛИЯНИЕ ТИПА СУДОВОГО ТОПЛИВА НА ВЕЛИЧИНУ УГЛЕРОДНОГО СЛЕДА

**МЕХАНИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ДВИЖИТЕЛИ**

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ МОРСКИХ СУДОВ КЛАССА АФРАМАКС

**МОРЕХОДНЫЕ КАЧЕСТВА СУДОВ**

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДОПУСТИМЫХ СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ СУДНА ВО ЛЬДАХ  
ДВИЖЕНИЕ СУДНА ПО ЛЕДОВЫМ КАНАЛАМ



№ 76  
октябрь  
2024

**Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства, № 76, 2024**

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

Учредитель-издатель

ФАУ «Российский морской регистр судоходства»

Главный редактор

М.А. Кутейников

E-mail: kuteynikov.ma@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, ФАУ «Российский морской регистр судоходства»

А.С. Большев — 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., помощник по научно-технической деятельности, 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](http://www.rs-class.org).

Журнал включен в Российский индекс научного цитирования [www.elibrary.ru](http://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.**

**Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping, No. 76, 2024**

Scientific and technical periodical has been published since 1916.

The Founder and the Publisher

Russian Maritime Register of Shipping (RS)

Editor-in-Chief

Mikhail Kuteynikov

E-mail: kuteynikov.ma@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, RS

Alexander Bolshev — 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 "Prometei"

Makarov State University of Maritime and Inland Shipping

Mikhail Kuteynikov — Doctor of Technical Science, Assistant, Scientific and Technical Activity, 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 Rozhdstvenskiy — 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](http://www.rs-class.org).

The journal is included in Russian index of scientific citing [www.elibrary.ru](http://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

№ 76

## 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  
2024



## СОДЕРЖАНИЕ

### МОРЕХОДНЫЕ КАЧЕСТВА СУДОВ SEAWORTHINESS

<i>Карулина М.М., Карулин Е.Б.</i> Анализ ходовых качеств судна при движении по старым ледовым каналам . . . . .	4
<i>M.M. Karulina, E.B. Karulin</i> Performance analysis of ship moving in old ice channel	
<i>Кутейников М.А., Самойлов В.Р.</i> Обзор вероятностных методов оценки остойчивости . . . . .	16
<i>M.A. Kuteynikov, V.R. Samoilov</i> Review of probabilistic methods of stability assessment	
<i>Родионов Н.Ю.</i> Анализ существующих методик расчета сопротивления движению судна в ровном льду . . . . .	22
<i>N.Yu. Rodionov</i> Analysis of existing computational methods for calculating the resistance to ship movement in level ice	

### ПРОЧНОСТЬ СУДОВ И ПЛАВУЧИХ СООРУЖЕНИЙ STRENGTH OF SHIPS AND FLOATING FACILITIES

<i>Медовник С.В., Аносов А.П.</i> Некоторые аспекты проектирования глубоководного автономного подводного необитаемого аппарата с манипулятором . . . . .	38
<i>S.V. Medovnik, A.P. Anosov</i> Aspects of the design of a deep-sea autonomous underwater vehicle with a manipulator for depths up to 3000 meters	
<i>Платонов В.В., Тряскин В.Н., Мороз В.С.</i> Методика расчета допустимых скоростей движения судна во льдах на основе новой модели динамического разрушения льда . . . . .	52
<i>V.V. Platonov, V.N. Tryaskin, V.S. Moroz</i> The method for determination of permissible speeds of ice-going ships based on a new model of dynamic ice destruction	

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ СУДОВ И ПЛАВУЧИХ СООРУЖЕНИЙ DESIGN OF SHIPS AND FLOATING FACILITIES

<i>Иванова О.А., Родькина А.В.</i> Применение метода ранговой корреляции на стадии концептуального проектирования морских технических сооружений . . . . .	63
<i>O.A. Ivanova, A.V. Rodkina</i> The rank correlation method application at the conceptual design stage of offshore technical structures	
<i>Реуцкий А.С., Романов Р.Ю., Семионичев Д.С.</i> Методы определения необходимого количества портовых буксиров-кантовщиков с использованием приближенных зависимостей в разных портах мира . . . . .	74
<i>A.S. Reutskii, R.Yu. Romanov, D.S. Semionichev</i> Methods for determining the required number of harbour tugs using approximate dependencies in different ports of the world	

**МЕХАНИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ДВИЖИТЕЛИ**  
**MECHANICAL INSTALLATIONS AND PROPULSION**

<i>Реуцкий А.С., Якимов В.В., Буцанец А.А.</i> Оценка влияния типа используемого судового топлива на величину углеродного следа транспортной услуги . . . . .	87
<i>A.S. Reutskii, V.V. Yakimov, A.A. Butsanets</i> Assessment of the impact of the type of marine fuel used on the carbon footprint of the transport service	
<i>Галиев И.Р., Максимов Д.С.</i> Влияние формы впускного клапана на характеристики воздушного вихря в цилиндре судового двигателя. . . . .	96
<i>I.R. Galiev, D.S. Maksimov</i> Influence of inlet valve shape on air vortex characteristics in a marine engine cylinder	
<i>Иванченко А.А., Конев Г.А.</i> Опыт создания различных типов энергетических установок морских судов класса «Афрамекс» . . . . .	106
<i>A.A. Ivanchenko, G.A. Konev</i> Experience in creating different types of power plants for Aframax class offshore vessels	
<i>Шурпяк В.К., Семионичев Д.С., Корнев В.В.</i> Влияние типа топлива на эксплуатационный показатель углеродоемкости (СИ) морских судов . . . . .	119
<i>V.K. Shurpyak, D.S. Semionichev, V.V. Korenev</i> The impact of fuel type on carbon intensity indicator (CII) of marine ships	
<i>Дорохов П.А., Каргин С.А., Вязанкин В.В.</i> Выбор и обоснование способа правки коленчатых валов судового дизеля . . . . .	129
<i>P.A. Dorokhov, S.A. Kargin, V.V. Vyazankin</i> Choosing and justifying the correction method for marine diesel crankshafts	
<i>Афанасьева С.Ю.</i> Устройство Walk to Work для пересадки людей в море. . . . .	137
<i>S.Yu. Afanasieva</i> Walk to Work system for offshore people transfer	



## МОРЕХОДНЫЕ КАЧЕСТВА СУДОВ

УДК 629.5.017

### АНАЛИЗ ХОДОВЫХ КАЧЕСТВ СУДНА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО СТАРЫМ ЛЕДОВЫМ КАНАЛАМ

**М.М. Карулина**, канд. техн. наук, ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 196158 Россия, Санкт-Петербург, Московское ш., 44, e-mail: for.marina.m.k@gmail.com

**Е.Б. Карулин**, канд. техн. наук, доц., ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 196158 Россия, Санкт-Петербург, Московское ш., 44, e-mail: evgeny.b.k@gmail.com

Движение по старым ледовым каналам, заполненным обломками льда (ледяной кашей), является довольно частым режимом эксплуатации судов ледового плавания и вместе с тем недостаточно изученным. Цель настоящей работы — изучить изменения ходовых качеств судна ледового плавания при его движении по забитому льдом ледовому каналу на примере одного из эксплуатирующихся в настоящее время судов «Юрий Топчев». В статье предложено решение двух сопутствующих задач для оценки ходкости судна: 1) определение ледового сопротивления судна, движущегося по каналу, заполненному ледяной кашей; 2) аналитическая оценка изменения величины упора и потребляемой мощности гребного винта при работе в ледяной каше по отношению к работе в чистой воде. Численные расчеты показали, что при работе гребного винта в слое ледяной каши толщиной 0,2 диаметра гребного винта его эффективность снижается на величину до 20 %. Результаты расчетов ходкости судна «Юрий Топчев», включающие оценку как сопротивления корпуса, так и гидродинамических параметров гребных винтов, показали, что при движении в ледяной каше толщиной 1 — 3 м (0,125 — 0,375 от осадки) снижение максимальной скорости судна может достигать 25 — 40 % соответственно. Результаты исследований могут быть использованы при планировании продолжительных рейсов судов в ледовых условиях, когда учет изменения параметров ходкости при движении в ледяной каше становится особенно важным.

**Ключевые слова:** ледовый канал, ледяная каша, ледовая ходкость, ледовое сопротивление, эффективность гребного винта, судно ледового плавания.

### PERFORMANCE ANALYSIS OF SHIP MOVING IN OLD ICE CHANNEL

**M.M. Karulina**, PhD, Krylov State Research Centre, 196158 Russia, St. Petersburg, Moskovskoe sh., 44, e-mail: for.marina.m.k@gmail.com

**E.B. Karulin**, PhD, Associate Prof., Krylov State Research Centre, 196158 Russia, St. Petersburg, Moskovskoe sh., 44, e-mail: evgeny.b.k@gmail.com

Navigation in old ice channels filled with broken (or brash) ice is a frequent operational scenario for ice-going ships, and at the same time insufficiently studied. The purpose of the present work is to study the change of ship propulsion performance in brash ice as compared with open-water conditions taking *Yury Topchev*, one of the ice-going ships currently in service, as a case study. Two related tasks to the propulsion performance study have been performed in the paper: 1) the brash ice resistance assessment of ship moving in the channel, and 2) analytical assessment of the change in propeller in thrust and power demand, in brash ice conditions as compared with open water. Numerical simulations have shown that a brash ice layer with the thickness equal to 0,2 propeller diameter reduces propeller efficiency by up to 20 %. Propulsion performance calculations for *Yury Topchev*, including the assessment of both hull resistance and propeller hydrodynamics have shown that in brash ice with the thicknesses of 1 and 3 m (0,125 and 0,375 draft) the maximum speed of this ship might drop as low as by 25 % and 40 % respectively. The results of this study may be used in planning of long ship voyages in ice conditions, when the changes in propulsion performance due to brash ice become especially relevant.

**Keywords:** ice channel, brash ice, ice performance, ice resistance, propeller efficiency, ice-going ship.

## ВВЕДЕНИЕ

Суда ледового плавания нередко используют уже проложенные ранее в ледяном покрове каналы для перемещения в порт назначения. Если такие каналы прокладываются в зоне с низкими температурами, а график движения судов по этим каналам предполагает периодическое смерзание набитого в них льда, то многократное их использование приводит к снижению скорости хода судов. Причиной этого является накопление слоя ледяной каши, который с течением времени достигает существенной толщины, сопоставимой с осадкой судов. Ледяная каша представляет собой смесь воды и мелких обломков льда (средний размер 0,3 — 0,5 м). Снижение скорости хода судна в канале, заполненном ледяной кашей, обусловлено увеличением сопротивления корпуса и снижением эффективности работы гребного винта, частично или полностью погруженного в эту среду. Транспортные суда, следующие по часто используемым ледовым каналам, нередко не могут самостоятельно продолжать движение и запрашивают помощь ледокольных судов, а ледокольные буксиры, обеспечивающие работу портов, сталкиваются с увеличением сопротивления корпуса и снижением тяги на гаке при движении в ледяной каше. При планировании рейсов и прокладке маршрутов в покрытых льдом акваториях необходимо выполнить оценку того, как присутствие льда меняет ходовые качества судов, в том числе при движении в ледяной каше. На основе этой информации решается задача выбора оптимальной схемы движения судов между пунктами отправления и назначения.

Эволюция ледового канала, в частности изменение геометрических параметров его поперечного сечения в зависимости от температурного режима и интенсивности движения судов, изучалась специалистами ранее (например, [1 — 4]). Для определения сопротивления судов, движущихся в слое ледяной каши, могут быть использованы расчетные схемы, приведенные в Финско-шведских правилах для судов ледового класса (FSICR) [5], а также расчетные модели, описанные в [6, 7].

Гораздо меньше работ посвящено изучению влияния ледяной каши на работу гребного винта ([8 — 10]). Между тем натурные данные эксплуатации судов в Обской губе, в частности вблизи порта Сабетта, демонстрируют заметное ухудшение ходовых качеств судов при движении в заполненных ледяной кашей акваториях, в том числе из-за снижения эффективности гребных винтов (из персональных контактов с судоводителями).

Цель настоящих исследований заключалась в теоретической оценке изменения ходовых качеств судов, движущихся в ледяной каше. Для оценки потери скорости хода судна в старом ледовом канале необходимо выполнить расчеты ходкости, учитывающие оба фактора — изменение сопротивления судна при движении в ледяной каше и характеристик движителя, работающего в этой среде. До настоящего времени такой комплексной оценки изменения ходовых качеств судов в старых ледовых каналах не выполнялось: как правило, оценки касались только изменения сопротивления корпуса судов при нарастании слоя ледяной каши в канале. В настоящей работе приведены результаты расчетов, выполненных на примере ходкости одного из судов, работающих в полярных водах, — многофункционального ледокольного судна «Юрий Топчев» (рис. 1).



Рис. 1. МФЛС «Юрий Топчев»

Сопоставление ходовых качеств рассмотренного судна на чистой воде и в ледяной каше показало, что при толщине слоя ледяной каши в канале всего 0,5 м можно ожидать снижение максимальной скорости хода судна примерно на 2 уз. Причем почти половина этого значения может быть обусловлена снижением эффективности работы гребных винтов. При нарастании слоя каши в канале до толщины 3 м, когда вытесняемый по бортам судна слой ледяной каши достигает осадки судна, максимальная скорость движения судна может снизиться примерно в 2,5 раза.

Приведенные оценки снижения скорости судов примерно совпадают с результатами наблюдений судоводителей (из персональных общений), но в настоящее время не могут быть подтверждены натурными данными ввиду их отсутствия. Для получения такой информации необходимо выполнить систематические натурные испытания с регистрацией всех параметров, как самого ледового канала (толщины ледяной каши), так и характеристик движения судна и работы его propulsionного комплекса.

## 1. СОПРОТИВЛЕНИЕ СУДНА НА ЧИСТОЙ ВОДЕ И В ЛЕДЯНОЙ КАШЕ

Основные характеристики многофункционального ледокольного судна «Юрий Топчев», для которого выполнены расчеты ходкости на чистой воде и при движении в ледяной каше, приведены в таблице.

Основные характеристики судна «Юрий Топчев»

Параметр	Обозначение	Единицы	Значение
Длина по ватерлинии	$L$	м	84,4
Ширина	$B$	м	19,0
Осадка	$T$	м	8,0
Мощность двигателей, передаваемая на гребные винты	$P_S$	кВт	15000
Количество гребных винтов			2
Диаметр гребных винтов	$D$	м	4,2
Количество лопастей	$z$		4
Максимальная скорость на чистой воде	$V_S$	уз	16,3
Мощность двигателей при максимальной скорости	$P_S$	кВт	11400
Тяга (суммарная) на швартовых	$T_E$	кН	1620

В первом приближении сопротивление судна на чистой воде оценено исходя из предположения, что полезная мощность, необходимая для преодоления сопротивления судна на чистой воде при скорости  $V_S=16,3$  уз составляет примерно половину мощности двигателей  $P_S$  с учетом коэффициента полезного действия гребного винта, коэффициентов влияния корпуса, потерь при преобразовании мощности. На более поздней стадии исследований это значение было уточнено, и полезная мощность составила  $P_E=5713$  кВт, что позволило определить сопротивление корпуса судна на чистой воде при скорости  $V_S=16,3$  уз по формуле  $R = P_E / (0,515 V_S) = 681$  кН. Предполагая квадратичную зависимость сопротивления корпуса судна от скорости, можно построить кривую сопротивления в диапазоне скоростей от нуля до максимального значения. Расчетная кривая сопротивления судна на чистой воде приведена на рис. 2 (сплошная синяя линия).

Сопротивление судна при движении в слое ледяной каши определено в соответствии с расчетной схемой, подробно описанной в [7]. Эта расчетная модель базируется на методе Финско-шведских правил для судов ледового класса [5] и, по сути, является его развитием, позволяющим распространить схему расчета на случаи толщин ледяной каши более 1 м и скоростей хода судна, превышающих 5 уз.

При небольших скоростях движения судна в ледяной каше (менее 5 уз) гидродинамическое сопротивление корпуса существенно меньше, чем ледовое, и им можно пренебречь. В соответствии с расчетной моделью [7], с увеличением скорости гидродинамическое сопротивление растет быстрее, чем сопротивление ледяной каши (рис. 2), и начиная с какого-то значения скорости его вклад в суммарное сопротивление становится заметным.

В настоящем исследовании полное сопротивление судна при движении в старом ледовом канале определено как сумма сопротивления ледяной каши и гидродинамического сопротивления, которое действует на часть корпуса судна, не соприкасающуюся с ледяной кашей, по формуле:

$$R = R_{CH} + R_{HD}, \quad (1)$$

где  $R_{CH}$  — чисто ледовое сопротивление (ледяной каши), определяемое в соответствии со схемой, изложенной в [7]:

$$R_{CH} = C_1 + C_2 + R_{bow} + R_{par} + R_{Fn}; \quad (2)$$

$C_1$  и  $C_2$  — составляющие нагрузки от консолидированного слоя ледяной каши; при принятой в работе толщине консолидированного слоя 0,1 м определяются по формулам:

$$C_1 = f_1 \frac{BL}{2T/B+1} + 1,84(f_2B + f_3L) + 1,84f_4BL; \quad (3)$$

$$C_2 = 3,52(g_1 + g_2B)(v_S/5) + g_3(1 + 1,2T/B)B^2/\sqrt{L}(v_S/5); \quad (4)$$

$R_{bow}$  — сила сопротивления со стороны ледяной каши, действующая на носовую часть судна (сила пассивного давления ледяной каши), определяемая по формуле:

$$R_{bow} = 1,086C_3H_F^2(B + 0,658H_F); \quad (5)$$

$R_{par}$  — сопротивление, обусловленное трением ледяной каши о боковую поверхность цилиндрической вставки, определяемое по формуле:

$$R_{par} = C_4LH_F^2; \quad (6)$$

$R_{Fn}$  — зависящий от скорости судна компонент ледового сопротивления, который определяется по формуле:

$$R_{Fn} = C_5 \left( \frac{LT}{B^2} \right)^3 \frac{B}{4} H_M (v_S/5)^2; \quad (7)$$

$H_M$  — толщина каши в носу судна (в средней части канала), м;

$H_F$  — толщина каши по борту судна, определяемая как  $H_F = 0,26 + H_M B^{0,5} H_F$  не может превышать осадку судна, в противном случае  $H_F$  принимается равной  $T$ ;

$v_S$  — скорость движения судна, уз;

входящие в формулы (3) — (7) параметры имеют значения:  $f_1 = 10,3 \text{ N/m}^2$ ;  $g_1 = 1530 \text{ N}$ ;  $C_3 = 460 \text{ kg/(m}^2\text{s}^2)$ ;  $f_2 = 45,8 \text{ N/m}$ ;  $g_2 = 170 \text{ N/m}$ ;  $C_4 = 18,7 \text{ kg/(m}^2\text{s}^2)$ ;  $f_3 = 2,94 \text{ N/m}$ ;  $g_3 = 400 \text{ N/m}^{1,5}$ ;  $C_5 = 825 \text{ kg/s}^2$ ;  $f_4 = 5,8 \text{ N/m}^2$ .

$R_{HD}$  — гидродинамическое сопротивление, которое полагается пропорциональным смоченной поверхности судна, непосредственно контактирующей с водой; приблизительно для каждого значения скорости судна  $v$  может быть оценено по соотношению:

$$R_{HD} = R_{HD_0} \frac{S_{wet}}{S_0} \cong R_{HD_0} \frac{T - H_F}{T}, \quad (8)$$

$R_{HD_0}$  — сопротивление судна на чистой воде при скорости  $v$ ;

$S_0$  — смоченная поверхность судна на чистой воде;

$S_{wet}$  — смоченная поверхность судна, непосредственно контактирующая с водой при движении в каше.

На рис. 2 приведены зависимости сопротивления судна от скорости при движении на чистой воде и в канале при различной толщине каши. Сплошными линиями показано полное сопротивление судна, а пунктирными — чисто ледовое сопротивление (ледяной каши), определенное в соответствии с [7]. Видно, что при толщине ледяной каши в канале 3 м сопротивление судна практически полностью определяется воздействием на корпус ледяной каши, которая по бортам судна достигает его осадки.

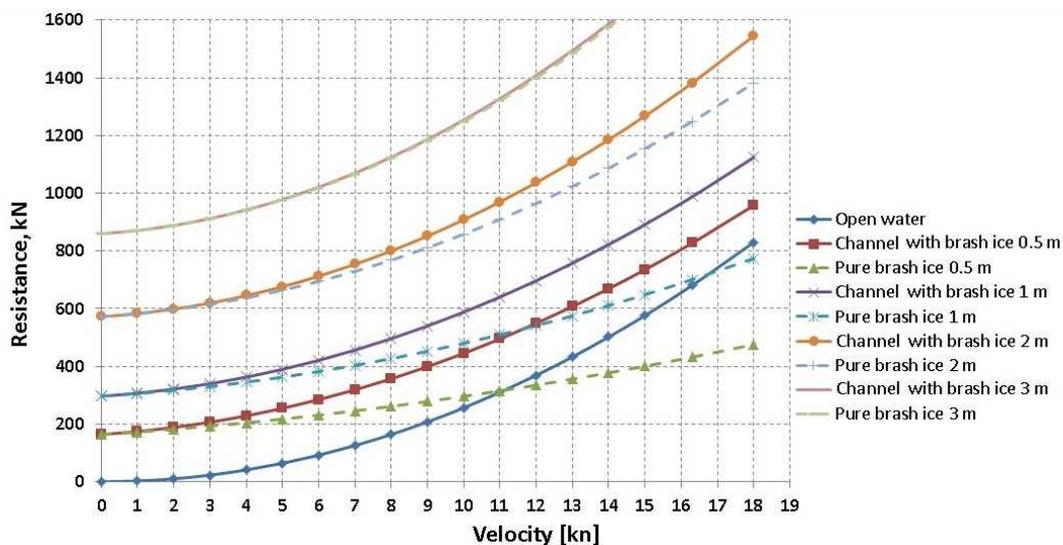


Рис. 2. Сопротивление судна «Юрий Топчев» в зависимости от скорости при движении на чистой воде и в канале при различной толщине каши

## 2. ИЗМЕНЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГРЕБНЫХ ВИНТОВ ПРИ РАБОТЕ В ЛЕДЯНОЙ КАШЕ

МФЛС «Юрий Топчев» оснащено двумя пропульсивными комплексами типа Azipod с четырехлопастными гребными винтами диаметром 4,2 м. Для оценки ходовых качеств судна в старом ледовом канале необходимо оценить влияние наличия ледяной каши на изменение гидродинамических параметров и эффективности работы гребных винтов. В качестве гидродинамических характеристик гребных винтов рассматриваются коэффициент упора  $K_T$ , коэффициент момента  $K_Q$  и коэффициент полезного действия  $\eta_0$ . Эти параметры определяются следующими соотношениями:

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}, \quad (9)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}, \quad (10)$$

$$\eta_0 = \frac{K_T J}{K_Q 2\pi}, \quad (11)$$

где  $T$  — упор гребного винта;  
 $Q$  — момент, необходимый для вращения гребного винта;  
 $n$  — частота вращения гребного винта;  
 $D$  — диаметр гребного винта;  
 $\rho$  — плотность среды, в которой работает гребной винт;  
 $J = v_A/(nD)$  — поступь гребного винта;  
 $v_A = v(1-w)$  — скорость потока, натекающего на гребной винт с учетом коэффициента попутного потока  $w$ ;  
 $v$  — скорость судна, м/с, равная  $v = 0,515v_s$ .

Графические зависимости  $K_T(J)$ ,  $K_Q(J)$  и  $\eta_0(J)$  представляют собой кривые действия гребного винта.

Ранее были предприняты попытки экспериментального исследования работы гребного винта в ледяной каше. В работе [8] приведены результаты модельных экспериментов в кавитационной трубе с гребным винтом диаметром 0,24 м, работающим в чистой воде и в слое пластиковых частиц, который имитировал ледяную кашу. Толщина слоя составляла 0,075 м и 0,150 м (0,31 и 0,62 диаметра винта). Результаты показали, что работа винта в слое пластика толщиной 0,15 м сопровождается существенным повышением крутящего момента по сравнению с работой в чистой воде. При этом упор винта практически не менялся. В слое толщиной 0,075 м наблюдалось некоторое повышение упора и крутящего момента гребного винта. Следует отметить, что такие важные параметры, как плотность пластика и коэффициенты внутреннего трения и трения пластика о поверхность винта, не анализировались. Между тем эти характеристики определяют значения коэффициентов упора и момента.

Другие данные по работе гребных винтов в ледяной каше получены на основании модельных исследований ходкости ледокола «Terry Fox» в ледовом бассейне Института океанских технологий (ИОТ), Сент-Джонс, Канада [9]. Серия экспериментов включала в себя в том числе пропульсивные тесты на открытой воде и в условиях ледяной каши при движении судна по каналу, что позволило построить кривые действия гребного винта. Испытывалась модель двухвинтового судна, измерения проводились на гребном винте по левому борту. Масштаб моделирования составлял 1:20,8, диаметр моделей винтов 0,22 м. По результатам этих исследований было получено, что при работе гребного винта в ледяной каше коэффициент упора снижается, а коэффициент момента увеличивается по сравнению с соответствующими значениями при работе в чистой воде.

В отличие от перечисленных экспериментальных исследований в работе [10] предложен способ теоретической оценки гидродинамических характеристик гребного винта, работающего в слое ледяной каши. Применяемый подход построен на оценке изменения гидродинамических параметров профилей сечений гребных винтов — коэффициентов подъемной силы и сопротивления — при одних и тех же углах атаки в зависимости от вязкости обтекающей их жидкости. Для решения этой задачи выполнено численное моделирование обтекания профилей сечений гребного винта водой и некоторой средой, имитирующей ледяную кашу.

Значение кинематической вязкости воды при температуре 4 °С составляет  $\nu = 1,57 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с, а значение вязкости ледяной каши принято равным  $10000\nu = 1,57 \cdot 10^{-2}$  м<sup>2</sup>/с. Такой порядок увеличения вязкости ледяной каши по сравнению с вязкостью воды принят на основании теоретических и экспериментальных исследований вязкости ледяного сала (grease ice), приведенных в [11]. Несмотря на то, что частицы льда в ледяном сале имеют меньшие размеры, чем мелкие льдинки в ледяной каше, настоящие исследования

выполнены в предположении, что значения кинематической вязкости обеих сред, ледяной каши и ледяного сала, близки. Предположение основано на том, что в пространстве между льдинами в ледяной каше присутствует ледяное сало вследствие низких температур жидкости и истирания блоков льда при взаимодействии друг с другом.

Расчеты обтекания профилей сечений по радиусу лопасти выполнялись в среде COMSOL Multiphysics®, представляющей собой комплекс конечно-элементного численного моделирования. В качестве образца использован четырехлопастный гребной винт Вагенингенской серии В4.70 с дисковым отношением  $A_e/A_0=0,7$  и шаговым отношением  $P/D=0,7$ . Расчеты выполнены для сечений на относительных радиусах  $r/R=0,3, 0,4, \dots, 0,9, 0,95$ . Вычислялись подъемная сила и сила сопротивления профиля при изменении угла атаки, после чего определялись коэффициенты подъемной силы, сопротивления и обратное качество.

Задача обтекания профиля турбулентным потоком несжимаемой жидкости решалась в плоской постановке с использованием низкорейнольдсвой  $k-\epsilon$  модели турбулентности. Хорда расчетного профиля составляла 2 м, размер расчетной области  $180 \times 180$  м. Количество элементов (ячеек) 111 200, толщина первого элемента  $1,84 \cdot 10^{-6}$  м, практически на всей длине профиля безразмерное расстояние от поверхности профиля до центра первой ячейки в единицах вязкости  $l_C^+ < 0,25$ . Для случая с увеличенной вязкостью вблизи поверхности профиля использована менее густая сеть: расстояние от поверхности профиля до центра первой ячейки в единицах вязкости  $l_C^+ < 0,17$ .

Численная модель предварительно была верифицирована по экспериментальным данным обтекания воздухом авиационного профиля NACA 2406 [12].

На рис. 3 в качестве примеров приведены результаты расчетов обтекания профиля на сечении  $0,6R$  под углом атаки  $4^\circ$  для случая обтекания водой с исходной вязкостью  $\nu$  и жидкостью с увеличенной вязкостью  $10000\nu$ . Можно видеть существенное влияние изменения вязкости на характер обтекания профиля, которое привело к изменениям и гидродинамических коэффициентов профиля.

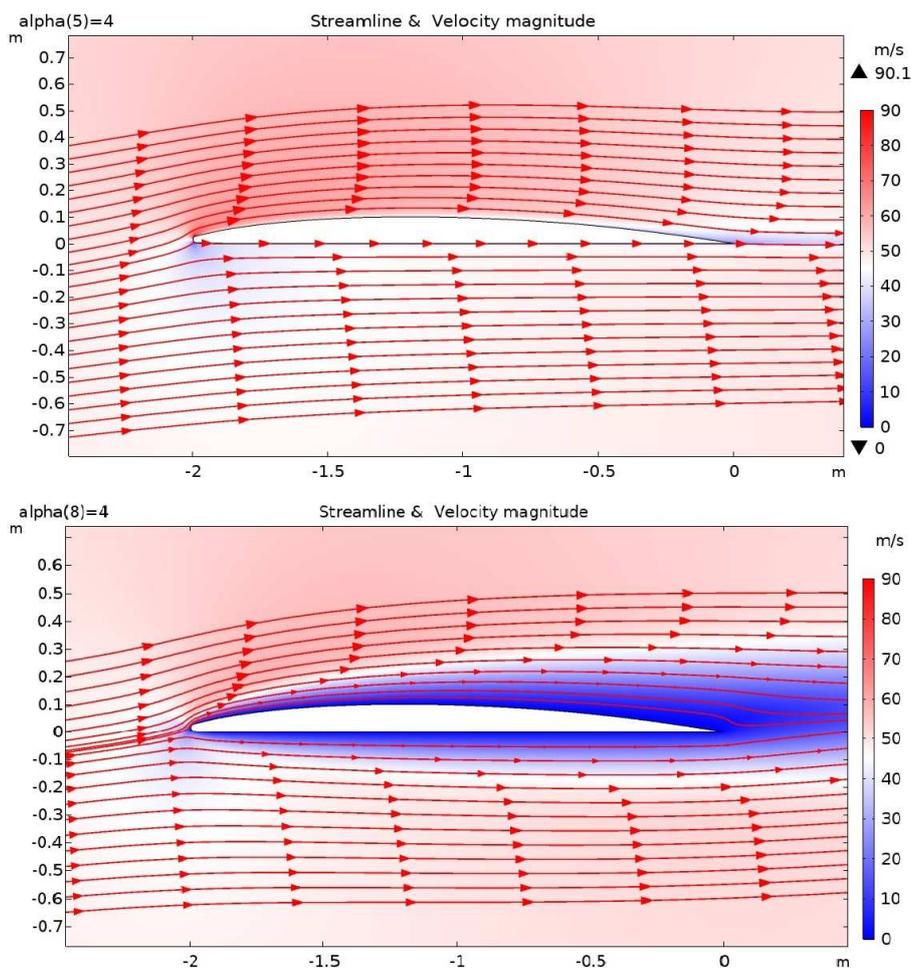


Рис. 3. Обтекание профиля сечения на радиусе  $0,6R$  при значении вязкости  $\nu$  (вверху) и  $10000\nu$  (внизу). Угол атаки  $4^\circ$

На рис. 4 и 5 представлены зависимости коэффициентов  $C_Y$  и  $C_X$  профилей сечений гребного винта от угла атаки при обтекании их водой ( $v=1,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ) и средой, имитирующей ледяную кашу ( $10000v=1,57 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2/\text{с}$ ).

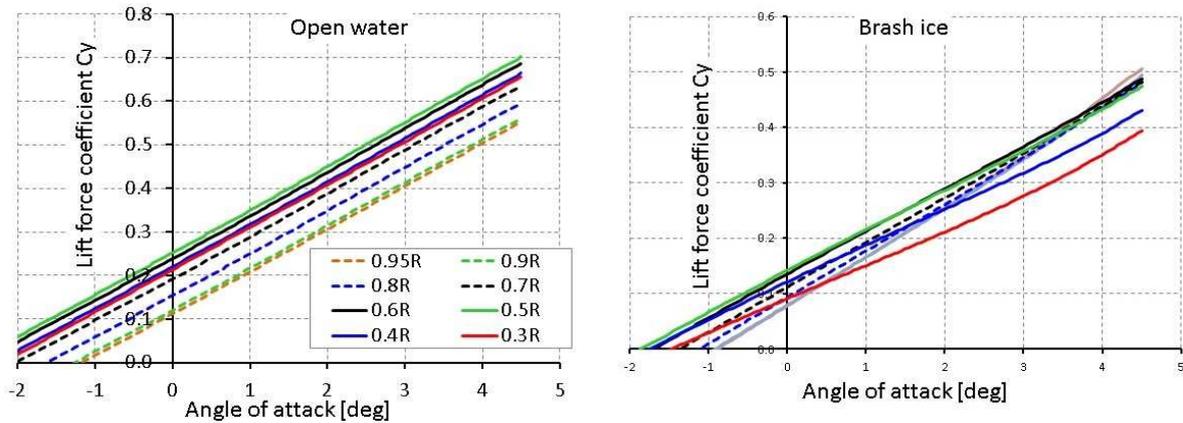


Рис. 4. Зависимости коэффициента подъемной силы  $C_Y$  профилей сечений гребного винта от угла атаки при обтекании их водой и средой, имитирующей ледяную кашу

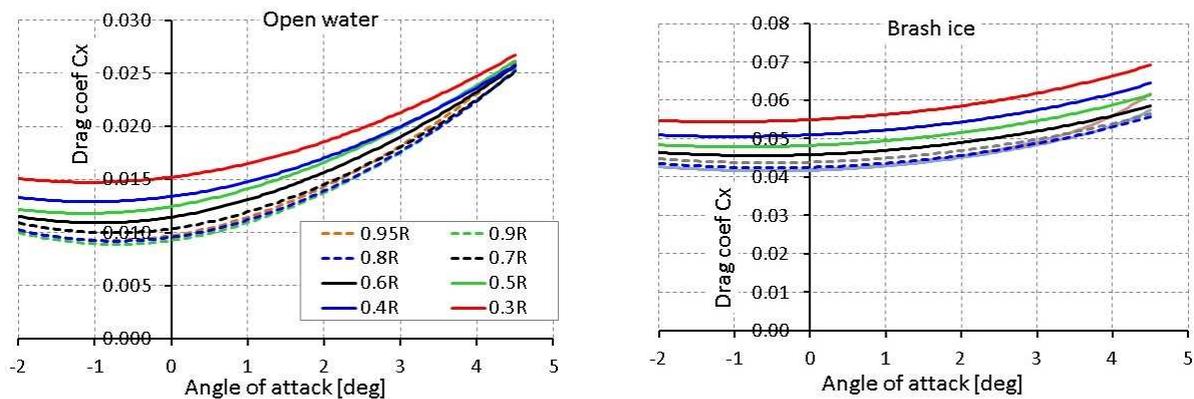


Рис. 5. Зависимости коэффициента сопротивления  $C_X$  профилей сечений гребного винта от угла атаки при обтекании их водой и средой, имитирующей ледяную кашу

Коэффициенты упора и момента гребного винта  $K_T$  и  $K_Q$  могут быть вычислены по приведенным ниже формулам (справочник):

$$K_T = \int_{r_{H,R}}^1 \frac{z}{4} C_Y(b/D)(v_R/Dn)^2 \cos \beta_I (1 - \varepsilon \cdot \tan \beta_I) d(r/R), \quad (12)$$

$$K_Q = \int_{r_{H,R}}^1 \frac{z}{8} C_Y(b/D)(r/R)(v_R/Dn)^2 \cos \beta_I (1 - \varepsilon \cdot \tan \beta_I) d(r/R), \quad (13)$$

где  $r_H$  — радиус ступицы гребного винта, м;

$R=D/2$  — радиус гребного винта, м;

$z$  — число лопастей гребного винта;

$C_Y$  — коэффициент подъемной силы профиля сечения гребного винта на текущем радиусе;

$b$  — хорда сечения на текущем радиусе гребного винта, м;

$r$  — текущий радиус гребного винта, м;

$v_R$  — результирующая скорость потока (с учетом вызванных скоростей), набегающего на сечение лопасти на текущем радиусе, м/с;

$\beta_I$  — угол индуктивной поступи на текущем радиусе, градус;

$\varepsilon = C_X/C_Y$  — обратное качество профиля сечения;

$C_X$  — коэффициент сопротивления профиля сечения гребного винта на текущем радиусе.

Угол атаки  $\alpha$  на каждом сечении определяется разностью между шаговым углом  $\varphi$  и углом индуктивной поступи  $\beta_I$  (рис. 6). Шаговый угол вычисляется по формуле  $\varphi = \arctan(P/2\pi r)$ , где  $P$  — шаг винта на текущем радиусе, м.

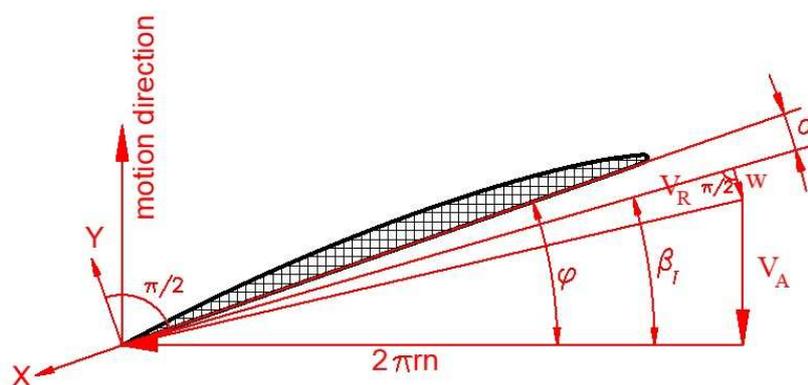


Рис. 6. План скоростей потока вблизи сечения лопасти гребного винта.  
Y и X — подъемная сила и сопротивление элемента лопасти соответственно

Результирующая скорость потока  $v_R$  определяется из соотношения:

$$v_R = \sqrt{(2\pi r n)^2 + v_A^2 - w_i^2}, \text{ [м/с]}, \quad (14)$$

где  $v_A$  — скорость поступательного движения гребного винта в осевом направлении, м/с;  
 $w_i$  — (суммарная) вызванная скорость течения в сечении лопасти, м/с.

Для определения коэффициентов упора  $K_T$  и момента  $K_Q$  при работе гребного винта в чистой воде использованы данные по распределению коэффициента подъемной силы по радиусу гребного винта, приведенные в [13]. Для каждого профиля сечения определены значения углов атаки, соответствующие принятым значениям коэффициента подъемной силы.

Формулы (12) и (13) для чистой воды построены на основе гипотезы плоских сечений. Для расчетов коэффициентов при работе в ледяной каше эта гипотеза сохраняется. Ледяная каша представляется как ньютоновская жидкость повышенной вязкости. При определении коэффициентов  $K_T$  и  $K_Q$  в случае работы винта в ледяной каше сделано допущение, что углы атаки для каждого профиля сечения сохраняются, то есть равны соответствующим значениям для случая работы винта в чистой воде и при соответствующих значениях поступи гребного винта. Другими словами, вызванные скорости потока на каждом сечении остаются неизменными при работе гребного винта в чистой воде и в ледяной каше. Кроме того, полагалось, что при работе гребного винта в ледяной каше, как и при работе в открытой воде, сохраняется режим турбулентного обтекания профилей сечений.

Формулы (12) и (13) позволяют вычислить коэффициенты упора и момента гребного винта при различных режимах работы гребного винта, определяемых поступью  $J = v_A/nD$ , и получить соответствующие зависимости — кривые действия гребного винта.

Коэффициенты упора и момента гребного винта, погруженного в ледяную кашу на некоторую глубину  $h_{br}$  (рис. 7, слева), оцениваются по следующим формулам:

$$K_T(h_{br}) = [K_{Tbr} \cdot A_{br} + K_{T0} \cdot (\pi D^2/4 - A_{br})] 4/\pi D^2, \quad (15)$$

$$K_Q(h_{br}) = [K_{Qbr} \cdot A_{br} + K_{Q0} \cdot (\pi D^2/4 - A_{br})] 4/\pi D^2, \quad (16)$$

где  $K_{Tbr}$ ,  $K_{Qbr}$  — коэффициенты упора и момента при полном погружении диска гребного винта в ледяную кашу соответственно;  
 $K_{T0}$ ,  $K_{Q0}$  — коэффициенты упора и момента в чистой воде соответственно;  
 $A_{br}$  — площадь диска гребного винта, погруженная в ледяную кашу на глубину  $h_{br}$ , м<sup>2</sup>.

Кривые изменения гидродинамических параметров гребного винта с увеличением относительной глубины погружения его в ледяную кашу показаны на рис. 7. Видно, что по мере погружения снижается коэффициент упора и растет крутящий момент, что приводит к увеличению мощности, затрачиваемой на вращение гребного винта.

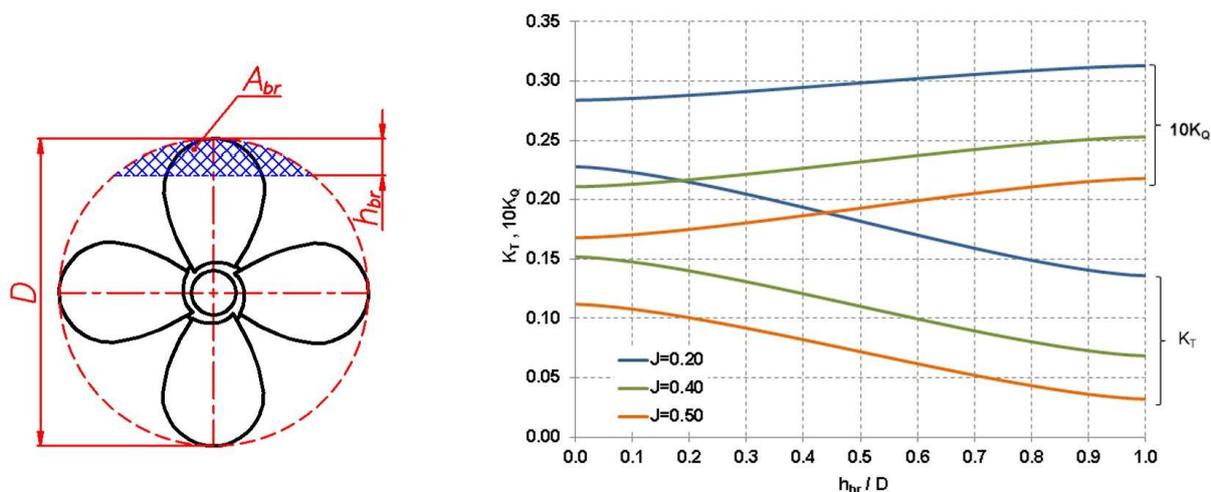


Рис. 7. Изменение коэффициентов упора и момента в зависимости от глубины погружения диска гребного винта в ледяную кашу

Для примера влияния ледяной каши на эффективность гребного винта на рис. 8 и 9 представлены кривые действия в чистой воде и при погружении в слой ледяной каши толщиной  $h_{br}=0,2D$  и  $h_{br}=0,4D$ . Видно, что наличие слоя ледяной каши заметнее влияет на снижение коэффициента упора, чем на рост коэффициента момента. Можно отметить снижение эффективности гребного винта при частичном погружении его в ледяную кашу, которое становится значительнее с увеличением поступи.

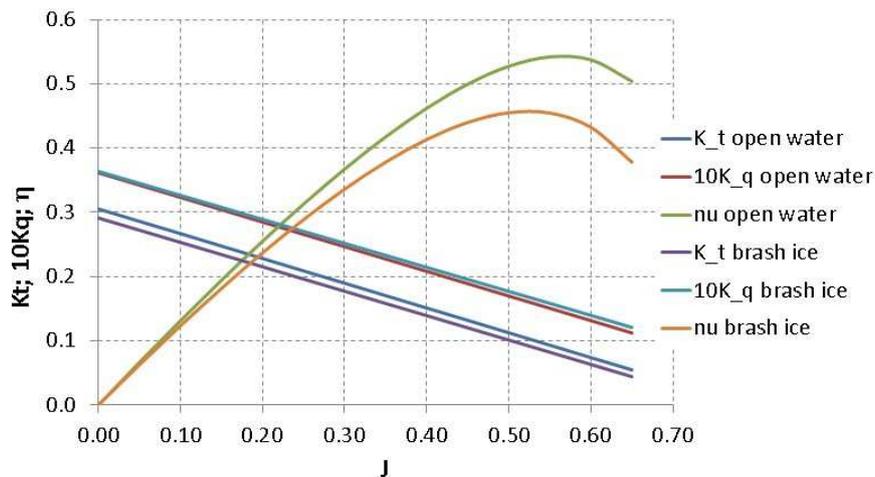


Рис. 8. Кривые действия в чистой воде и при погружении в слой ледяной каши толщиной  $h_{br}=0,2D$

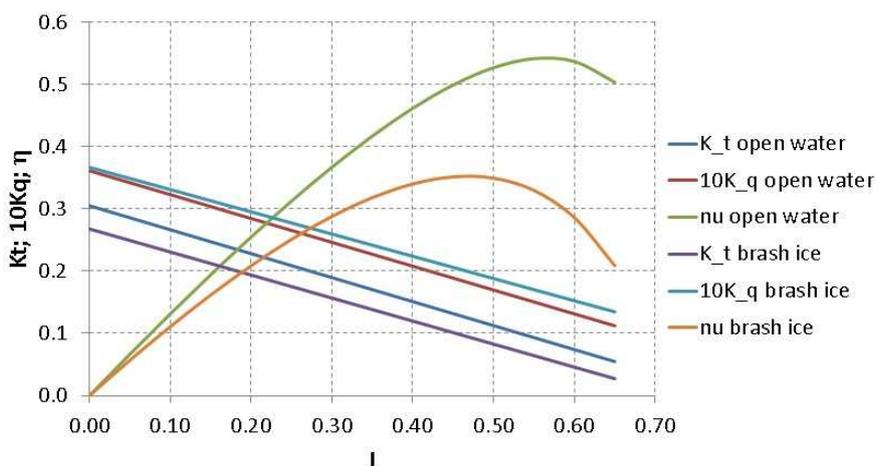


Рис. 9. Кривые действия в чистой воде и при погружении в слой ледяной каши толщиной  $h_{br}=0,4D$

### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОСТИЖИМОЙ СКОРОСТИ ХОДА СУДНА В СТАРОМ ЛЕДОВОМ КАНАЛЕ

Пользуясь кривыми действия гребного винта, можно рассчитать ограничительные тяговые характеристики пропульсивного комплекса в зависимости от скорости судна. Применительно к рассматриваемому ледокольному судну «Юрий Топчев» ограничительные по суммарной тяге кривые представлены на рис. 10 пунктирными линиями для трех случаев работы винта: в чистой воде, в слое ледяной каши толщиной 0,2 диаметра гребного винта ( $0,2D$ ) и толщиной 0,4 диаметра гребного винта ( $0,4D$ ). Если учесть, что диаметр ступицы гребного винта составляет примерно  $0,2D$ , то можно отметить, что во втором случае одна из лопастей гребного винта при вращении полностью погружается в ледяную кашу.

На этом же рисунке приведены кривые сопротивления корпуса судна при движении по открытой воде и в канале, наполненном ледяной кашей различной толщины. Достижимая скорость движения судна в каждом случае определяется как абсцисса точки пересечения соответствующих кривых сопротивления судна и максимальной тяги пропульсивного комплекса. В расчетах приняты следующие значения неизвестных параметров: номинальная частота вращения гребных винтов  $3,5$  1/с, коэффициент попутного потока  $0,1$ , коэффициент засасывания  $0,15$ .

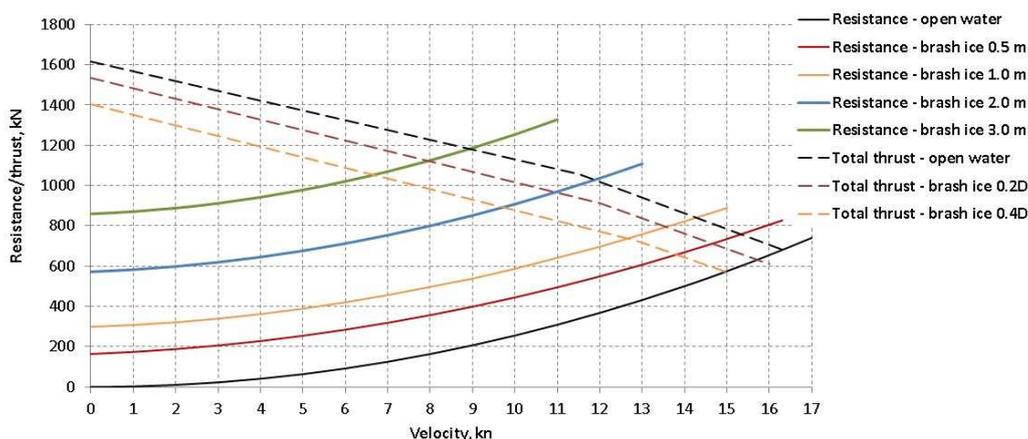


Рис. 10. Сопротивление судна и ограничительные тяговые характеристики пропульсивного комплекса при движении по чистой воде и в старом ледовом канале

Построенная на рис. 10 диаграмма позволяет оценить ожидаемое падение максимальной скорости движения судна по старому каналу, заполненному ледяной кашей, в зависимости от двух параметров: ее толщины по центру канала перед судном и толщины слоя ледяной каши, в которую погружается гребной винт. В частности, видно, что при толщине слоя ледяной каши в канале всего 0,5 м максимальная скорость хода судна снизится на 1,6 уз, если гребной винт будет погружен в ледяную кашу на  $0,2D$ . Нарастание слоя каши в канале до толщины 3 м, когда вытесняемая по бортам судна ледяная каша достигает осадки судна, скорость движения судна может снизиться почти на 10 уз, если при этом гребной винт будет погружен в кашу на  $0,4D$  диаметра. При этом примерно от 20 % до 50 % общего снижения достижимой скорости хода судов в ледяной каше обусловлено падением эффективности гребных винтов.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ДИСКУССИЯ

При планировании маршрутов в покрытых льдом акваториях и поиске оптимальных решений необходимо выполнить оценку скорости хода в прогнозируемых ледовых условиях. Один из режимов эксплуатации судов ледового плавания — движение по старым ледовым каналам, забитым ледяной кашей. Существующие в настоящее время расчетные модели позволяют оценить ожидаемую толщину ледяной каши в канале в зависимости от температурного режима в рассматриваемой акватории и интенсивности судоходства по каналу. В настоящей статье описана схема теоретической оценки ходовых качеств ледокольного судна «Юрий Топчев» при движении по старому каналу в зависимости от толщины ледяной каши. Выполненные расчетные исследования показали, что снижение скорости хода судна в ледовом канале обусловлено не только сопротивлением корпуса, увеличивающимся с ростом толщины ледяной каши, но и падением эффективности работающих в каше гребных винтов. Причем последний фактор может обуславливать до 50 % суммарного падения скорости судна в ледяной каше. Описанная в работе процедура является универсальной и может быть применена к другим судам ледового плавания.

К сожалению, данные натурных испытаний судов в старых ледовых каналах с одновременной регистрацией всех необходимых параметров (толщины слоя ледяной каши в канале, параметров ходкости судна и его пропульсивного комплекса) отсутствуют. Поэтому полученные результаты подтверждаются лишь с точки зрения качественной оценки имеющимися опытом эксплуатации и данными наблюдения за движением судов в ледяной каше и работой пропульсивного комплекса.

Исследования показали, что существенное (на несколько порядков) увеличение вязкости среды, в которой работает гребной винт, приводит к заметному снижению его эффективности. В представленной работе в качестве вязкости ледяной каши принято среднее значение вязкости ледяного сала, само по себе изменяющееся в довольно широких пределах (в зависимости от пористости, температуры и т. п.). Для выполнения более строгих оценок изменения гидродинамических параметров гребного винта необходимо уточнение кинематической вязкости ледяной каши.

Выявлена однозначная тенденция снижения эффективности гребных винтов с ростом толщины слоя ледяной каши, в которую он погружается. Можно полагать, что толщина этого слоя зависит от исходной толщины ледяной каши в канале, от формы кормовых обводов судна, от места расположения гребных винтов, от скорости движения судна. В настоящем исследовании толщина слоя ледяной каши, в которую погружаются гребные винты судна «Юрий Топчев», не оценивалась. Расчеты выполнены для диапазона значений этого параметра.

В приведенной расчетной схеме не учтено влияние ледяной каши на изменение коэффициентов влияния корпуса (попутного потока и засасывания). Ранее выполненные малочисленные исследования этого вопроса не позволили выявить однозначные тенденции изменения этих параметров при движении судов в ледяной каше, и они полагались такими же, как и в открытой воде.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ REFERENCES

1. Sandkvist J. Conditions in brash ice covered channels with repeated passages / J. Sandkvist // International Conference on Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions: 27/07/1981-31/07/1981. — Universite Laval, 1981. — P. 244 — 252.
2. Ettema R. Ice formation in frequently transited navigation channels / R. Ettema, H.-P. Huang. — US Government Printing Office, 1990. — Vol. 90. № 40.
3. Riska K. Modelling brash ice growth in ports / K. Riska, R. Blouquin, E. Coche, S. Shumovskiy et al. // 22nd IAHR International Symposium on Ice (Singapore, August 11 to 15, 2014). Singapore. — 2014. — P. 853 — 859.
4. Karulin E.B. Analytical model of navigable channel evolution in ice conditions / E.B. Karulin, M.M. Karulina, O.V. Tarovik // International Journal of Offshore and Polar Engineering. — 2019. — Vol. 29. № 3. — P. 277 — 285.
5. Finnish-Swedish Ice Class Rules. [Электронный ресурс] URL: [https://www.sjofartsverket.se/globalassets/isbrytning/pdf-regelverk/finnish-swedish\\_iceclass\\_rules.pdf](https://www.sjofartsverket.se/globalassets/isbrytning/pdf-regelverk/finnish-swedish_iceclass_rules.pdf) (дата обращения 22.10.2024).
6. Riska K. Performance of merchant vessels in the Baltic / K. Riska, M. Wilhelmson, K. Englund, T. Leiviska // Winter Navigation Research Board, Res. Rpt. — 1997. — Vol. 52. — P. 72.
7. Karulina M. Extension of FSICR method for calculation of ship resistance in brash ice channel / M. Karulina, E. Karulin, O. Tarovik // International Conference on Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions: 09/06/2019 — 13/06/2019. Delft, The Netherlands, 2019. [Электронный ресурс] URL: <https://www.poac.com/Papers/2019/pdf/POAC19-010.pdf> (дата обращения 22.10.2024).
8. Kostilainen V. Performance of marine propellers in ice-clogged channels / V. Kostilainen. — Finnish Board of Navigation, 1981.
9. Wang J. Modeling of brash ice channel and tests with model CCGS Terry Fox / J. Wang, M. Lau, Ch.-J. Lee, S.-R. Cho // International Journal of Offshore and Polar Engineering. — 2009. — Vol. 19. — №. 3.
10. Karulina M. Analytical investigation of propeller operation in brash ice / M. Karulina, E. Karulin // International Conference on Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions, 14/06/2021 — 18/06/2021. Moscow, Russia, 2021. [Электронный ресурс] URL: <https://www.poac.com/Proceedings/2021/POAC21-032.pdf> (дата обращения 22.10.2024).
11. de Carolis G. Effective viscosity of grease ice in linearized gravity waves / G. de Carolis, P. Olla, L. Pignagnoli // Journal of Fluid Mechanics. — 2005. — Vol. 535. — P. 369 — 381.
12. Jacobs E.N. The characteristics of 78 related airfoil section from tests in the variable-density wind tunnel / E.N. Jacobs, K.E. Ward, R.M.L. Pinkerton. — US Government Printing Office, 1933. — №. 460.
13. Справочник по теории корабля: в 3 т. / под ред. Я.И. Войткунского. Т. 1. Гидромеханика. Сопrotivление движению судов. Судовые двигатели. Л.: Судостроение, 1985. = Spravochnik po teorii korablya: v 3 t. / pod red. Ya.I. Voitkunskogo. T. 1. Gidromekhanika. Soprotivlenie dvizheniyu sudov. Sudovye dvizhiteli [Ship theory handbook: in 3 vols. Ed by Ya.I. Voitkunskii. Vol. 1. Hydromechanics. Ship propulsion resistance. Ship propulsion systems]. — L.: Sudostroenie, 1985. (In Russ.)

УДК 629. 5.017.2/3

## ОБЗОР ВЕРОЯТНОСТНЫХ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ОСТОЙЧИВОСТИ

**М.А. Кутейников**, д-р техн. наук, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 191181 Россия, Санкт-Петербург, Миллионная ул., 7А, e-mail: kuteynikov.ma@rs-class.org

**В.Р. Самойлов**, ст. эксперт 2 кат., ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 191181 Россия, Санкт-Петербург, Миллионная ул., 7А, e-mail: samoylov.vr@rs-class.org

В связи с активным развитием вероятностных подходов к нормированию остойчивости возникает необходимость их изучения и адаптации к существующей практике. В статье выполнен обзор вероятностных методов оценки остойчивости и различных схем построения вероятностных критериев. Рассмотрены различные физические модели поведения судна, подвергающегося внешним воздействиям в процессе эксплуатации. Задачей обзора является определение оптимального метода вероятностной оценки остойчивости для целей нормирования с учетом опыта разработки отечественных требований, содержащихся в Правилах Российского морского регистра судоходства. Из обзора видно, что в вероятностном методе оценки остойчивости должно быть учтено множество случайных факторов, таких как загрузка, скорость хода, курсовой угол, состояние моря, наличие или отсутствие дополнительных кренящих воздействий, таких как воздействие от рывка буксирного троса, обрыв груза при грузоподъемных операциях и т. д. Также следует учитывать специфические режимы эксплуатации, характерные для отдельных типов судов. В заключении сделан вывод о возможности построения норм остойчивости на основе вероятностных методов и отмечена необходимость учета времени пребывания в различных условиях эксплуатации.

**Ключевые слова:** нормирование остойчивости, вероятностный метод оценки остойчивости, остойчивость на волнении, критерий риска потери остойчивости.

## REVIEW OF PROBABILISTIC METHODS OF STABILITY ASSESSMENT

**M.A. Kuteynikov**, DSc, FAI Russian Maritime Register of Shipping, 191181, Russia, St. Petersburg, Millionnaya ul., 7A, e-mail: kuteynikov.ma@rs-class.org

**V.R. Samoilov**, Senior expert 2 cat., FAI Russian Maritime Register of Shipping, 191181, Russia, St. Petersburg, Millionnaya ul., 7A, e-mail: samoylov.vr@rs-class.org

Due to the active development of probabilistic approaches to stability normalization, there is a need to study and adapt them to existing practice. The article provides an overview of probabilistic methods of stability assessment and various schemes for constructing probabilistic stability criteria. The review of various physical models of behavior of a vessel exposed to various external effects during operation is carried out. The objective of the review was to determine the most optimal method of probabilistic stability assessment for rationing purposes. From the review, it can be seen that the probabilistic method of stability assessment should take into account many random factors, such as loading, ship speed, heading angle, sea state, the presence or absence of additional heeling effects, such as the impact from the jerk of the tow rope, cargo breakage during lifting operations, etc. It is also necessary to take into account the specific operating modes which are actual for certain types of ships. In conclusion, it is noted that it is possible to build stability standards based on probabilistic methods and the need to take into account the time spent in various operating conditions is noted.

**Keywords:** stability standardization, probabilistic method of stability assessment, stability on waves, stability failure risk criterion.

## ВВЕДЕНИЕ

В процессе эксплуатации суда подвергаются внешним воздействиям, которые стремятся вывести их из равновесия. Такие воздействия могут быть обусловлены как внешней средой, так и специфическим для рассматриваемого типа судна режимом эксплуатации. К числу воздействий внешней среды, которые стремятся вывести судно из положения равновесия, относятся ветер и волны. К числу воздействий при специфических режимах эксплуатации относятся кренящие моменты, возникающие при перемещении различных подвижных грузов, например жидких, перекачиваемых и подвешенных, от рывка буксирного троса, от скопления пассажиров у одного борта на пассажирских судах. Отдельно стоит отметить, что крен на судах, перевозящих навалочный груз, может быть обусловлен также смещением груза. Нередко подобное явление может предшествовать опрокидыванию судов [1]. Может возникнуть крен на циркуляции и т. д.

Вероятность появления морского и ветрового волнения с заданными параметрами зависит от времени года и района. Результат воздействия такого волнения зависит от формы корпуса судна, направления воздействия по отношению к заданному положению корпуса судна, скорости хода судна, загрузки судна, совершаемых судоводителем маневров в момент воздействия, продолжительности воздействия и т. д.

Чтобы обеспечить безопасность судна на волнении, можно выделить и рассмотреть один либо несколько наихудших вариантов сочетаний вышеперечисленных факторов. Однако это может привести к заданию слишком строгих случаев, которые на практике могут не встречаться. В то же время анализ всех возможных ситуаций по отдельности потребует сложного изучения, так как они обусловлены слишком большим количеством факторов. Принимая во внимание вышесказанное, выглядит логичным поиск решения задачи по предотвращению опрокидывания судна на волнении методами теории вероятностей.

В данной статье предлагается сделать обзор вероятностных методов оценки остойчивости, разработанных отечественными авторами, и оценить оптимальный метод оценки для нормирования остойчивости.

## ОБЗОР ВЕРОЯТНОСТНЫХ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ОСТОЙЧИВОСТИ СУДНА

Работы, посвященные количественной оценке вероятности опрокидывания, были выполнены Г.А. Фирсовым, В.А. Богдановым, А.И. Ваксом [2], Л.Г. Цоем [3], Н.Б. Севастьяновым [4, 5] и И.К. Бородаем [6].

Г.А. Фирсов предложил нормировать остойчивость неповрежденного судна по вероятности его пребывания в опасных условиях. Граница между опасными и неопасными условиями устанавливалась нормативными значениями давления ветра. Для судов неограниченного района плавания допустимая вероятность пребывания в опасных условиях приравнивалась к вероятности появления таких условий в самом бурном районе плавания при наименее благоприятном сезоне.

Для судов ограниченного района плавания вероятность попадания в опасные условия вычислялась для заданного района и времени года с учетом квалификации судоводительского состава. Эта вероятность должна быть меньше либо равна вероятности пребывания в опасных условиях судна неограниченного района плавания, чтобы остойчивость судна считалась достаточной.

Идеи Г.А. Фирсова были использованы и развиты В.А. Богдановым и А.И. Ваксом [2]. Они разбили задачу об оценке вероятности опрокидывания судна под действием ветра и волнения на две части. Первая часть задачи состояла в том, чтобы определить вероятность попадания судна в данные гидрометеорологические условия, а вторая — в определении вероятности опрокидывания судна, попавшего в эти условия. Для определения вероятности попадания судна в определенные гидрометеорологические условия использовались сведения об их повторяемости в различных районах мирового океана. Сведения эти представлены в форме результатов наблюдений, выполненных с интервалом 6 часов, в течение которых гидрометеорологические условия предполагаются неизменными.

При решении первой части задачи учитывались также месяц и район эксплуатации, поскольку они оказывают влияние на вероятность появления заданных гидрометеорологических условий.

Вероятность того, что судно будет находиться под определенным углом по отношению к направлению воздействия ветра и волнения, была принята одинаковой для всех возможных углов, так как данные о распределении курсового угла судна относительно волнения отсутствуют. Направление действия ветра условно предполагалось совпадающим с направлением действия волнения, так как точных данных о распределении направления действия ветра относительно направления действия волнения нет.

Действие ветра в методе В.А. Богданова и А.И. Вакса состоит из двух компонентов: из статического, обусловленного постоянным действием ветра средней скорости, и динамического, обусловленного порывами, прибавляемыми к статическому компоненту в случайные моменты времени.

Скорость ветра в порыве от средней до наибольшей принята возрастающей мгновенно и не меняющейся в течение времени наклона судна. Значение наибольшей скорости определялось по действительной эпюре изменения скорости ветра из условия равенства работ кренящих моментов и при мгновенном приложении. Чтобы выполнить это условие приближенно, была взята осредненная скорость ветра в порыве за время наклона судна.

Вторая часть задачи состояла в определении вероятности опрокидывания в заданных условиях. Сначала вероятность опрокидывания определялась для одного случайного наклона под действием порыва заданной величины.

Для определения вероятности строилась разграничительная кривая, отделяющая опасные сочетания мгновенных случайных сочетаний амплитуд и угловых скоростей качки от неопасных. По кривой

определялась вероятность попадания случайного сочетания в опасную область. Разграничительная линия определялась из условия равенства работ кренящих и восстанавливающих моментов при разной порывистости ветра, характеризуемой коэффициентом порывистости.

Продолжительность порыва была выбрана 2,5 секунды В.А. Богдановым и А.И. Ваксом, что является меньшим значением по сравнению с полупериодом собственных колебаний у большинства судов.

Вероятность опрокидывания за 6 часов определялась с предположением о неизменном курсовом угле судна и направлении действия ветра и волн. Шестичасовой срок был выбран в соответствии с формой представления статистических данных наблюдений за ветром и волнением.

Для расчетной оценки вероятности опрокидывания Л.Г. Цой [3] применил методику, аналогичную методике В.А. Богданова и А.И. Вакса, но в качестве продолжительности действия порывов ветра принял время, сопоставимое с периодом собственных бортовых колебаний конкретного судна вместо фиксированных 2,5 секунды, а также учел изменение характеристик качки в зависимости от курсового угла судна по отношению к направлению распространения нерегулярного двухмерного волнения.

Учет влияния курсового угла судна, имеющего ход, на амплитуды его качки был выполнен Л.Г. Цоем в его работе [3] путем подробной обработки данных по мореходным испытаниям судов различных типов. По результатам обработки была получена область значений относительных амплитуд бортовой качки при различных скоростях хода в зависимости от курсового угла по отношению к направлению распространения волнения. Зависимость после аппроксимации [7] была использована для оценки вероятности опрокидывания судов при разных курсовых углах.

Изменение диаграммы поперечной статической остойчивости на попутных по отношению к направлению бега волн курсовых углах оценивалось в работе Л.Г. Цоя по методу С.Н. Благовещенского [8]. В качестве расчетной принималась средняя диаграмма за период времени, равный полупериоду собственных колебаний.

Предметом работы Л.Г. Цоя [3] являлась попытка оценить существовавшие критерии остойчивости с помощью методов теории вероятностей и подготовить предложения по совершенствованию действовавших критериев. В связи с этим расчет полной вероятности опрокидывания при любом, безразлично каком, курсовом угле судна по отношению к направлению бега волн им не выполнялся. Было проведено рассмотрение нескольких вариантов с целью выбрать наилучший возможный из них.

Также в работе отмечено, что на практике курсовой угол и скорость хода судна во время шторма выбирают таким образом, чтобы избежать больших амплитуд качки и существенного снижения остойчивости. Штормования лагом судоводители избегают, стараясь держать курс носом на волну либо по волне в среднем под небольшим углом около  $20^\circ$ , причем первое происходит значительно чаще. Поэтому курсовые углы судна по отношению к направлению бега волн и действия ветра фактически не являются равновероятными.

Н.Б. Севастьянов занимался исследованием вопроса о возможности и целесообразности разработки норм остойчивости, полностью основанных на вероятностном подходе [9]. В его работе была предложена схема, в которой критерием условно принята вероятность того, что судно ни разу не опрокинется за весь срок эксплуатации. В схеме принято, что судно на протяжении срока своей службы попадает в различные комплексы условий, в которых определялась вероятность хотя бы одного опрокидывания за срок существования комплекса.

Общая вероятность сохранения остойчивости при однократном попадании судна в каждый из заданных комплексов условий в течение всего срока службы в работе [9] предполагалось вычислять как произведение вероятностей сохранения остойчивости в каждом отдельном комплексе условий, если же какие-либо отдельные условия повторялись в течение срока службы неоднократно, то соответствующий комплекс возводился в степень, соответствующую кратности его повторения.

Комплексы условий Н.Б. Севастьяновым определялись как воздействие факторов, которые могут быть либо могут не быть в некоторый момент времени. Для примера в своей схеме он учел наличие либо отсутствие волнения с ветром, дополнительных кренящих моментов (несимметричная нагрузка, тяга на гаке под углом к ДП и т. д.), свободы маневра (направления и скорости хода). Из этих факторов было составлено определенное количество комплексов условий. Вероятность существования хотя бы одного из составленных комплексов была принята равной единице.

В исследовании [4] Н.Б. Севастьяновым была предложена еще одна форма вероятностного критерия, где в качестве эквивалента вероятности потери остойчивости было выбрано среднее число теряемых ежегодно судов в расчете на некоторое их число одного типа.

Помимо новой формы критерия, в работе [4] кратко рассмотрен вопрос о статистическом описании движения судна с шестью степенями свободы. Отмечено, что практически применимых методов получения плотности вероятности совместного распределения характеристик качки с шестью степенями свободы пока не существует. Если же предположить, что указанная задача решена, то вероятность опрокидывания должна

быть определена исходя из построения многомерной сепарирующей поверхности вместо плоской кривой, разграничивающей сочетания характеристик качки, при которых судно останется на плаву, и сочетания, при которых оно опрокидывается.

В исследовании [4] также отмечено, что нагрузка судна подвержена случайным изменениям и может рассматриваться как многомерный случайный вектор. С такой позиции нагрузка рассмотрена в работе [10].

На основании вышеуказанного, первый вывод исследования [4] говорит о невозможности использования строго вероятностного подхода к нормированию остойчивости ввиду нерешенности нескольких задач, однако использование вероятностных методов для уточнения характеристик внешних сил и движения судна является вполне правомерным.

В работе [10] предложен иной подход к вероятностному нормированию остойчивости, в котором вопрос о вероятности опрокидывания заменен на вопрос о вероятности невыполнения установленных детерминистических критериев [11], [12].

Хотя идея о вероятности выполнения детерминистических критериев в целом может упростить процесс вероятностного нормирования, на практике, если говорить именно о подходе, принятом в работе [10], судоводители обязаны осуществлять загрузку судна до выхода в рейс таким образом, чтобы все детерминистические критерии были выполнены с учетом расходования запасов. То есть вероятность выполнения детерминистических критериев на практике всегда равна единице.

Также при таком подходе недостаточная остойчивость в одних условиях нагрузки может быть скомпенсирована избыточной остойчивостью в иных условиях и привести к формально достаточной общей вероятности выполнения норм остойчивости.

В работе [13] Н.Б. Севастьянов рассмотрел вероятностное нормирование остойчивости с позиции теории надежности. В качестве вероятностного критерия сохранения остойчивости использовался критерий безотказной работы в течение заданного времени. При этом под отказом понимается опрокидывание либо недопустимый крен судна.

В работе также отмечено, что использование теории надежности для нормирования остойчивости и применение вышеуказанного критерия потребует определения гарантии безотказной работы. В вышеуказанной теории известно три вида гарантий: полная, вероятностная и полновероятностная.

Полная гарантия предполагает расчет критерия надежности в условиях, значительно более неблагоприятных, чем планируемые в эксплуатации. Вероятностная гарантия подразумевает возможность некоторого числа отказов в течение заданного срока и требует описания всех условий эксплуатации, а не только самых неблагоприятных. Полновероятностная гарантия обеспечивает безотказную работу при заданных эксплуатационных условиях, но допускает некоторое количество отказов вне этих условий.

Вопрос об определении гарантии безотказной работы при нормировании остойчивости методами теории надежности на сегодняшний день остается открытым. При этом принцип полной гарантии в нормировании остойчивости практически неосуществим.

В работе [6] И.К. Бородаев представлен метод вычисления вероятности опрокидывания при воздействии случайной внешней кренящей нагрузки при произвольном курсовом угле хода судна по отношению к направлению бега двумерных нерегулярных волн.

Исследованы закономерности изменения остойчивости на установившемся двумерном нерегулярном волнении. В исследовании принималось, что кренящая нагрузка действует в плоскости мидель-шпангоута.

Восстанавливающий момент при качке на волнении принят случайной величиной, зависящей от времени и угла крена (изучение его изменения происходило в предположении о наличии фиксированного угла крена от действия постоянного ветра) у качающегося судна. При этом в ходе изучения он был разделен на две части: первая — восстанавливающий момент на тихой воде, вторая — дополнительный восстанавливающий момент, зависящий от изменения погруженного объема корпуса, происходящего вследствие качки.

Дополнительный восстанавливающий момент также был разбит на две части, первая из которых является суммой гидростатических давлений по дополнительному погруженному объему корпуса судна, а вторая — суммированием ускорений частиц жидкости в объеме корпуса судна, плавающего на тихой воде при фиксированном крене. Обе части имеют случайные значения, процесс изменения которых является стационарным, так как зависит от волнения, которое тоже является случайным стационарным процессом. Поскольку плотности вероятностей ускорений частиц имеют нормальное распределение, то вторая часть дополнительного восстанавливающего момента имеет также нормальное распределение. Случайный характер первой части обусловлен тем, что для каждого поперечного сечения по всей длине корпуса судна значение восстанавливающего момента вычисляется интегрированием по площади накрененного шпангоута. Форма и величина этой площади случайно меняются во времени. Поэтому первая часть является суммой бесконечно большого числа слагаемых, каждое из которых имеет свой закон распределения. Для простоты и с

учетом работы [14] принято, что первая часть дополнительного восстанавливающего момента имеет нормальное распределение.

В итоге в работе [6] угол крена вычисляется для судна, испытывающего бортовую качку, движущегося произвольным курсовым углом при условии постоянно меняющейся на волнении остойчивости из равенства работы кренящего и восстанавливающего момента с учетом кинетической энергии качающегося на волнении судна в момент воздействия заданной кренящей нагрузки.

В качестве вероятности опрокидывания при однократном воздействии заданной кренящей нагрузки на качающееся судно в работе [6] предложена вероятность превышения заданного предельно допустимого угла крена при заданном кренящем моменте. Она соответствует вероятности того, что работа кренящего момента окажется больше разницы работы восстанавливающего момента и кинетической энергии, сообщаемой судну морскими волнами, в диапазоне углов от мгновенного угла крена во время бортовой качки до заданного предельно допустимого угла крена. В качестве предельно допустимого угла крена для практических расчетов в первом приближении выбран угол максимума диаграммы статической остойчивости.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из представленного обзора можно сделать вывод, что оптимальным для целей нормирования остойчивости будет метод, основанный на разбивке задачи по определению вероятности опрокидывания на две задачи: 1) определение вероятности появления заданных гидрометеорологических условий и 2) определение вероятности опрокидывания в заданных условиях. Вероятность появления заданных ветро-волновых условий может быть определена из статистических данных, например из [15]. При этом физическая модель опрокидывания в заданных условиях эксплуатации может быть разная (при постановке судна лагом к волнению опрокидывание может произойти непосредственно от действия ветра и волн, при ходе на попутном и косом попутном волнении может произойти брочинг, параметрический резонанс [16] или потеря остойчивости на попутной волне [17], от избыточных ускорений при качке может произойти травмирование экипажа или смещение/потеря груза [18] и т.д.), поэтому нужно ограничить выбор какими-то заранее установленными наиболее опасными ситуациями и оценивать вероятность потери остойчивости только в них при различных ветро-волновых условиях. Попытка охватить сразу все возможные курсовые углы сделает диаграмму статической остойчивости случайной переменной, так как на некоторых курсовых углах ее форма меняется на волнении, но это не позволит учесть опасные динамические явления как причины опрокидывания, например такие явления, как параметрический резонанс или брочинг [19, 20].

Если при заданном комплексе условий вероятность сохранения остойчивости хотя бы на небольшой промежуток времени будет меньше единицы, то при неограниченной продолжительности комплекса вероятность сохранения остойчивости будет стремиться к нулю. По этой причине при вероятностном подходе необходимо учитывать фактор времени, в частности срок эксплуатации судна, продолжительности существования заданного комплекса условий и т.д.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аксютин Л.Р. Аварии судов от потери остойчивости / Л.Р. Аксютин, С.Н. Благовещенский. Л.: Судостроение, 1975.
2. Богданов В.А. Оценка безопасности плавания судов в условиях ветра и волнения методами теории вероятностей / В.А. Богданов, А.И. Вакс // Судостроение. — 1969. — № 1. — С. 6 — 10.
3. Цой Л.Г. Исследование вопросов нормирования остойчивости морских судов с помощью теории вероятностей: дис. ... канд. техн. наук / Л.Г. Цой; ЦНИИ им. ак. А.Н. Крылова.
4. Севастьянов Н.Б. Исследование возможности практической реализации вероятностного нормирования остойчивости / Н.Б. Севастьянов // Судостроение. — 1978. — № 1. — С. 13 — 17.
5. Севастьянов Н.Б. Основные вопросы нормирования остойчивости промысловых судов / Н.Б. Севастьянов // Теоретические и практические вопросы остойчивости и непотопляемости / Регистр СССР. — М.; Л.: Транспорт, 1965.
6. Бородай И.К. Статистические характеристики остойчивости и вероятность опрокидывания судна при движении произвольным курсовым углом на нерегулярном волнении // Теоретические и практические вопросы остойчивости и непотопляемости морских судов / Регистр СССР. — М.; Л.: Транспорт, 1968.
7. Волков Б.Н., Разработка принципиальных вопросов обеспечения безопасности плавания морских транспортных и промысловых судов / Б.Н. Волков, Л.Г. Цой // Технический отчет по теме А-1-102. Раздел П. Остойчивость / ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. — Л., 1963.
8. Благовещенский С.Н. Остойчивость судна на гребне волны / С.Н. Благовещенский // Теоретические и практические вопросы остойчивости и непотопляемости / Регистр СССР. — М.; Л.: 1965.

9. Севастьянов Н.Б. О вероятностной схеме построения норм остойчивости / Н.Б. Севастьянов; Регистр СССР. — М.; Л.: Транспорт, 1965.
10. Моисеева М.Э. Оценка совместимости требований к остойчивости, непотопляемости и бортовой качке судов / М.Э. Моисеева. — Л.: Судостроение, 1976.
11. Resolution MSC.267(85). Adoption of the International Code on Intact Stability, 2008 (2008 IS Code). IMO documents, London, 2008.
12. MSC.1/Circ.1281. Explanatory Notes to the International Code on Intact Stability, 2008. IMO documents, London, 2008.
13. Севастьянов Н.Б. Вероятностное нормирование остойчивости как задача теории надежности / Н.Б. Севастьянов // Научно-технический сборник (Регистр СССР). — 1982. — Вып. 12. — С. 94 — 100.
14. Бернштейн С.П. Распространение предельной теоремы теории вероятностей на сумму зависимых величин / С.П. Бернштейн // Успехи математических наук. — 1944. — Вып. 10. — С. 65 — 144.
15. IACS Rec. No. 34. Standard Wave Data, 2001.
16. Семенова В.Ю. Нелинейная теория качки судов: уч. пос. / В.Ю. Семенова. СПб.: СПбГМТУ, 2014.
17. Чижумов С.Д. Основы динамики судов на волнении: уч. пос. / С.Д. Чижумов. Комсомольск-н/А: КнАГТУ, 2010.
18. Investigation report 510/08. Very serious marine casualty. Fatal accident on board the CMV Chicago Express during Typhoon "HAGUPIT" on 24 September 2008 off the coast of Hong Kong. Issued by Bundesstelle für Seeunfalluntersuchung, 2009.
19. Krüger S. Development of threshold values for a minimum stability criterion based on full scale accidents / S. Krüger, F. Kluge. Institute of Ship Design and Ship Safety, 2010 (Schriftenreihe Schiffbau).
20. Neves M.A.S. Contemporary ideas on ship stability and capsizing in waves / M.A.S. Neves, V.L. Belenky, J.O. de Kat, K. Spyrou et al. Springer, 2011.

## REFERENCES

1. Aksyutin L.R., Blagoveshchenskii S.N. Avarii sudov ot poteri ostoichivosti [Ship accidents due to loss of stability]. L.: Sudostroenie, 1975. (In Russ.)
2. Bogdanov V.A., Vaks A.I. Otsenka bezopasnosti plavaniya sudov v usloviyakh vetra i volneniya metodami teorii veroyatnoy teorii [Assessment of safety of ship navigation in wind and wave conditions by methods of probability theory]. *Sudostroenie* 1 (1969): 6-10. (In Russ.)
3. Tsoi L.G. *Issledovanie voprosov normirovaniya ostoichivosti morskikh sudov s pomoshch'yu teorii veroyatnoy teorii: diss. ... kand. tekhn. nauk* [Study of the issues of norming the stability of sea-going ships using probability theory: PhD thesis]. Krylov State Research Centre. (In Russ.)
4. Sevast'yanov N.B. Issledovanie vozmozhnosti prakticheskoi realizatsii veroyatnogo normirovaniya ostoichivosti [Study of the issues of norming the stability of sea-going ships using probability theory]. *Sudostroenie* 1 (1978): 13-17. (In Russ.)
5. Sevast'yanov N.B. Osnovnye voprosy normirovaniya ostoichivosti promyslovykh sudov [Main issues of norming the stability of fishing ships]. *Teoreticheskie i prakticheskie voprosy ostoichivosti i nepotoplyaemosti*, USSR Register. M.; L.: Transport, 1965. (In Russ.)
6. Borodai I.K. Statisticheskie kharakteristiki ostoichivosti i veroyatnost' oprokidyvaniya sudna pri dvizhenii proizvol'nym kursovym uglom na neregulyarnom volnenii [Statistical characteristics of stability and capsizing probability of a ship when travelling at an arbitrary heading angle in irregular waves]. *Teoreticheskie i prakticheskie voprosy ostoichivosti i nepotoplyaemosti morskikh sudov*, USSR Register. M.; L.: Transport, 1968. (In Russ.)
7. Volkov B.N., Tsoi L.G. Razrabotka printsipial'nykh voprosov obespecheniya bezopasnosti plavaniya morskikh transportnykh i promyslovykh sudov [Exploring fundamental issues of ensuring the safety of navigation of sea-going transport and fishing ships]. *Tekhnicheskii ochet po teme A-1-102. Razdel P. Ostoichivost'*. Krylov State Research Centre. L., 1963. (In Russ.)
8. Blagoveshchenskii S.N. Ostoichivost' sudna na grebne volny [Stability of a ship on a wave crest]. *Teoreticheskie i prakticheskie voprosy ostoichivosti i nepotoplyaemosti*, USSR Register. M.; L.: Transport, 1965. (In Russ.)
9. Sevast'yanov N.B. O veroyatnostnoi skheme postroeniya norm ostoichivosti [On the probability scheme for building stability norms]. *Teoreticheskie i prakticheskie voprosy ostoichivosti i nepotoplyaemosti*, USSR Register. M.; L.: Transport, 1965. (In Russ.)
10. Moiseeva M.E. Otsenka sovmestimosti trebovaniy k ostoichivosti, nepotoplyaemosti i bortovoi kachke sudov [Assessment of compatibility of the requirements for stability, unsinkability and rolling of ships]. L.: Sudostroenie, 1976. (In Russ.)
11. Resolution MSC.267(85). Adoption of the International Code on Intact Stability, 2008 (2008 IS Code). IMO documents, London, 2008.
12. MSC.1/Circ.1281. Explanatory Notes to the International Code on Intact Stability, 2008. IMO documents, London, 2008.
13. Sevast'yanov N.B. Veroyatnostnoe normirovanie ostoichivosti kak zadacha teorii nadezhnosti [Probabilistic norming of stability as an objective of reliability theory]. *Nauchno-tekhnicheskii sbornik (USSR Register)*, 12 (1982): 94-100. (In Russ.)
14. Bernshtein S.P. Rasprostranenie predel'noi teoremy teorii veroyatnoy teorii na summu zavisimykh velichin [Extension of the limit theorem of probability theory to a sum of dependent variables]. *Uspexi matematicheskikh nauk*, 10 (1944): 65-144. (In Russ.)
15. IACS Rec. No. 34. Standard Wave Data, 2001.
16. Semenova V.Yu. Nelineinaya teoriya kachki sudov [Nonlinear theory of ship rolling: textbook]. SPb.: SPbGMTU, 2014. (In Russ.)
17. Chizhiumov S.D. Osnovy dinamiki sudov na volnenii [Fundamentals of ship dynamics at roughness: textbook]. Komsomol'sk-n/A: KnAGTU, 2010. (In Russ.)
18. Investigation report 510/08. Very serious marine casualty. Fatal accident on board the CMV Chicago Express during Typhoon "HAGUPIT" on 24 September 2008 off the coast of Hong Kong. Issued by Bundesstelle für Seeunfalluntersuchung, 2009.
19. Krüger S., Kluge F. Development of threshold values for a minimum stability criterion based on full scale accidents. Institute of Ship Design and Ship Safety, 2010 (Schriftenreihe Schiffbau).
20. Neves M.A.S., Belenky V.L., de Kat J.O., Spyrou K. et al. Contemporary ideas on ship stability and capsizing in waves. Springer, 2011.

УДК 629.5.021.18 + 629.561.5

## АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДИК РАСЧЕТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СУДНА В РОВНОМ ЛЬДУ

**Н.Ю. Родионов**, эксперт ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 191181 Россия, Санкт-Петербург, Миллионная ул., 7А, e-mail: rodionov.ni@rs-class.org; ст. преп., Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121 Россия, Санкт-Петербург, Лоцманская ул., 3

В процессе проектирования судов ледового плавания и ледоколов одной из ключевых задач является определение параметров их ледовой ходкости. Важнейшим составляющим данного параметра является ледопробиваемость судна — способность преодолевать лед предельной толщины на устойчивой скорости движения 2 — 3 уз при работе энергетической установки на режиме максимальной мощности. Ледопробиваемость зависит от целого перечня факторов, среди которых основные — ледовое сопротивление движению, тяга движительного комплекса и мощность энергетической установки.

Данная работа является первой частью исследования, посвященного разработке рекомендаций по выбору существующих расчетных методов определения ледового сопротивления движению судна в сплошном ровном льду. Несмотря на обширный накопленный опыт и отработку ряда расчетных методик, необходимо отметить ограниченные возможности их применения. Причина данных ограничений заключается в несовершенстве разработанных математических моделей взаимодействия корпуса судна с ледяным покровом, а также в несоответствии применяемых эмпирических коэффициентов современным проектам судов. При этом различные методики имеют отличающиеся по точности результаты расчетов применительно к судам разных классов и размеров. Это также обуславливается спецификой используемых математических моделей и количеством учитываемых факторов.

В работе проводится анализ и систематизация сценариев взаимодействия корпусов судов различного типа со сплошным ледяным покровом. Далее, рассматриваются существующие расчетные методики определения ледового сопротивления и приводится их SWOT-анализ. Во второй части исследования предполагается привести данные по верификации рассмотренных методов данными экспериментальных исследований. На основании полученных результатов будут сформированы рекомендации по выбору расчетных методик в зависимости от ледовых условий, типа судна и формы его корпуса.

Исследования, направленные на повышение точности прогнозирования значений ледового сопротивления на предварительных этапах проектирования, являются актуальными и могут значительно снизить финансовые и трудовые затраты проектных организаций.

**Ключевые слова:** ледовое сопротивление, ровный лед, ледокол, судно ледового плавания.

## ANALYSIS OF EXISTING COMPUTATIONAL METHODS FOR CALCULATING THE RESISTANCE TO SHIP MOVEMENT IN LEVEL ICE

**N.Yu. Rodionov**, expert, FAI Russian Maritime Register of Shipping, 191181 Russia, St. Petersburg, Millionnaya ul., 7A, e-mail: rodionov.ni@rs-class.org; Senior Lecturer, Saint-Petersburg State Marine Technical University, 190121 Russia, St. Petersburg, Lotsmanskaya ul., 3

In the process of designing ice-going ships and icebreakers, one of the key tasks is to determine the parameters of their ice-going capabilities, i.e. the ability to overcome ice of maximum thickness at a steady speed of 2—3 kt when the power plant is operating at maximum power. Ice-going capabilities depend on a whole range of factors, the most important of which are ice resistance, thrust of the propulsion system and the power of the power plant.

This work is the first part of a study focused on the development of recommendations for the selection of existing computational methods for determining the ice resistance to ship movement in level ice. Despite the extensive accumulated experience and the development of a number of calculation methods, their application is limited. The reason for these limitations lies in the imperfection of the developed mathematical models of the interaction of the ship's hull with the ice cover, as well as in the inconsistency of the applied empirical coefficients with modern ship designs. At the same time, it should be noted that different methods have different calculation results in terms of accuracy for ships of different classes and sizes. This is also due to the specifics of the mathematical models used and the number of factors considered.

The paper analyzes and systematizes scenarios of interaction between the hull of a vessel of various types with a level ice. Next, the existing computational methods for determining ice resistance are considered and their SWOT analysis is provided. In the second part of the study, it is proposed to provide data on the verification of the considered methods by experimental research data. Based on the results obtained, recommendations will be formed on the choice of calculation methods depending on ice conditions, the type of vessel and the shape of its hull. Research aimed at solving the problem of improving the accuracy of forecasting ice resistance values at the preliminary stages of design is relevant and can significantly reduce the financial and labor costs of design organizations.

**Keywords:** ice resistance, level ice, icebreaker, ice-going ship.

## ВВЕДЕНИЕ

Движение судов в условиях ледового плавания сопряжено с преодолением дополнительного сопротивления, называемого ледовым. Оно обуславливается наличием ледяного покрова в Арктическом и Антарктическом регионах, а также в замерзающих акваториях и реках.

При взаимодействии корпуса судна с ледяным покровом возникают силы, создающие дополнительное сопротивление движению и, как правило, значительно превышающие сопротивление на чистой воде. Состав, значение и характеристика этих сил зависит от рассматриваемых ледовых условий, характеристик ледяного покрова, формы корпуса судна, погодных условий, мощности энергетической установки (ЭУ) судна и т.д. Применительно к представляемому исследованию будет рассмотрен сценарий движения судна в сплошном ровном льду.

В предложенном сценарии для судов с носовой оконечностью, имеющей ледокольные обводы, состав сил и их взаимодействие приведены на рис. 1.

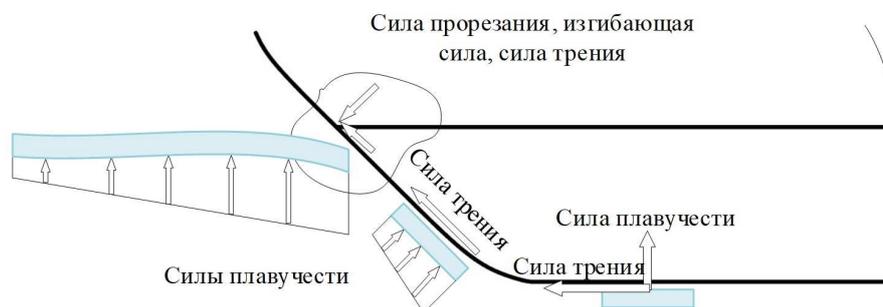


Рис. 1. Расположение сил при взаимодействии носовой оконечности судна с кромкой ледового поля

При взаимодействии судна с кромкой ледяного поля форштевень ударяется о лед, и носовая оконечность налезает на ледовый покров. Наблюдения, проведенные в арктических морях, показывают, что под форштевнем лед не разрушается изгибом, а как бы прорезается [1]. В то же время наблюдения за движением ледоколов на внутренних водных путях показали возможность разрушения ледового покрова изгибом под форштевнем [1]. Далее по носовой ветви конструктивной ватерлинии (КВЛ) происходит разрушение льда изгибом на отдельные сектора. Затем при перемещении обломков льда в район носовой скулы происходит их проворачивание и притапливание, также сопровождающееся отводом части обломков разрушенного льда под кромку ледового канала. В зависимости от формы корпуса судна, другая часть обломков образует «ледовую рубашку», создавая дополнительное сопротивление трения этих обломков о корпус судна. Интенсивность каждого из описанных процессов зависит от факторов, приведенных выше, но прежде всего от формы корпуса судна и характеристик ледяного покрова. Более подробно особенности взаимодействия корпусов судна различной конструкции со льдом будут рассмотрены в следующих разделах настоящего исследования.

Исходя из описанного процесса взаимодействия принято разделять общее ледовое сопротивление на составляющие [2]. Так, выделяют следующие компоненты:

- разрушение льда форштевнем и бортами судна;
- притапливание, переворачивание и раздвигание льдин;
- трение льда о корпус судна и о лед (сопротивление цилиндрической вставки).

Для оценки значений ледового сопротивления на сегодняшний день существуют различные методы:

- расчетные методики;
- модельные испытания в специализированных лабораториях (ледовых бассейнах);
- натурные исследования судов.

На предварительных этапах проектирования применяют первый и второй методы. Первый — для определения направления поиска оптимальных форм корпуса проектируемого судна, второй — для точной оценки ледового сопротивления и определения характеристик ледовой ходкости.

В свою очередь, расчетные методики разделяют на аналитические и полуэмпирические. Последние получили наибольшее распространение. В своей основе они имеют, как правило, принцип разделения общего ледового сопротивления на составляющие, описывающие форму корпуса судна, характеристики ледяного покрова [3], а также «настроечные» эмпирические коэффициенты, полученные по результатам натурных или модельных испытаний [4]. Подробно каждая из составляющих будет рассмотрена ниже.

Для рассмотрения требуется отметить следующие расчетные методы определения ледового сопротивления движению судов:

- метод Б.П. Ионова [2];
- метод Г. Линдквиста [5];
- метод К. Риски [6];
- метод Кейнонена [7];
- метод Каштеляна [8];
- метод МаксUTOва [9];
- метод Джонга [10];
- метод расчета ледового сопротивления многокорпусного ледокола [11, 12].

Настоящее исследование, состоящее из двух частей, имеет целью разработать рекомендации по применению существующих расчетных методик определения значений ледового сопротивления в зависимости от типа судна и формы его корпуса, определить границы допустимости применения расчетных методик и представить перспективные требования к определению характеристик ледовой ходкости судов.

## 1. ОСОБЕННОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОРПУСА СУДНА С РОВНЫМ ЛЬДОМ

Как было отмечено выше, характер взаимодействия корпуса судна во многом зависит от формы последнего. Необходимо описать процесс и особенности этого взаимодействия с целью анализа соответствия составляющих выбранных методик физическим процессам, происходящим при плавании судов в ледовых условиях. Результаты данного анализа дают возможность определить причины расхождений (схождений) результатов, полученных при помощи указанных методов и данных для верификации.

На рис. 2 приведены схемы разрушения ледяного покрова носовыми оконечностями различного типа.

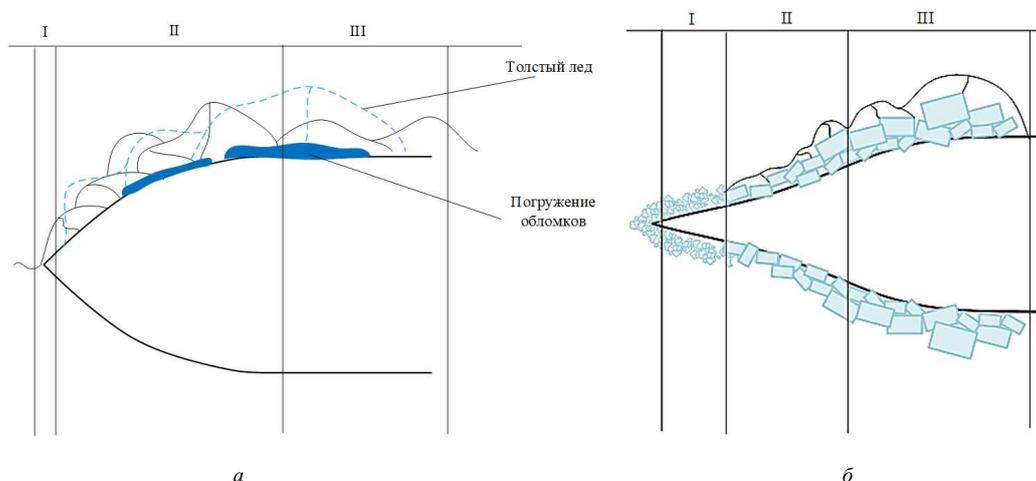


Рис. 2. Взаимодействие ледокольной носовой оконечности с ровным льдом

В общем случае судно, имеющее ледокольные обводы носовой оконечности (рис. 2а), разрушает ледяной покров изгибом. В районе форштевня (зона I) происходит локальное смятие ледяного покрова и прорезание, сопровождающиеся появлением центральной трещины. Далее ровный лед разрушается изгибом на отдельные сектора (зона II), размер которых зависит от района носовой ветви КВЛ, угла наклона теоретических шпангоутов, скорости движения судна, толщины льда (отмечены пунктиром на рисунке) и его прочности на изгиб. Как отмечалось ранее, часть обломков притапливается и проворачивается (зона III).

Взаимодействие бульбообразной формы носовой оконечности со льдом имеет иной характер (рис. 2б). Так, в месте контакта форштевня судна в районе верхней грани бульба происходит прорезание ледяного покрова (зона I) с образованием крошки, выходящей наверх. Далее выделяется зона деформаций льда среза и смятия (зона II). Затем в зависимости от формы корпуса судна находится зона разрушения льда изгибом за счет развала носовых шпангоутов (зона III).

При взаимодействии прямого форштевня с ровным льдом наблюдается схожая картина. Происходит прорезание и смятие ледяного покрова форштевнем судна, в дальнейшем переходящее в разрушение льда изгибом. Эффективность второй составляющей зависит от угла развала шпангоутов, длины носовой оконечности судна и угла входа носовой ветви КВЛ.

Далее будут рассмотрены частные случаи взаимодействия корпуса судна различной конструкции с ровным льдом.

### 1.1. Взаимодействие ледокольного носа, оборудованного форфутром, с ровным льдом

Современные ледокольные суда, как правило, имеют форму носовой оконечности с клиновидными либо конической формы шпангоутами. Данная форма носа позволяет эффективно разрушать ледяной покров изгибом при одновременном сохранении высоких показателей ледопроеходимости при движении в битых льдах и торосах. Благодаря клиновидной форме шпангоутов часть разрушенного льда отводится под кромку канала, уменьшая тем самым негативный эффект образования ледовой рубашки под днищем судна. С конической формой шпангоутов данный негативный эффект наблюдается более интенсивно.

Большая часть современных ледоколов и часть СЛП оборудуются развитым форфутром с установленными в его корпусе туннелями подруливающих устройств. На рис. 3а приведена схема взаимодействия судна, оборудованного данной носовой оконечностью, при движении во льду малой толщины.

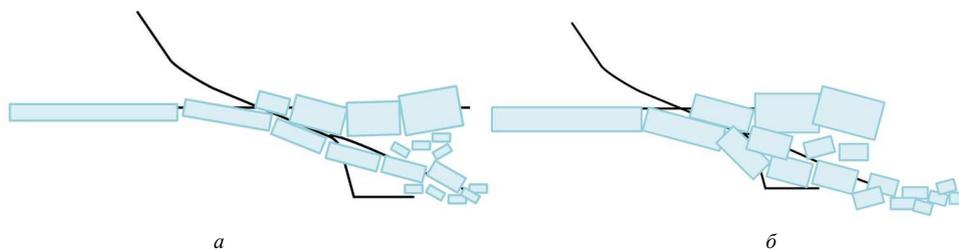


Рис. 3. Взаимодействие ледокольной носовой оконечности, оборудованной форфутром, с тонким льдом и льдом предельной толщины

В процессе движения судна образуется большое количество обломков небольшой площади, увеличивающихся в размере к зоне носовой скулы. Обломки частично взаимодействуют с форфутром судна, незначительно увеличивая общее сопротивление. Часть обломков отводится под кромку канала, часть образует ледовую рубашку. В свою очередь некоторое количество последних попадает в зону расположения ДРК и фрезеруется винтами судна, снижая тяговые характеристики [13, 14].

На рис. 3б приведено взаимодействие данного типа носовой оконечности при движении в ровном льду предельной толщины.

При движении рассматриваемого типа судна во льду предельной толщины наблюдается значительный рост площади обломков разрушенного льда и уменьшения их количества. По причине увеличения размера обломков интенсифицируется их взаимодействие с форфутром, значительно увеличивая общее сопротивление. Большая часть обломков образует ледовую рубашку и активно взаимодействует с ДРК судна. Последний фактор значительно влияет на тяговые характеристики судна, а также может приводить к повреждению элементов ДРК.

### 1.2. Взаимодействие умеренно ледокольной носовой оконечности судна с протяженной цилиндрической вставкой с ровным льдом

Большая часть транспортных судов ледового плавания имеет умеренно ледокольные обводы носовой оконечности и протяженную цилиндрическую вставку. Они могут быть оборудованы форфутром или его не иметь. В общем случае влияние его наличия на картину взаимодействия может быть описано согласно предыдущему разделу.

В случае рассматриваемого типа носовой оконечности необходимо выделить следующие явления (рис. 4).

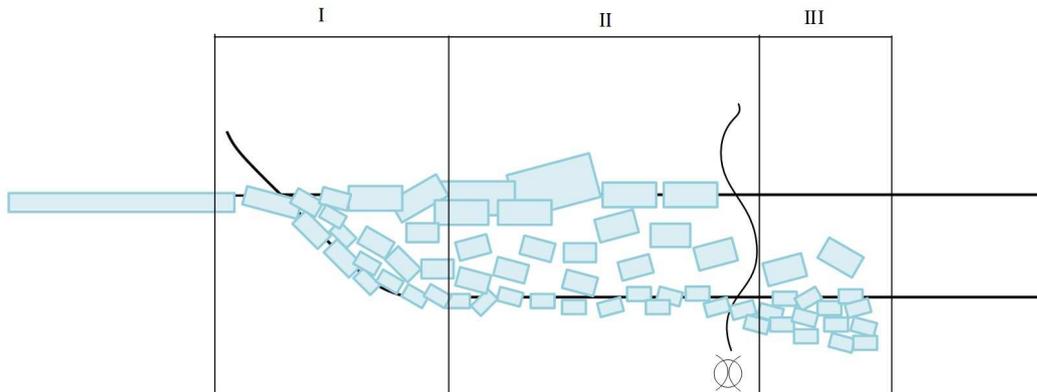


Рис. 4. Движение судна с протяженной цилиндрической вставкой в ровном льду

Зона I характеризуется похожими явлениями, как и при взаимодействии ледокольной носовой оконечности. Происходит локальное смятие льда форштевнем, затем переходящее в разрушение льда изгибом. По причине больших углов наклона форштевня, характерных для данного типа судов, общее сопротивление несколько выше.

В зависимости от угла наклона носовых шпангоутов и протяженности носовой оконечности далее происходит частичное притапливание и проворачивание обломков льда. Основная же часть разрушенного льда образует ледовую рубашку, скапливающуюся в районе миделя. Данное скопление играет роль разводящего клина для обломков льда, уходящих под кромку. В зависимости от длины цилиндрической вставки интенсивность этого явления различается. Часть обломков попадает на движительно-рулевой комплекс (ДРК) и фрезеруется винтами, снижая тяговые характеристики судна [15].

### 1.3 Взаимодействие бульбообразной носовой оконечности с ровным льдом различной толщины

В зависимости от толщины льда картина взаимодействия бульбообразной носовой оконечности судна со льдом может изменяться.

При движении в тонком льду сохраняется описанный выше характер взаимодействия.

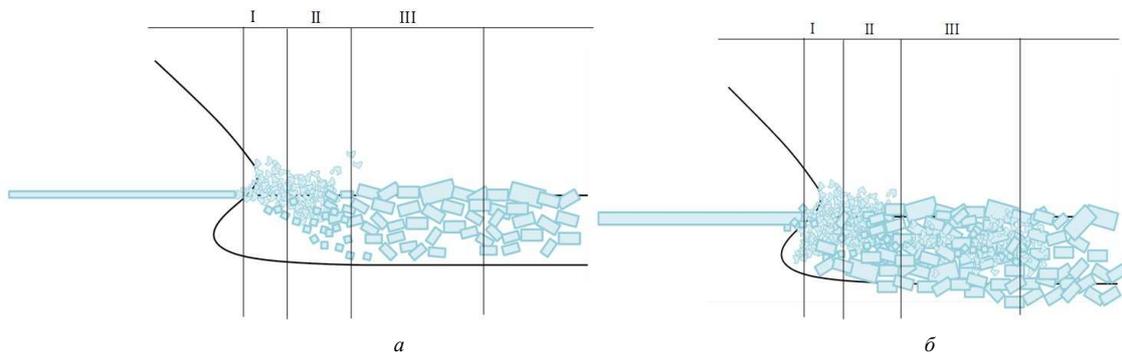


Рис. 5. Взаимодействие бульбообразной носовой оконечности с ровным льдом

При росте толщины ледяного покрова значительно интенсифицируются описанные процессы и возникает развитая ледовая рубашка (рис. 5б).

Описанные явления приводят к значительному росту ледового сопротивления за счет увеличения составляющей смятия и прорезания, а также могут приводить к повреждению ДРК всплывающими в его районе обломками.

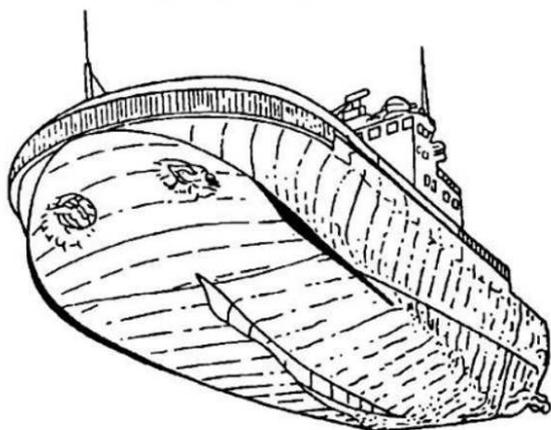
#### 1.4. Взаимодействие корпуса судна нетрадиционного типа с ровным льдом. Тип «Thyssen — Waas»

С целью снижения требуемой пропульсивной мощности с одновременным сохранением ледопроеходимости с конца XX в. был разработан целый ряд инновационных типов формы корпуса ледоколов. Так, фирмой Thyssen Nordseewerke совместно с Гамбургским ледовым бассейном HSVA была разработана форма корпуса типа «Thyssen — Waas».

Данная носовая оконечность имеет форму, близкую к понтону с наклонной плоскостью, оборудованной бортовыми (или бортовыми и центральными) режущими конструкциями. Данные конструкции формируют кромку ледового канала путем локального надрезания ледяного покрова с последующей ломкой изгибом локализованных ледяных пластин. Также, как правило, данный тип формы корпуса оборудуется ледоразводящими клиньями/ридерами, устанавливаемыми на днище судна.

Совокупность упорядоченной ломки льда и ледоразводящих устройств способствует очистке канала от разрушенного льда путем направления его под кромку канала. В свою очередь это положительно сказывается на уменьшении взаимодействия ДРК с обломками разрушенного ледяного поля и повышении безопасности проводки транспортных судов в канале за ледоколом.

На рис. 6а приведена форма корпуса ледокола «Мудьюг» [16] после переоборудования — модернизации носовой оконечности. На основании результатов натурных испытаний данного судна была разработана улучшенная форма корпуса и внедрена в ходе модернизации ледокола «Капитан Сорокин» (рис. 6б).



а



б

Рис. 6. Носовая оконечность ледокола типа «Thyssen — Waas»

Характер взаимодействия носовой оконечности данного типа с ровным льдом приведен на рис. 7. Первоначально бортовые режущие поверхности надрезают кромку канала, а центральная поверхность создает магистральную трещину. Далее «надрезанный» ледяной покров разрушается изгибом на отдельные сектора упорядоченной формы, отводимые под кромку канала. Необходимо отметить значительное влияние толщины снежного покрова на ледопроеимость судов с указанным типом носовой оконечности [16]. Это может объясняться резким снижением эффективности надрезания ледяного покрова при увеличении толщины снега по причине его сминания и уплотнения по сравнению с ломкой бесснежного ледяного поля.

Несмотря на указанные преимущества, на основании обширных натурных исследований различных судов можно выделить следующие недостатки рассматриваемой конструкции носовой оконечности:

- снижение маневренных характеристик судна при движении в ледовых условиях;
- увеличение сопротивления вплоть до остановки движения в «старом» канале, а также в поле мелкобитого/тертого льда;
- значительное ухудшение ходкости на открытой воде.

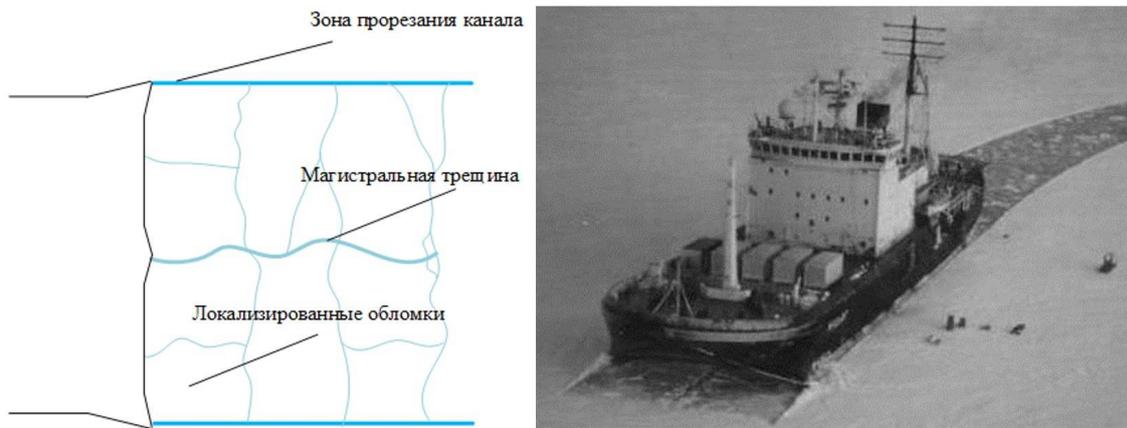


Рис. 7. Взаимодействие носовой оконечности типа «Thyssen — Waas» с ровным льдом

### 1.5 Взаимодействие корпуса судна нетрадиционного типа с ровным льдом. Тип многокорпусных судов

Интенсивный рост грузоперевозок в Арктическом регионе приводит к постепенному увеличению главных размерений транспортных судов [17, 18]. В свою очередь, наибольшее влияние на рост ледового сопротивления оказывает ширина судна, приближающаяся на современных судах к 50 м. При этом, зависимость сопротивления судна от его ширины следующая [12]:

$$R \sim B^k, \text{ где } k \geq 1,2.$$

Для решения задачи проводки крупнотоннажных судов необходимо применять принципиально новые конструкции ледоколов либо разрабатывать новые методы проводки [12, 17].

Одним из инновационных типов решения поставленной задачи является применение многокорпусных ледоколов, прежде всего трехкорпусных судов тримаранов. Данная концепция позволяет создавать во льду широкий канал, при этом затрачивая меньшую пропульсивную мощность за счет общего снижения ледового сопротивления по сравнению с классическим ледоколом соответственной ширины. Данное явление объясняется особенностью разрушения ледяного покрова боковыми корпусами — скалывание крупных обломков в канал. Данный вид разрушения льда менее затратен по сравнению с разрушением изгибом [11, 19].

На основании экспериментальных исследований можно выделить следующие особенности взаимодействия корпуса ледокола-тримарана с ровным ледяным покровом (рис. 8).

С увеличением толщины льда и соответственным уменьшением скорости движения ледокола-тримарана интенсивность явления скалывания крупных обломков льда в канал за центральным корпусом повышается. При этом необходимо отметить, что интенсивность данного процесса также в значительной степени зависит от расположения боковых корпусов относительно центрального.

Проведенные экспериментальные исследования в ледовых опытовых бассейнах Aker Arctic и ФГУП «Крыловский государственный научный центр» подтвердили перспективность данной концепции и ее преимущества. При этом, необходимо отметить и ряд ее недостатков:

- усложнение конструкции и расположения пропульсивного комплекса;
- повышенные требования к прочности межкорпусной конструкции;
- снижение ледопроеходимости на заднем ходу;
- сложности с постройкой и докованием крупных судов многокорпусной конструкции.

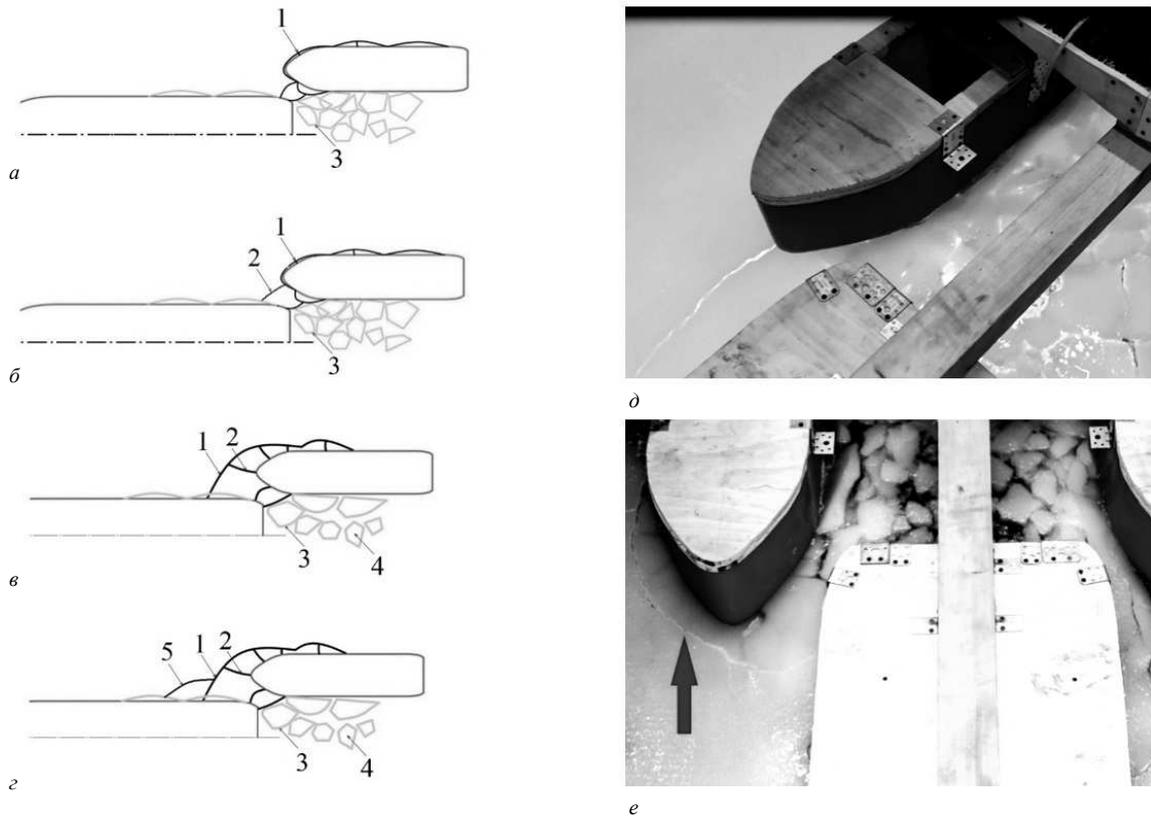


Рис. 8. Механизм разрушения льда боковыми корпусами:  
*a* — при движении на скорости от 5,0 уз и выше; *б* — при движении на скорости от 3,0 до 5,0 уз;  
*в* — при движении на скорости от 1,0 до 3,0 уз; *г* — при движении на скорости 1,0 уз;  
*д* — характер трещинообразования на скорости хода от 3,0 до 5,0 узлов;  
*е* — характер трещинообразования на скорости хода до 3,0 уз



Рис. 9. Фрагменты экспериментальных исследований ледокола-тримарана в ледовом опытном бассейне ФГУП «Крыловский государственный научный центр»

## 2. МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

В настоящем разделе работы представлено описание выбранных расчетных методик определения ледового сопротивления при движении судна в ровном сплошном льду. Для каждой из методик приведены результаты SWOT-анализа, описаны преимущества, недостатки и ограничения по применимости.

**2.1.** Методика расчета ледового сопротивления Б.П. Ионова [2] основывается на методе разбивки общего сопротивления на составляющие, а именно: сопротивление разрушению льда форштевнем и бортами, сопротивление, обусловленное притапливанием и поворачиванием льда, сопротивление раздвиганию разрушенного ледяного покрова, сопротивление цилиндрической вставки:

$$R_{\Sigma} = R_1 + R_2 + R_3;$$

$$R_1 = 0,014\sigma_p \cdot h^2(a_1 \cdot B + f_i a_2 L);$$

$$R_2 = 0,013g \cdot (\rho - \rho_{\text{л}}) \cdot h \cdot B(a_1 \sin \alpha + f_i a_2(1 + \cos \alpha)) \frac{\tan \alpha}{\tan \alpha + B/L};$$

$$R_3 = 1,8\rho_{\text{л}}ghB^2 \cdot Fr_B \left(1 + \frac{1}{\cos \alpha}\right) \cdot \left(\frac{\tan^2 \alpha}{2g\alpha - B/L} + f_i\right);$$

$$a_1 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{0,57}{\sin \beta_i} \cdot (1,6 \cos \beta_i + 0,11);$$

$$a_2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\sin \beta_i};$$

где  $L, B$  — длина и ширина судна соответственно, м;

$h$  — заданная толщина льда, м;

$\sigma_p$  — предел прочности льда на изгиб, кПа;

$f_i$  — динамический коэффициент трения льда о судовую сталь и льда о лед (в расчетах принимается 0,08);

$g$  — ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;

$\rho$  — плотность морской воды, т/м<sup>3</sup>;

$\rho_{\text{л}}$  — плотность льда, т/м<sup>3</sup>;

$\alpha_n$  — угол носового заострения конструктивной ватерлинии (КВЛ), град.;

$Fr_B = V\sqrt{gB}$  — число Фруда по ширине ледокола;

$V$  — скорость судна, м/с.

Представленный метод является полуэмпирическим и основан на результатах испытаний отечественных ледоколов. Его отличает большое количество переменных, описывающих как форму корпуса судна, так и свойства льда (табл. 1). Также можно отметить наличие в представленном выражении составляющей коэффициента трения судовой обшивки об лед.

Таблица 1

Анализ метода

Strength	Большое количество включенных в выражение параметров — формы корпуса судна, свойства льда и наличие составляющей сопротивления, зависящей от скорости судна. Учет коэффициента трения
Weaknesses	Сильная зависимость конечного результата от значений углов наклона теоретических шпангоутов, расположенных ближе к началу цилиндрической вставки. Большая применимость к расчетам сопротивления ледоколов по причине значений «настроечных» коэффициентов, полученных по данным испытаний отечественных судов данного класса
Opportunities	Возможность эффективно определять направления проектирования формы обводов корпуса судов активного ледового плавания и ледоколов
Threats	Неточная оценка сопротивления движению во льдах транспортных судов с традиционными обводами

**2.2.** Метод Г. Линдквиста [5] был разработан на основе исследований, проведенных в ходе натуральных испытаний судов ледового плавания в Ботническом заливе. В этой модели сопротивление разделено на сопротивление разрушения форштевнем, разрушение изгибом и сопротивление притапливанию льдин. Все три составляющие линейно зависят от скорости.

Метод оценивает ледовое сопротивление в зависимости от основных размеров и формы корпуса судна, физико-механических свойств льда, а также коэффициента трения (табл. 2). Линдквист не включил в итоговое выражение все компоненты сопротивления для описания процесса разрушения льда, но выбрал те компоненты, которые, как правило, считаются доминирующими.

$$R_{\Sigma} = (R_c + R_b)(1 + 1,4v/\sqrt{gh}) + R_s(1 + 9,4v/\sqrt{gh});$$

$$R_c = 0,5\sigma_{\text{н}}h^2 \left( \operatorname{tg} \varphi + \frac{f_{\text{д}} \cos \varphi}{\cos \psi} \right) / \left( 1 - \frac{f_{\text{д}} \cos \varphi}{\cos \psi} \right);$$

$$R_b = 0,003\sigma_{\text{н}}B(h^{1,5}/\sqrt{m}) \left( \operatorname{tg} \psi + \frac{f_{\text{д}} \cos \varphi}{\sin \alpha \cos \psi} \right) \left( 1 + \frac{1}{\cos \psi} \right);$$

$$R_s = (\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{л}})ghB[T(B+T)/(B+2T)] + f_{\text{д}} \left( 0,7L - \frac{T}{\operatorname{tg} \varphi} - \frac{B}{4\operatorname{tg} \alpha} + T \cos \varphi \cos \psi \sqrt{1/\sin^2 \varphi + 1/\operatorname{tg}^2 \alpha} \right),$$

где:  $\alpha$  — угол притыкания ватерлинии к ДП;  
 $\psi = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \varphi / \sin \alpha)$  — угол между нормалью к поверхности и вертикалью;  
 $\varphi$  — угол наклона форштевня;  
 $m = \sqrt{EI/(12(1 - \mu^2)\rho_{\text{л}}g)}$ ;  
 $I = h^3$ ;  
 $\mu = 0,3$  — коэффициент Пуассона.

Таблица 2

SWOT-анализ

Strength	Достаточно большое количество включенных в выражение параметров формы корпуса судна (за исключением угла развала шпангоутов), большое количество включенных в выражение параметров свойств льда и наличие зависимости сопротивления от скорости судна. Учет коэффициента трения
Weaknesses	Отсутствие учета в выражении части параметров формы корпуса судна — угла развала шпангоутов в носовой оконечности
Opportunities	Возможность эффективно определять направления проектирования формы обводов корпуса транспортных судов ледового плавания
Threats	Снижение точности метода при росте толщины льда

**2.3.** Метод К. Риски [6] основывается на модификации методики предыдущего исследователя путем уточнения эмпирических коэффициентов, полученных по результатам натуральных исследований судов в Балтийском море (табл. 4).

$$R_I = C_1 + C_2V;$$

$$C_1 = f_1 \frac{1}{2T/B + 1} BL_{\text{par}} h + (1 + 0,021\varphi) \cdot (f_2 Bh^2 + f_3 L_{\text{bow}} h^2 + f_4 BL_{\text{bow}} h);$$

$$C_2 = (1 + 0,063\varphi)(g_1 h^{1,5} + g_2 Bh) + g_3 h(1 + 1,2T/B)(B^2/\sqrt{L}),$$

где  $L_{\text{par}}$  — длина цилиндрической вставки, м;  
 $L_{\text{bow}}$  — длина носовой оконечности, м.

Таблица 3

Значения констант для выражения

Обозначение	Значение	Размерность
$f_1$	0,23	кН/м <sup>3</sup>
$f_2$	4,58	кН/м <sup>3</sup>
$f_3$	1,47	кН/м <sup>3</sup>
$f_4$	0,29	кН/м <sup>3</sup>
$g_1$	18,9	кН/(м/с·м <sup>1,5</sup> )
$g_2$	0,67	кН/(м/с·м <sup>2</sup> )
$g_3$	1,55	кН/(м/с·м <sup>2,5</sup> )

Таблица 4

## SWOT-анализ

Strength	Методика является развитием опробованного и изученного метода с уточнением «настроечных» коэффициентов. Наличие зависимости сопротивления от скорости
Weaknesses	Отсутствие в выражении параметров формы — углов развала шпангоутов и угла входа КВЛ, коэффициента трения, параметров ФМС льда
Opportunities	Возможность эффективно определять направления проектирования формы обводов корпуса транспортных судов ледового плавания
Threats	Отсутствие возможностей метода оценивать изменения в характере взаимодействия судна со льдом по причине отсутствия параметров ФМС льда

**2.4. Метод Кейнонена.** Основываясь на опыте ряда полномасштабных экспериментов в Балтийском море с пятью судами ледового класса, Кейнонен [7] представил формулу для оценки сопротивления судна на низкой скорости, в которой сопротивление зависит от основных размерений судна и параметров окружающей среды, толщины льда и снега, прочности льда на изгиб, а также солёности и пористости льда (табл. 5). На низких скоростях движения судна формула использует результаты натуральных испытаний, при росте скорости движения вводится специальная поправка.

$$R = 0,015 \cdot (F_{si} \cdot F_{sh} \cdot F_i),$$

$$F_{si} = C_s \cdot C_h \cdot B^{0,7} \cdot L^{0,2} \cdot T^{0,1}.$$

$C_s = 1$  для солёной воды; 0,85 — для воды с низкой солёностью; 0,75 — для пресной воды;  
 $C_h = 1$  для покрытия корпуса типа «Инерта»; 1,33 — для неокрашенного корпуса.

Судно с U-образными обводами:

$$F_{sh} = (1 + 0,0018(90 - \psi)^{1,6}) \cdot (1 + 0,003(\varphi - 5)^{1,5}),$$

$$F_i = (1 - 0,0083(t + 30)) \cdot (0,63 + (0,00074 \cdot \sigma_f) \cdot H^{1,5});$$

судно с V-образными обводами:

$$F_{sh} = (1 + 0,0018(90 - \psi)^{1,4}) \cdot (1 + 0,004(\varphi - 5)^{1,5}),$$

$$F_i = (1 - 0,0083(t + 30)) \cdot (0,63 + (0,00074 \cdot \sigma_f) \cdot H^{1,25}),$$

где  $\psi$  — среднее значение углов наклона батоксов в носовой оконечности судна, град.;  
 $t$  — температура воздуха, С;  
 $\varphi$  — среднее значение углов развала шпангоутов в носовой оконечности судна, град.

При расчете сопротивления движению судна в ровном сплошном льду на скорости больше 2 уз необходимо умножить полученные значения сопротивления на 2 уз на дополнительный коэффициент  $C_f$ :

$$C_f = (1 + V/\sqrt{gh}) / (1 + V_i/\sqrt{gh}).$$

Таблица 5

## SWOT-анализ

Strength	Наличие большого количества входных параметров, в т.ч. температуры воздуха, угла наклона батоксов и угла развала шпангоутов, учет покрытия корпуса и солёности среды
Weaknesses	Снижение точности метода с увеличением скорости движения судна
Opportunities	Возможность эффективно определять направления проектирования формы обводов корпуса транспортных судов ледового плавания
Threats	Сильная зависимость результата от параметра температуры окружающего воздуха

**2.5.** Метод Каштеляна [8, 20] основывается на результатах натуральных испытаний ледокола «Ермак» (1974). В состав итогового выражения входят параметры  $\eta_2$  и  $\mu_0$  — условные измерители ледовых качеств, предложенные Ю.А. Шиманским [21]. Данные параметры рассчитываются на основании углов развала носовых шпангоутов и углов входа носовой ветви КВЛ. Недостатком метода является его низкая применимость для современных проектов судов и направленность на расчет ледового сопротивления ледоколов (табл. 6).

Выражение для расчета сопротивления имеет вид:

$$R = 0,04B\sigma H\mu_0 + 3,6\rho_{\text{л}}Bh^2\mu_0 + 0,25B^{1,65}hV\eta_2^{-1}.$$

Таблица 6

SWOT-анализ	
Strength	Применение комплексного описания формы корпуса носовой оконечности судна при помощи измерителей ледовых качеств
Weaknesses	Низкая применимость для судов современных проектов и транспортных судов. Слабая зависимость от скорости судна
Opportunities	Применение как вспомогательного расчетного метода
Threats	Некорректная оценка значений ледового сопротивления судов современных проектов

**2.6.** Исследователь С.Й. Джонг [10, 22] предложил эмпирическую зависимость для прогнозирования ледового сопротивления на основании результатов модельных испытаний стандартной модели ледокола. Зависимость характеризуется компонентным подходом, где каждому из составляющих определен эмпирический коэффициент (табл. 7). Выражение имеет вид:

$$R = 13,14V^2 + C_B\Delta\rho ghBT + C_C Fr_h^{-\alpha} \rho BhV^2 + C_{BR} S_N^{-\beta} \rho BhV^2;$$

$$Fr_h = V/\sqrt{gh}; S_N = V/\sqrt{\sigma h/\rho B},$$

где  $C_{BR} = 7;$   
 $C_C = 0,13;$   
 $C_B = 0,13.$

Таблица 7

SWOT-анализ	
Strength	Выражение для быстрой оценки сопротивления судов ледокольного типа
Weaknesses	Слабая зависимость сопротивления от скорости, заниженные результаты сопротивления для большинства судов
Opportunities	Применение в качестве дополнительного инструмента для экспресс-анализа ледового сопротивления судов ледокольного типа
Threats	Низкая точность результатов по причине разработки метода на основе экспериментальных исследований единичной модели

**2.7.** Метод МаксUTOва [9] предназначен для быстрой оценки значений ледового сопротивления и является упрощенным вариантом метода Каштеляна. Так же, как и данный метод, зависимость, предложенная МаксUTOвым, основана на результатах натуральных испытаний ледокола «Ермак» и имеет те же недостатки и ограничения (табл. 8). Выражение имеет вид:

$$R = B \frac{h}{\eta_2} (0,2\sigma h + 1,58V).$$

Таблица 8

## SWOT-анализ

Strength	Применение комплексного описания формы корпуса носовой оконечности судна при помощи измерителей ледовых качеств
Weaknesses	Низкая применимость для судов современных проектов и транспортных судов. Слабая зависимость от скорости судна
Opportunities	Применение как вспомогательного расчетного метода
Threats	Некорректная оценка значений ледового сопротивления судов современных проектов

**2.8.** Методов расчета ледового сопротивления движению ледокола-тримарана на сегодняшний день разработано несколько.

Первый метод предложен в [12]. В данной методике предлагается рассчитывать сопротивление центрального корпуса и внешних бортов боковых корпусов с применением стандартных методик (метод Б.П. Ионова, метод Г. Линдквиста). Для расчета сопротивления внутренней части боковых корпусов предлагается следующее выражение:

$$R_{\text{внутр}} = [(1,17 + 24198,5h + 124543h^2) - (-0,21 + 869,4h + 127,8h^2)y - (0,22 + 261,6h + 0,29h^2)y^2 + (7,2 \cdot 10^{-2} + 18h + 68h^2)y^3] + [(-12,6 + 663086,5h + 0,29h^2) - (1,95 + 8431h + 1,63h^2)y + (0,24 + 253h + 0,17h^2)y^2 - (-1,4 \cdot 10^{-3} + 0,86h + 3,97 \cdot 10^{-3})h^2]y^3]v,$$

где  $y$  — межкорпусное расстояние, м;  
 $h$  — толщина льда, м;  
 $v$  — скорость судна, м/с.

Другой метод расчета предложен в [11]. В данной работе также применен метод разделения сопротивления боковых корпусов. Так, для внешней части боковых корпусов производится расчет при помощи стандартных методик, а для внутренних частей — модифицированный метод расчета сопротивления при движении в битом льду [17]. Данное предложение основано на анализе результатов экспериментальных исследований и особенностей взаимодействия боковых корпусов с ледяным покровом. Выражение для сопротивления внутренних частей боковых корпусов имеет вид:

$$R_I = 0,63 \frac{\rho_l g B h_I^2}{(B_c/B)^{3/4}} (0,13B/h_I + 1,3Fn_h + 0,5Fn_h^2),$$

где  $B$  принимается равной половине ширины бокового корпуса, м;  
 $B_c$  принимается равной  $B/2$ ;  
 $\alpha_0$  — угол заострения КВЛ, рад;  
 $\tan \varphi$  — тангенс угла наклона форштевня к КВЛ, рад.

Итоговое выражение для расчета ледового сопротивления бокового корпуса судна-тримарана имеет вид:

$$R_{\text{Side}} = \frac{R_{\text{л}}^* / 2 + R_1}{k},$$

где  $R_{\text{л}}$  — сопротивление внешней части бокового корпуса, кН;  
 $k$  — эмпирический коэффициент, полученный на основании экспериментальных исследований, принимается 1,8 — 2.

Таблица 9

## SWOT-анализ

Strength	Основу методов составляют разработанные ранее и верифицированные расчетные методики
Weaknesses	Упрощение картины взаимодействия боковых корпусов ледокола-тримарана с ледяным покровом. Сильная зависимость от аппроксимирующего выражения для метода [12]. Недостаточное количество экспериментальных данных с целью проверки применимости методов для различных вариантов расположения боковых корпусов относительно центрального
Opportunities	Возможность осуществления предварительной оценки ледового сопротивления судов нестандартной конструкции
Threats	Некорректная оценка ледового сопротивления трехкорпусных судов

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании проведенного анализа взаимодействия корпуса судна с ровным сплошным ледяным покровом в первой части настоящего исследования получены следующие выводы:

- на сегодняшний день не существует универсального расчетного метода определения значений ледового сопротивления движению судов различного типа в ровном сплошном льду;
- в зависимости от типа судна заметно различается характер его взаимодействия со льдом, особенности разрушения льда, его накопления в различных районах подводной части корпуса и влияния на тяговые характеристики;
- указанные особенности взаимодействия в значительной степени влияют на итоговое значение сопротивления, в том числе с учетом изменения картины на различных скоростях движения;
- во всех рассмотренных расчетных методиках отсутствует достаточный учет изменения характера взаимодействия корпуса судна со льдом;
- по указанным выше причинам все предложенные методики могут рассматриваться только как инструмент для определения направления поиска оптимальных форм корпуса проектируемого судна;
- при этом большая или меньшая точность результатов, полученных при помощи расчетных методик для каждого типа судна, может объясняться особенностями составления итогового выражения, учета отдельных параметров и величин «настроечных коэффициентов»;
- исходя из этого, в первом приближении, ледовое сопротивление для каждого из судов различного типа и формы следует определять при помощи конкретных выбранных методик. Выбор должен производиться по результатам анализа применимости методик, приведенного во второй части настоящего исследования. Результаты анализа должны быть верифицированы экспериментальными данными.

## Направление дальнейших исследований

С целью расширения области исследования и разработки новых предложений, способствующих повышению безопасности мореплавания и повышению качества услуг, оказываемых ФАУ «Российский морской регистр судоходства», разработан перечень направлений для дальнейшей работы. Их результаты будут представлены во второй части данного исследования. Перечень направлений работы включает в себя:

- углубление анализа формы корпуса исследуемого судна с целью более точного определения области применения расчетных методик;
- верификацию рассмотренных в работе методов данными экспериментальных исследований;
- выработку итоговых рекомендаций по выбору расчетных методик в зависимости от типа судна и ледовых условий.

Автор выражает глубокую признательность д.т.н., проф. К.Е. Сазонову и к.т.н. А.А. Добродееву (ФГУП «Крыловский государственный научный центр» — лаборатория ледотехники) за переданный ему бесценный опыт и важные комментарии по тексту статьи.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ионов Б.П. Ледовая ходкость судов / Б.П. Ионов, Е.М. Грамузов. — СПб.: Судостроение, 2013.
2. Ионов Б.П. Ледовое сопротивление и его составляющие / Б.П. Ионов. — Л.: Гидрометеиздат, 1988.
3. Сазонов К.Е. Основы физики морского льда / К.Е. Сазонов, С.В. Лукьянов, О.М. Владимирова. — СПб.: РГГМУ, 2023.
4. Рывлин А.Я. Испытания судов во льдах / А.Я. Рывлин, Д.Е. Хейсин. — Л.: Судостроение, 1980.
5. Lindqvist G. A straightforward method for calculation of ice resistance of ships / G. Lindqvist // Proceedings of 10th International Conference on Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions (POAC), Lulea, Sweden, 12 — 16 June 1989. Vol. 2. P. 722 — 735.
6. Riska K., Wilhelmson M., Englund K., Leiviska T. Performance of merchant vessels in the Baltic / K. Riska, M. Wilhelmson, K. Englund, T. Leiviska // Research report no 52. Helsinki university of technology, ship laboratory, Winter Navigation Research Board. — Espoo, 1997.
7. Keinonen A.J. Icebreaker characteristics synthesis / A.J. Keinonen, R. Browne, C. Reville, A. Reynolds / The Transportation Development Centre. Report TP 12812E. Transport Canada. — Ontario, 1996.
8. Каштелян В.И. Сопротивление льда движению судна / В.И. Каштелян, И.И. Позняк, А.Я. Рывлин. — Л.: Судостроение, 1968.
9. Максutow Д.Д. Сопротивление движению транспортных судов в сплошных льдах / Д.Д. Максutow. — Л.: Гидрометеиздат, 1973.
10. Cho Seong-Rak. Development of a prediction formula for ship resistance in level ice / Seong-Yeop Jeong, Sungsu Lee, Kook-Jin Kang // Proceedings of the 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, June 8–13, 2014, San Francisco, California, USA. (ASME 2014. Vol. 10: Polar and Arctic Science and Technology.)
11. Dobrodeev A.A. Concept development and experimental investigation of an Arctic trimaran / A.A. Dobrodeev, N.Yu. Rodionov // Proceedings of the 26th International Conference on Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions, 2021.
12. Добродеев А.А. Разработка метода расчета ледового сопротивления судна при движении в крупнобитых льдах и обломках ледяных полей и его применение для оценки различных способов проводки крупнотоннажных судов: дис. ... канд. техн. наук / А.А. Добродеев; КГНЦ. — СПб., 2016.
13. Андрушин А.В. Разработка проекта требований к величине глобальной ледовой нагрузки на корпус движительно-рулевой колонки для арктических судов ледовых классов Arc4 — Arc9 / А.В. Андрушин, С.С. Федосеев, М.А. Кутейников // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2021. — № 64/65. — С. 37 — 57. — EDN FKMSMT.
14. Сазонов К.Е. Теоретические основы плавания судов во льдах / К.Е. Сазонов. — СПб.: КГНЦ, 2010.
15. Таровик О.В. Безопасная дистанция ледокольной проводки судов с винторулевыми колонками / О.В. Таровик // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2022. — № 66/67. — С. 4 — 18. — EDN RFIUFE.
16. Цой Л.Г. Изучение ледовых качеств и обоснование рациональных параметров судов ледового плавания / Л.Г. Цой. — СПб.: Нестор-История, 2017.
17. Dobrodeev A.A. Challenges of speedy icebreaker-assisted operation of heavy-tonnage vessels in ice / A.A. Dobrodeev, K.E. Sazonov // Proceedings of the 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE Madrid, 2018.
18. Hu Jian. Further study on level ice resistance and channel resistance for an icebreaking vessel / Jian Hu, Li Zhou // International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 2016.
19. Mard A. Experimental study of the icebreaking process of an icebreaking trimaran/ A. Mard // Proceedings of the 23rd International Conference on Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions, POAC 2015.
20. Каштелян В.И. Выбор основных параметров транспортных судов ледового плавания / В.И. Каштелян, О.В. Фадеев, Л.Г. Пол. — Л.: Судостроение, 1968.
21. Шиманский Ю.А. Условные измерители ледовых качеств судов / Ю.А. Шиманский. — Л.: Изд-во Главсевморпути, 1938. (Труды АНИИ. Т. 130.)
22. Hu Jian. Experimental and numerical study on ice resistance for icebreaking vessels / Jian Hu, Li Zhou // International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. — 2015. — Vol. 7, Issue 3. — P. 626 — 639.

## REFERENCES

1. Ionov B.P., Gramuzov E.M. Ledovaya khodkost' sudov [Ice performance of ships]. Spb.: Sudostroenie, 2013. (In Russ.)
2. Ionov B.P. Ledovoe soprotivlenie i ego sostavlyayushchie [Ice resistance and its components]. L.: Gidrometeoizdat, 1988. (In Russ.)
3. Sazonov K.E., Luk'yanov S.V., Vladimirova O.M. Osnovy fiziki morskogo l'da [Fundamentals of sea-ice physics]. SPb.: RGGMU, 2023. (In Russ.)
4. Ryvlin A.Ya., Kheisin D.E. Ispytaniya sudov vo l'dakh [Ship ice trials]. L.: Sudostroenie, 1980. (In Russ.)
5. Lindqvist G. A straightforward method for calculation of ice resistance of ships *Proceedings of 10th International Conference on Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions (POAC 89), Lulea, Sweden, 12 — 16 June 1989*. Vol. 2: 722 — 735.
6. Riska K., Wilhelmson M., Englund K., Leiviska T. Performance of merchant vessels in the Baltic. Research report no 52 / Helsinki University of Technology, Ship Laboratory, Winter Navigation Research Board. Espoo, 1997.
7. Keinonen A.J., Browne R., Reville C., Reynolds A. Icebreaker characteristics synthesis / The Transportation Development Centre. Report TP 12812E. Transport Canada. Ontario, 1996.
8. Kashatelyan V.I., Poznyak I.I., Ryvlin A.Ya. Soprotivlenie l'da dvizheniyu sudna [Ice resistance to ship movement]. L.: Sudostroenie, 1968. (In Russ.)
9. Maksutov D.D. Soprotivlenie dvizheniyu transportnykh sudov v sploshnykh l'dakh [Resistance to merchant ships movement in compact ice]. L.: Gidrometeoizdat, 1973. (In Russ.)
10. Cho Seong-Rak, Jeong Seong-Yeop, Lee Sungsu, Kang Kook-Jin. Development of a prediction formula for ship resistance in level ice. *Proceedings of the 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, June 8 — 13, 2014, San Francisco, California, USA*. (ASME 2014. Vol. 10: Polar and Arctic Science and Technology.)
11. Dobrodeev A.A., Rodionov N.Yu. Concept development and experimental investigation of an Arctic trimaran. *Proceedings of the 26th International Conference on Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions, June 14 — 18, 2021, Moscow, Russia*.

12. Dobrodeev A.A. Development of a method of ship ice resistance calculation when moving in broken ice and ice floes and its application for evaluating various methods of escorting large-capacity ships: dis. ... kand. tekhn. nauk / Krylov State Research Centre. St. Petersburg, 2016. (In Russ.)
13. Andryushin A.V., Fedoseev S.S., Kuteinikov M.A. Razrabotka proekta trebovaniy k velichine global'noi ledovoi nagruzki na korpus dvizhiteľ'no-rulevoi kolonki dlya arkticheskikh sudov ledovykh klassov Arc4 — Arc9 [Development of draft requirements for the global ice load on the propulsion and steering column hull for Arctic ships of Arc4 — Arc9 ice classes]. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2021 (64/65): 37 — 57. EDN FKMSMT. (In Russ.)
14. Sazonov K.E. Teoreticheskie osnovy plavaniya sudov vo l'dakh [Theoretical foundations of ship navigation in ice]. St. Petersburg: Krylov State Research Centre, 2010. (In Russ.)
15. Tarovik O.V. Bezopasnaya distantsiya ledokol'noi provodki sudov s vintorulevymi kolonkami [Safe distance for icebreaker escorting of ships with podded propulsors]. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2022 (66/67): 4 — 18. EDN RFIUFE. (In Russ.)
16. Tsoi L.G. Izuchenie ledovykh kachestv i obosnovanie ratsional'nykh parametrov sudov ledovogo plavaniya [Study of ice qualities and justification of rational parameters of ice-going ships]. St. Petersburg: Nestor-Historia, 2017. (In Russ.)
17. Dobrodeev A.A., Sazonov K.E. Challenges of speedy icebreaker-assisted operation of heavy-tonnage vessels in ice. *Proceedings of the 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE Madrid, 2018*.
18. Hu Jian, Zhou Li. Further study on level ice resistance and channel resistance for an icebreaking vessel. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 2016.
19. Mard A. Experimental study of the icebreaking process of an icebreaking trimaran. *Proceedings of the 23rd International Conference on Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions, POAC 2015*.
20. Kashtelyan V.I., Fadeev O.V., Pol L.G. Vybór osnovnykh parametrov transportnykh sudov ledovogo plavaniya [Selection of the main parameters of ice-going merchant ships]. L.: Sudostroenie, 1968. (In Russ.)
21. Shimanskii Yu.A. Uslovnye izmeriteli ledovykh kachestv sudov [Conditional standards of ice qualities of a ship]. L.: Izd-vo Glavsevmorputi, 1938. (Transactions of the Arctic Research Institute. T. 130.) (In Russ.)
22. Hu Jian, Zhou Li. Experimental and numerical study on ice resistance for icebreaking vessels. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*. 2015. Vol. 7, Issue 3: 626 — 639.



## ПРОЧНОСТЬ СУДОВ И ПЛАВУЧИХ СООРУЖЕНИЙ

УДК 623.8/9(075.8)

### НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГЛУБОКОВОДНОГО АВТОНОМНОГО ПОДВОДНОГО НЕОБИТАЕМОГО АППАРАТА С МАНИПУЛЯТОРОМ

**С.В. Медовник**, магистр, Дальневосточный федеральный университет, 690922 Россия, Приморский край, Владивосток, о. Русский, п. Аякс, 10, e-mail: corwin.36.me@gmail.com

**А.П. Аносов**, д-р техн. наук, профессор, Дальневосточный федеральный университет, 690922 Россия, Приморский край, Владивосток, о. Русский, п. Аякс, 10, e-mail: anosov49@mail.ru

Активное освоение океана развитыми странами диктует необходимость интенсивного проведения глубоководных работ средствами без прямого управления человеком, то есть при помощи автономных необитаемых подводных аппаратов (АНПА). В последнее время особенную актуальность приобретает установка на АНПА манипуляторов. Представлен вариант классификации гибридных аппаратов (ГНПА). Рассмотрены основные этапы проектирования аппарата: расчет прочных корпусов с применением систем автоматизированного проектирования, определение основных характеристик и размерений. Представлен вариант компоновки самоуравновешенного манипуляционного комплекса.

**Ключевые слова:** автономный необитаемый подводный аппарат, манипулятор, резидентная робототехника, расчет прочности корпуса подводного аппарата.

### ASPECTS OF THE DESIGN OF A DEEP-SEA AUTONOMOUS UNDERWATER VEHICLE WITH A MANIPULATOR FOR DEPTHS UP TO 3000 METERS

**S.V. Medovnik**, MSc, Far Eastern Federal University, 690922 Russia, Vladivostok, Russkii Island, Ajax Bay, 10, e-mail: corwin.36.me@gmail.com

**A.P. Anosov**, DSc, Professor, Far Eastern Federal University, 690922 Russia, Vladivostok, Russkii Island, Ajax Bay, 10, e-mail: anosov49@mail.ru

Active development of the ocean by developed countries dictates the need for intensive deep-sea operations without direct human control by means of autonomous underwater vehicles (AUVs). Recently, the installation of manipulators on AUVs has become of particular relevance. A variant of hybrid submersibles classification is presented. The basic stages of vehicle design are considered: calculation of strong hulls using computer-aided design systems, determination of main characteristics and dimensions. A variant of the self-equilibrated manipulator complex layout is presented.

**Keywords:** autonomous unmanned underwater vehicle, manipulator, resident robotics, calculation of underwater vehicle hull strength.

## ВВЕДЕНИЕ

Активное освоение океана развитыми странами диктует необходимость интенсивного проведения как подводных работ на малых и средних глубинах, так и глубоководных, на различных объектах и в различных условиях. Это всегда было сложным процессом, требующим трудоемкого и технически сложного подхода. В этой связи особую важность приобретает специальное судостроение, в частности разработка и постройка подводных аппаратов. Использование ГНПА (гибридные обитаемые подводные аппараты) значительно расширяет функциональность этого объекта морской техники, однако такая связка добавляет ряд сложностей в процесс проектирования. Актуальность обусловлена необходимостью наращивать объемы проектирования и производства гибридных роботов вследствие удобства их использования в областях добычи различных ресурсов со дна моря и исследования Мирового океана на больших глубинах. Необходимо отметить, что резидентские аппараты, действующие автономно с применением манипуляционного комплекса, могут быть незаменимы при работе в следующих областях: исследование месторождений углеводородов и полезных ископаемых, проведение геологоразведки, проведение исследований в области морской биологии, при анализе биоразнообразия, проведение поисково-спасательных работ, установка и обслуживание различного оборудования, в том числе подводных коммуникационных кабелей, трубопроводов и других систем. Для рассмотрения некоторых аспектов методики проектирования АНПА с манипуляторами для больших глубин (3000 м) необходимо решить следующие задачи.

1. Выполнить обзор и анализ проектных характеристик существующих ГНПА. Разработать классификацию ГНПА.
2. Разработать конструкцию прочного корпуса, отвечающего условиям прочности и устойчивости.
3. Определить массогабаритные характеристики при помощи систем автоматизированного проектирования (САПР).
4. Определить основные характеристики аппарата и его размерения.
5. Выбрать вариант компоновки манипуляционного комплекса на основе эксплуатационных характеристик.

Статья посвящена исследованию в рамках задач, оговоренных в пунктах 1 — 3 и 5, а именно формированию классификации ГНПА, разработке конструкции прочного корпуса (в том числе при помощи САПР) и выбору манипуляционного комплекса аппарата.

## АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ АНПА С МАНИПУЛЯТОРОМ

Актуальность изучения АНПА с манипулятором заключается, в частности, в росте спроса на них в исследованиях месторождений углеводородов и полезных ископаемых, при проведении геологоразведки, исследований в области морской биологии, поисково-спасательных работ и др. Существенный вклад в изучение методов разработки ГНПА внесли Ю.В. Матвиенко, В.В. Костенко, А.Ф. Щербатюк, А.В. Ремезков, В.А. Бобков, М.А. Морозов, А.А. Шупикова и А.В. Инзарцев [1, 2] (вопросы определения гибридных аппаратов, вопросы использования резидентной схемы); А.Ю. Коноплин и П.А. Пятавин [3] (вопросы применения манипуляторов, вопросы стыковки), Л.В. Киселев, В.В. Костенко, А.В. Медведев, А.Ю. Быканова, А. Ю. Толстоногов [4, 5] (вопросы установки манипулятора на АНПА и его позиционирования).

На базе изученных источников, а также существующих подводных роботов подобного типа [6] предлагается вариант классификации ГНПА. Подробное описание объектов и расшифровка классификации представлены в статье [7]. В табл. 1 приведена классификация аппаратов в соответствии с предложенными классификационными признаками.

Были рассмотрены три наиболее характерных представителя АНПА с манипуляторами. С опорой на существующие классификации манипуляторов были выбраны основные классификационные признаки для выбранного класса объектов морской техники. Дальнейшее расширение фронта подводных работ будет определять новые классификационные признаки в дополнение к названным в предложенной классификации.

Таблица 1

## Характеристики АНПА с манипуляторами

Классификационный признак	АНПА		
	Freedom	Океанос	ММТ-3500
Максимальный вылет манипулятора	Малый (менее 1 м)	Большой вылет (1,2 м)	Большой вылет (1 м)
Количество степеней свободы	1	3	3 (в разработке дополнительная степень свободы)
Вид рабочего органа	Сменные (схват, щетка, распылитель, мультитул)	Схват	Схват
Расположение манипулятора	В оконечностях (нос и корма)	В носу	В центре тяжести аппарата
Тип исполнения	Внешний	Внутренний	Внешний
Количество манипуляторов	2	1	1

## ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ ПРОЧНОГО КОРПУСА АНПА

Прочный корпус служит для размещения оборудования, которое должно быть изолировано от воздействия окружающей среды. В нем размещаются приборы управления, навигации, вычислительная техника вместе с накопителями информации, а также аккумуляторная батарея. Существенное значение имеет вопрос обеспечения прочности непроницаемого корпуса при заданной глубине погружения. Прочный корпус представляет собой оболочку в виде тела вращения, воспринимающую наружное давление. Расчет такой оболочки должен выполняться согласно ГОСТ [8]. Ниже в качестве иллюстрации представлены результаты расчета прочного корпуса диаметром более 200 мм без набора и с набором, однако, как показал анализ, целесообразным для данного диаметра является первый вариант. В качестве материала использован сплав В95 на основе алюминия [9].

Определение размеров элементов прочного корпуса выполнено для расчетной нагрузки, которая определяется в зависимости от расчетной глубины погружения по формуле:  $p = \rho_0 g h_p / 1000$ , где  $\rho_0$  — плотность морской воды,  $g$  — ускорение свободного падения,  $h_p = 1,2 h_{\text{раб}}$  — расчетная глубина погружения. На рис. 1 представлена схема фрагмента прочного корпуса с подкреплениями (кольцевыми шпангоутами) и без подкреплений.

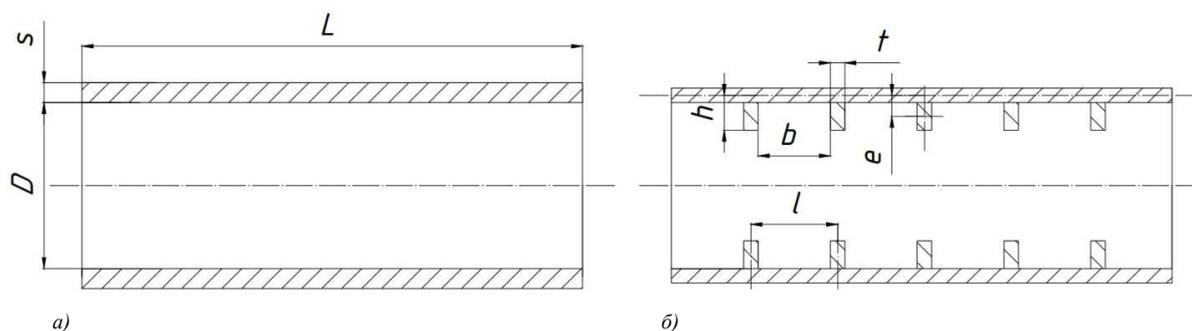


Рис. 1. Прочный корпус АНПА: а — не подкрепленный шпангоутами; б — подкрепленный шпангоутами.

$D$  — внутренний диаметр прочного корпуса;  $L$  — длина;  $s$  — толщина стенки;  
 $l$  — шпация;  $t$  — толщина кольцевого шпангоута;  $h$  — высота кольцевого шпангоута;  
 $e$  — расстояние между центрами тяжести сечения обечайки и кольцевого шпангоута

Условия применения расчетных формул:

$$s/D < 0,1 \text{ при } D \geq 200 \text{ мм;} \quad (1)$$

$$s/D < 0,3 \text{ при } D < 200 \text{ мм,} \quad (2)$$

где  $s$  — толщина стенки корпуса;  
 $D$  — внутренний диаметр корпуса.

Толщина цилиндрической оболочки прочного корпуса АНПА, не подкрепленной шпангоутами и находящейся под воздействием внешнего гидростатического давления, в первом приближении может быть определена по формуле:

$$s = \frac{1,2pD}{2\sigma_T - p}, \quad (3)$$

где  $p$  — гидростатическое внешнее давление при принятой глубине погружения АНПА;  
 $\sigma_T$  — допускаемое напряжение для материала прочного корпуса.

Для того чтобы определить расчетное допускаемое наружное давление, следует использовать формулу, которая выражает зависимость между искомым давлением и допускаемыми давлениями отдельно из условий прочности и устойчивости:

$$P = P_n / \sqrt{1 - (P_n/P_E)^2}, \quad (4)$$

где  $P_n$  — допускаемое давление из условий прочности вычисляются по формуле:

$$P_n = \frac{2\sigma_T s}{D + s'}, \quad (5)$$

$P_E$  — допускаемое давление из условий устойчивости в пределах упругости вычисляются по формуле:

$$P_E = \frac{2,08 \cdot 10^{-5} ED}{n_0 B l} (100s/D)^{2,5}, \quad (6)$$

где  $B$  — безразмерный коэффициент, который вычисляется по формуле:

$$B = \min(1; 9,45 \cdot D/l \sqrt{D/100s}). \quad (7)$$

В табл. 2 приведены результаты расчета максимальной глубины погружения.

Таблица 2

Расчет максимальной глубины погружения для цилиндрических корпусов без подкреплений

Наименование	Обозначение	В95
Глубина погружения	$h$ , м	3600
Предел текучести	$\sigma_T$ , МПа	410
Модуль продольной упругости	$E$ , Н/мм <sup>2</sup>	0,074
Длина аппарата	$L$ , мм	450
Внутренний диаметр	$D$ , мм	150
Толщина стенки	$s$ , мм	7,5
Давление на глубине	$p = pgh$ , МПа	36,20
Допускаемое наружное давление из условия прочности	$P_n$	39,05
Допускаемое наружное давление из условия устойчивости	$P_E$	102,43
Допускаемое наружное давление	$P$	36,49
Максимальная глубина погружения	$h$ , км	3,63
Масса обечайки	$m$ , кг	4,76

При расчете обечайки с подкреплениями (кольцевыми шпангоутами) необходимо рассчитать коэффициент  $K$  по формуле:

$$K = \frac{p(D+s)}{2\sigma_T s} - 1. \quad (8)$$

Если  $K < 0$ , то подкрепление кольцевыми шпангоутами не требуется. При этом должно выполняться условие:

$$0 < K < 1. \quad (9)$$

Расстояние между ребрами жесткости определяется как:

$$b = \sqrt{Ds(2/K - (1+1/K))}. \quad (10)$$

Площадь поперечного сечения кольцевого шпангоута вычисляют как:

$$A_k \geq \frac{l\sigma_T}{\sigma_k K}, \quad (11)$$

где  $l$  — шпация;  
 $\sigma_k$  — предел текучести материала шпангоута.

Эффективную ширину присоединенного пояска  $l_e$  вычисляют как:

$$l_e = \min(l; t + \sqrt{Ds}), \quad (12)$$

где  $t$  — ширина кольца (шпангоута) в поперечном сечении; в первом приближении можно принять  $t = s$ .

Эффективный момент инерции расчетного поперечного кольцевого шпангоута определяется как:

$$I = th_k^3/12 + ls^3/10,9 + e^2 \frac{A_k l_e s}{A_k + l_e s}, \quad (13)$$

где  $h_k$  — расстояние от центра тяжести поперечного сечения обечайки до свободной кромки шпангоута;  
 $e$  — расстояние между центром поперечного сечения обечайки до центра тяжести сечения кольца.

Коэффициент жесткости обечайки  $k$  вычисляют по формуле:

$$k = \sqrt{(10,9I)/(s^3 th_k^3/12)}. \quad (14)$$

Допускаемое наружное давление вычисляется по формуле (1.6), однако параметры условий прочности и устойчивости определяются по формулам:

$$P'_n = \frac{2\sigma_s + 2A_k \sigma/l}{D + s}, \quad (15)$$

$$P'_E = \frac{2,08 \cdot 10^{-5} E}{kB'} \frac{D}{L} \left(\frac{100ks}{D}\right)^{2,5}, \quad (16)$$

где  $B'$  — безразмерный коэффициент, который вычисляется по формуле:

$$B' = \min(1; 9,45 \cdot D/l \sqrt{D/100s}). \quad (17)$$

Ниже приведена табл. 3, в которой при изменении значения  $s$ ,  $t$ ,  $h$ ,  $l$ ,  $b$  выполнен расчет максимальной глубины погружения.

Таблица 3

Расчет максимальной глубины погружения цилиндрического корпуса с подкреплениями для сплава В95

Наименование	Величина	Значение	Округление величин
Обоснование необходимости колец	$K$	0,245	—
Расстояние между двумя кольцами жесткости	$b$ , мм	40,44	70 (4шп)
Толщина стенки	$s$ , мм	6	—
Толщина кольца жесткости	$t$ , мм	6	—
Центр величины кольца жесткости	$e$ , мм	13	—
Шпация	$l$ , мм	76	—
Ширина присоединенного пояска	$l_e$ , мм	76	—
Площадь поперечного сечения кольцевых шпангоутов	$A_k$ , мм <sup>2</sup>	111,49	120
Высота кольца жесткости	$h$ , мм	18,58	20
Эффективный момент инерции	$I$ , мм <sup>4</sup>	21 561	—
Коэффициент жесткости обечайки	$k$	3,78	—
Допускаемое наружное давление из условия прочности	$P'_n$ , МПа	39,84	—
Допускаемое наружное давление из условия устойчивости	$P'_E$ , МПа	149,24	—
Безразмерный коэффициент	$B'$	0,81	—
Допускаемое наружное давление	$P'$ , МПа	38,49	—
Проверка	$h$ , м	3828	—

Использование обечаек с подкреплениями позволяет снизить массу конструкции (5,08 кг против 4,33 кг). Однако снижение веса на 15 % для малогабаритного корпуса малой массы можно считать несущественным на фоне высоких технологических проблем при изготовлении обечаек с набором. Кроме того, шпангоуты отнимают часть внутреннего пространства, усложняя тем самым размещение оборудования.

## ОЦЕНКА ИЗМЕНЕНИЯ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЧНОГО КОРПУСА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ РАСЧЕТНОЙ ГЛУБИНЫ ПОГРУЖЕНИЯ

Совершенствованию методики проектирования подводных аппаратов, тесно связанной с обеспечением прочности их корпусов, уделяется большое внимание. Рассмотрены вопросы анализа напряженного состояния оболочечных конструкций и их устойчивости, а также применимости и поведения различных материалов.

Выбор толщины обшивки корпуса напрямую зависит от геометрических размеров АНПА и механических свойств материала.

Получена зависимость толщины обшивки от изменения глубины погружения. Видно, что с ростом глубины погружения (внешнего давления) увеличивается относительная разница толщин, а следовательно, и веса корпуса аппарата, изготовленного из низко- и высокопрочного материала. Это означает, что для аппаратов, предназначенных для больших глубин погружения, целесообразно использовать высокопрочные материалы, в то время как при малых глубинах следует применять менее прочные материалы.

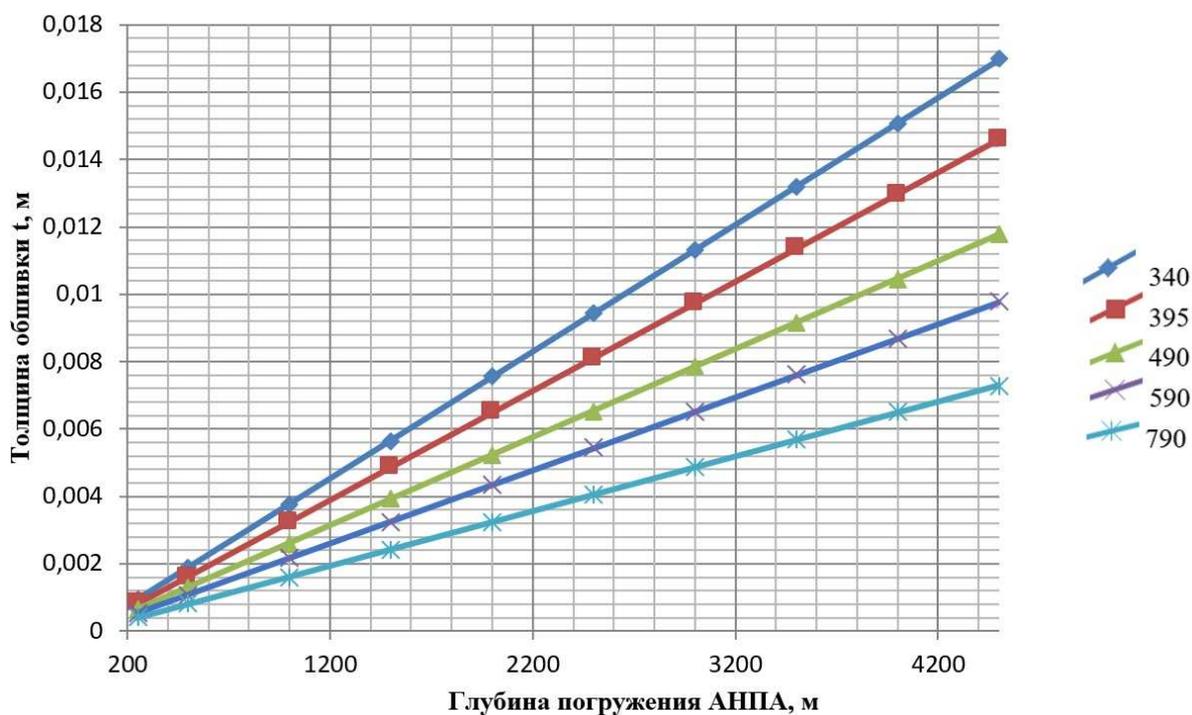


Рис. 2. Зависимость толщины обшивки от глубины погружения

Установка шпангоутов обеспечивает снижение толщины обшивки. При этом могут возникнуть технологические трудности при малых величинах расчетной шпации.

Критерием предельной величины шпации при проектировании АНПА является условие прочности корпуса на заданной глубине погружения. Расчет шпации выполнен по формуле:

$$l = R \left( \frac{100}{R} t \right)^2 \left( 0,67 \frac{100Et/R}{\sigma 10^2} + 0,062 \right). \quad (18)$$

Из полученных графиков следует, что значение шпации очень мало. Приемлемое значение шпации, при котором технологический процесс не будет затруднителен при малых диаметрах корпуса, составляет более 0,1 м. Таким образом, даже при выигрыше при максимальном гидростатическом давлении в 1,5 раза изготовление этого прочного корпуса с применением шпангоутов нецелесообразно.

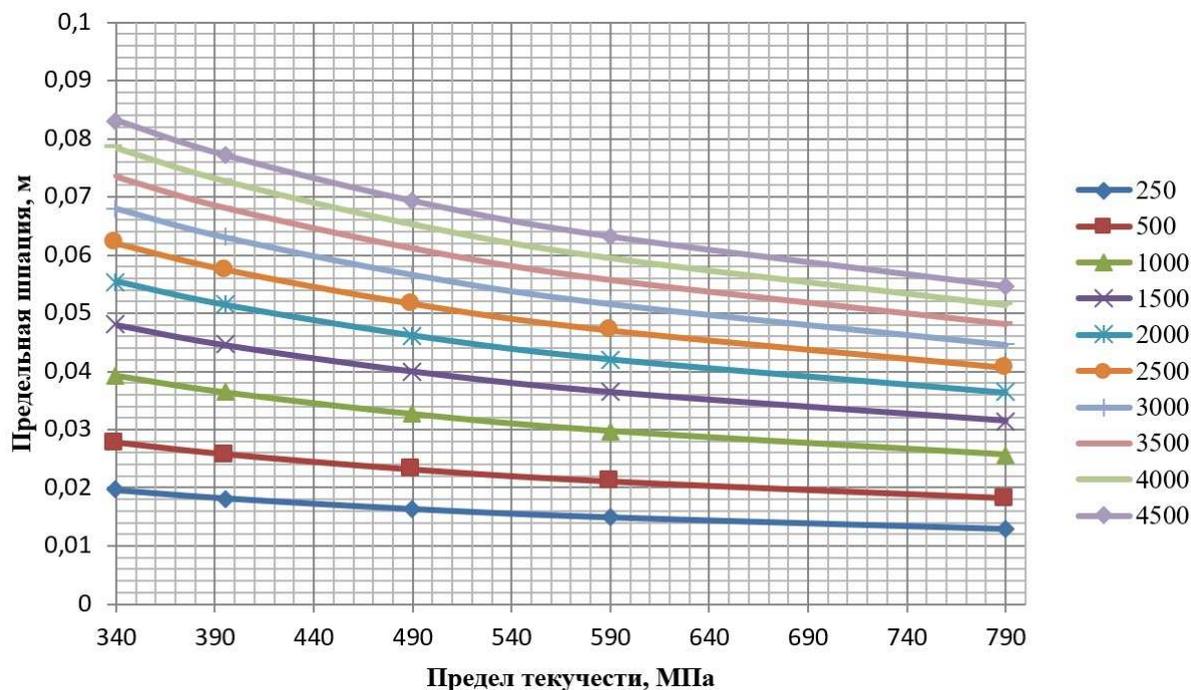


Рис. 3. Зависимость размеров предельной шпации от предела текучести для разных глубин погружения

Выполнена оценка прочности корпуса, подкрепленного кольцевыми шпангоутами, по допускаемым напряжениям, а также проверка устойчивости при действии наружного давления.

В результате оценки зависимости характеристик прочного корпуса от глубины погружения можно констатировать:

- 1) при проектировании глубоководных аппаратов необходимо стремиться к выбору материала с более высокими показателями предела текучести согласно с весовыми характеристиками;
- 2) при малой величине шпации целесообразно не подкреплять прочный корпус кольцевыми шпангоутами, соответственно увеличив толщину обшивки.

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЧНОГО КОРПУСА АНПА

При создании конструкций АНПА необходимо четко определить их массогабаритные характеристики. При это необходимо понимать, что прочный корпус — это не только прочная непроницаемая оболочка (контейнер), но и жестко сопряженные с ней элементы размещения и крепления аппаратного комплекса (рама). Для облегчения трудоемкости расчета массы, а также проверки расчетов прочности рассмотрена возможность использования системы автоматизированного проектирования (САПР). Необходимо построить модель прочного корпуса АНПА, который включает:

- контейнеры с оборудованием;
- рамы размещения оборудования.

Создание модели прочного корпуса выполнено в САПР SolidWorks.

Форма прочного контейнера АНПА представляет собой цилиндр, который оканчивается сферой в носу и уменьшается в диаметре в корме. Поверхность создана вращением образующей вокруг заданной оси. При помощи инструментов САПР были созданы детали корпуса и крышек контейнера, которые были совмещены в общей сборке. Результат показан на рис. 4.

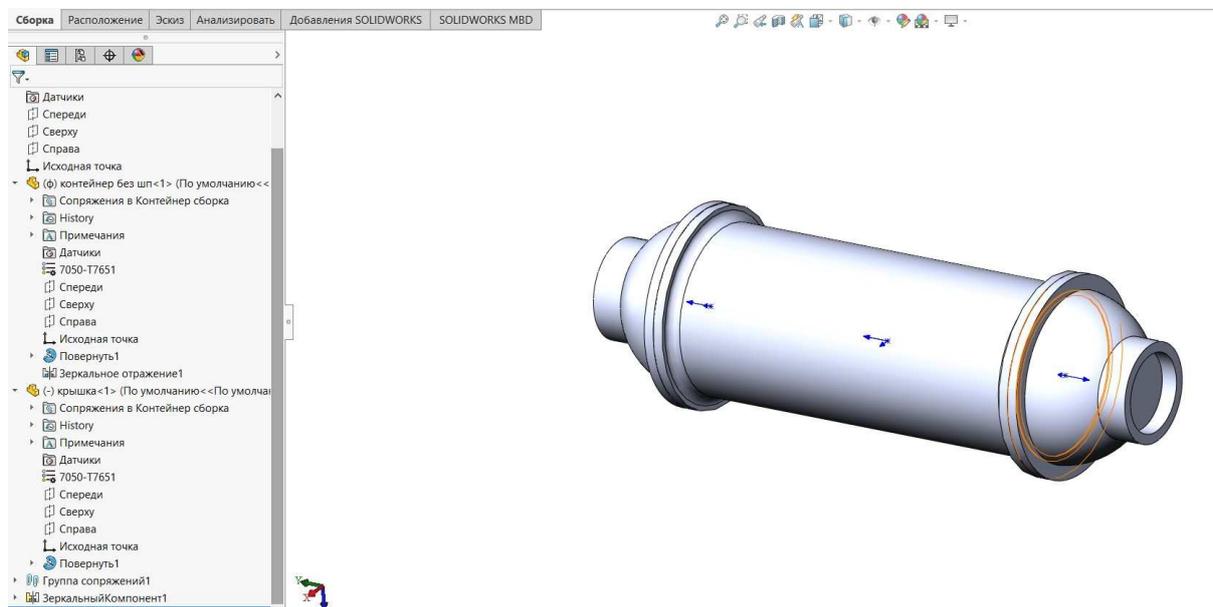


Рис. 4. Сборка контейнера с «деревом» модели

Для того чтобы рассчитать напряженно-деформированное состояние корпуса АНПА, инициируется исследование с помощью блока Simulation из дополнений Solid Works. Сборка фиксируется при помощи точек закрепления, задается сетка и давление  $P=42$  МПа. На рис. 5 показана сборка с заданными параметрами.

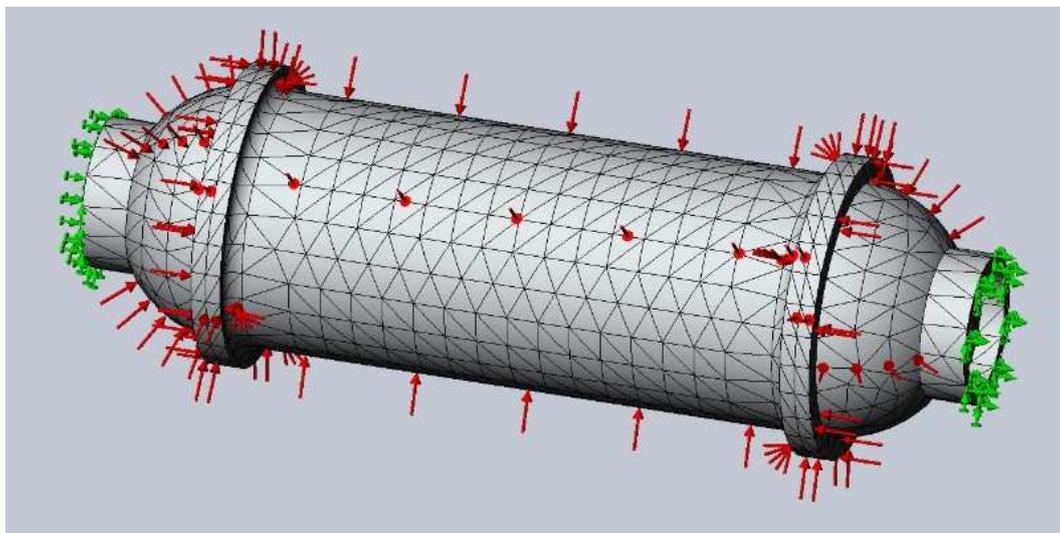


Рис. 5. Давление на корпус с созданной сеткой

Нажатием на кнопку «Запустить это исследование» выполняется счет. На модели в цветовой идеализации отображаются показатели напряжений, деформаций и перемещений. Результат исследования показан на рис. 6.

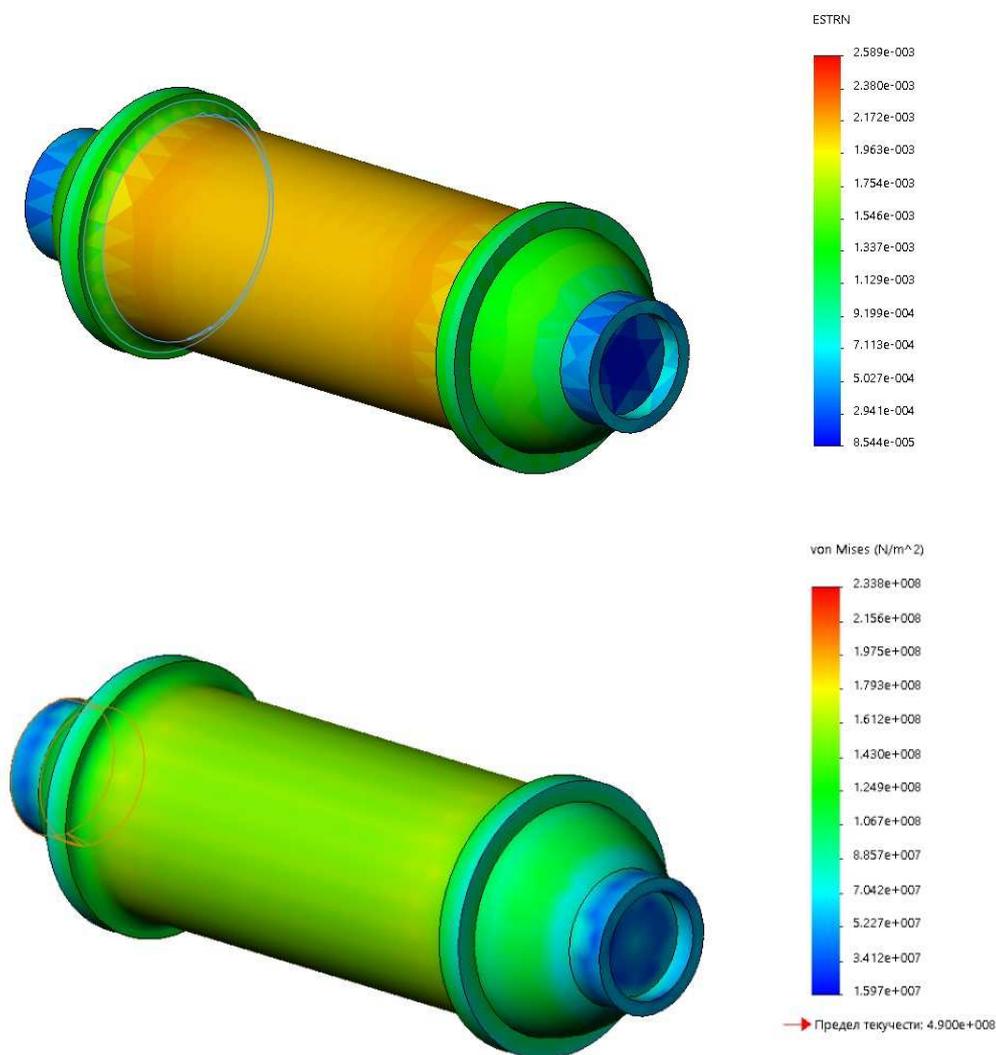


Рис. 6. Деформация и напряжения при расчетном давлении на контейнер

Далее необходимо собрать элементы оснастки прочного корпуса в виде пластин для размещения «начинки», которые, в свою очередь, собираются в блоки. На рис. 7 изображены детали оснастки.

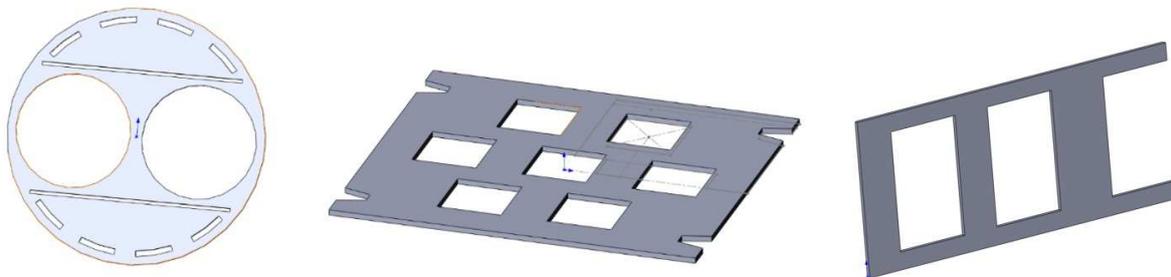


Рис. 7. Плоскостные детали каркаса

Далее формируются блоки, собранные из плоскостных деталей и контейнеров, которые, в свою очередь, собираются в общую конструкцию. Финальная сборка представлена на рис. 8.



Рис. 8. Сборка блоков

При помощи инструмента САПР была определена общая масса прочного корпуса АНПА, которая составила 71,32 кг.

## ВЫБОР МАНИПУЛЯЦИОННОГО КОМПЛЕКСА ГНПА

Одним из основных преимуществ НПА и автономных роботов является их модульность. То есть при необходимости те или иные унифицированные модули могут быть заменены в зависимости от целей каждого погружения. Таким образом, манипулятор целесообразно разместить в отдельном блоке, который при необходимости можно отсоединять от АНПА. Еще одной немаловажной задачей является обеспечение нулевой плавучести и самоуравновешенности манипулятора, чтобы его перемещения не влияли на балансировку аппарата. Учитывая тенденции в развитии АНПА с манипуляторами, а также исходя из длины прототипа без блока манипулятора (3 м), рациональная длина последнего должна составлять около 1 м [10].

Части манипулятора называются в соответствии с частями тела человека (предплечье, кисть). На конце расположен хват (кисть). Основание манипулятора жестко крепится к корпусу модуля. Для дальнейшей оценки рабочего пространства манипулятора на данном этапе необходимо определить степень подвижности манипулятора. Под степенями подвижности манипулятора (степенями свободы) понимают обобщенные координаты, определяющие в пространстве положения его звеньев. Число степеней подвижности манипулятора  $W$  определяется по формуле:

$$W = 6k - \sum_{i=1}^5 P_i, \quad (19)$$

где  $k$  — подвижное число звеньев;  
 $P_i$  — число кинематических пар  $i$ -го класса.

Класс кинематической пары определяется количеством ограничений (связей), налагаемых на относительное движение звеньев. По характеру соприкосновения звеньев кинематические пары делятся на две группы: 1) контакт между звеньями осуществляется по поверхности — низшая кинематическая пара, 2) контакт по линии либо в точке — высшие кинематические пары. В низших кинематических парах, как правило, имеется геометрическое замыкание, а в высших парах — как геометрическое, так и силовое. Низшие пары способны передавать значительные нагрузки по сравнению с высшими, так как контактные напряжения в них ниже из-за поверхностного взаимодействия звеньев. Проектируемый манипулятор предполагается состоящим из трех вращательных одноподвижных кинематических пар, показанных на рис. 9.

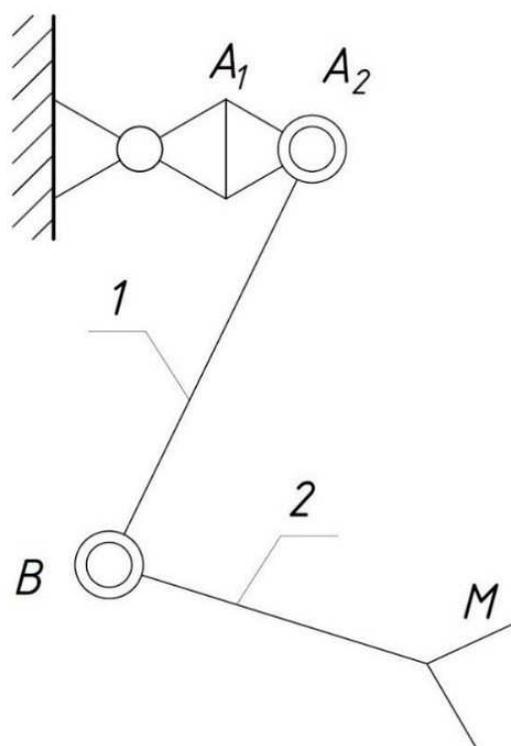


Рис. 9. Кинематическая схема манипулятора:

$A_1, A_2, B$  — вращательные кинематические одноподвижные пары;  $M$  — схват манипулятора; 1 — предплечье; 2 — кисть

Вращательные одноподвижные пары являются высшими и относятся к 5 классу. Однако совместно пары  $A_1$  и  $A_2$  образуют двухподвижную пару, которая относится к 4 классу. Так как количество звеньев равно двум, число степеней подвижности определяется как:

$$W = 6 \cdot 2 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 = 12 - 5 - 4 = 3. \quad (20)$$

Таким образом, механизм обладает тремя степенями свободы. Учитывая то, что две вращательные пары являются непараллельными, рабочая зона считается объемной.

Для того чтобы манипулятор выполнял необходимые функции, его движения не должны мешать работе АНПА в целом. Важно подобрать такие соотношения по массе и вылету между звеньями манипулятора, чтобы возникающие кренящие моменты во всех направлениях были минимальны (в идеале — нулевые). Для этого необходимо разместить точку крепления манипулятора, через которую проходит ось его вращения в горизонтальной плоскости, на одной вертикали с центрами тяжести и величины АНПА. При этом сумма моментов сил веса частей манипулятора относительно горизонтальной оси, проходящей через точку его крепления, при любом повороте манипулятора должна равняться нулю. Целесообразно разделить части манипулятора вертикальной осью таким образом, чтобы на каждую единицу длины количество массы по одну сторону от оси было равно такому же количеству массы по другую сторону:

$$M_1 x_1 = M_2 x_2, \quad (21)$$

где  $M_1, M_2$  — суммы масс по разные стороны от оси;  
 $x_1, x_2$  — координаты центров масс  $M_1$  и  $M_2$  соответственно.

Так как количество звеньев равно двум, то логично разбить длину на четыре части, где к первому звену будет относиться  $\frac{1}{4}$  длины, а ко второму —  $\frac{3}{4}$  длины. Для выполнения условия (6.2) при любом положении звеньев манипулятора необходимо равенство углов относительно дополнительной горизонтальной оси, проведенной из сочленения предплечья и плеча манипулятора (рис. 10).

На рис. 10 представлен схематический вариант компоновки манипулятора.

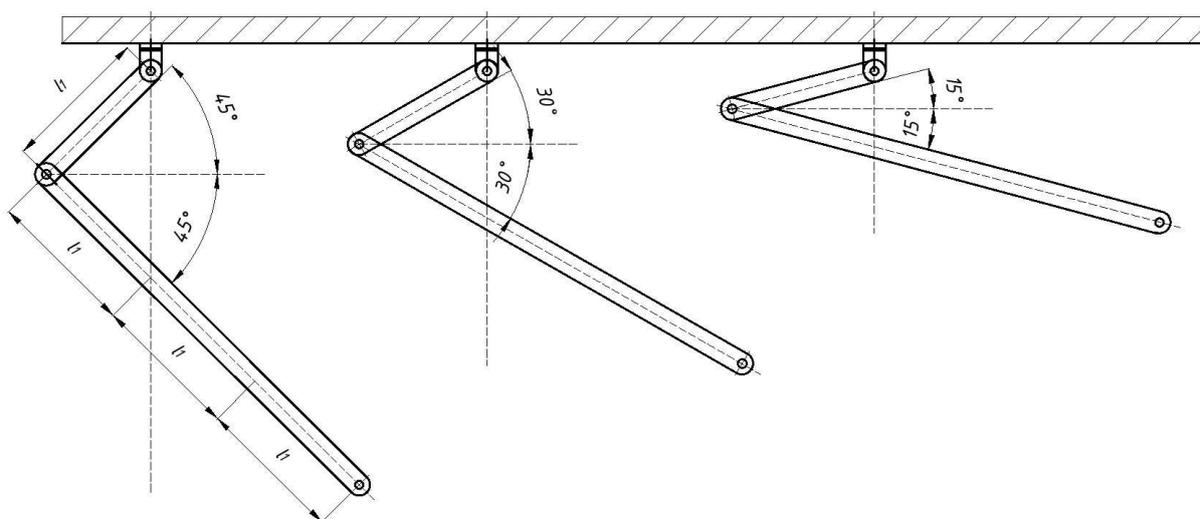


Рис. 10. Положение звеньев манипулятора при разной степени раскрытия

Данная схема позволяет вращать манипуляционный комплекс на 360 градусов без нарушения баланса. Предплечье и кисть представляют собой каркас из сплава В95.

Для приведения в движение исполнительного органа использованы электромеханические приводы, находящиеся в цилиндрических корпусах из сплава В95. Так как максимальная глубина погружения 3000 м, для обеспечения прочности корпуса должны быть заполнены практически несжимаемой неагрессивной и электропроводящей жидкостью, например маслом. Преимуществами электромеханических приводов является контролируемая плавность хода, а также отсутствие необходимости введения дополнительной системы (гидравлики, пневматики) для обеспечения движения манипулятора.

В качестве привода схвата был выбран отечественный привод от производителя КУВО. Приводы имеют широкую номенклатуру по габаритам и мощностям. Оснащены датчиками температуры и затекания воды, рассчитаны на давление до 120 МПа (расчетное для 3000 м в морской воде — 30,135 МПа).

В табл. 4 представлен расчет массы и длины плеч манипуляционного комплекса.

Таблица 4

Расчет массы и длины плеч манипуляционного комплекса

Конструкция		Масса оборудования, г		Моменты $x \cdot M$
Длина, мм	Масса, г	Привод	Камера	
240	575	—	—	138000
240	575	—	—	138000
				276000
200	200	—	—	40000
150	1573	1100	392	235950
				275950
Общая масса, кг	4,415		Остаток	50

На рис. 11 схематически показан общий вид манипуляционного комплекса.

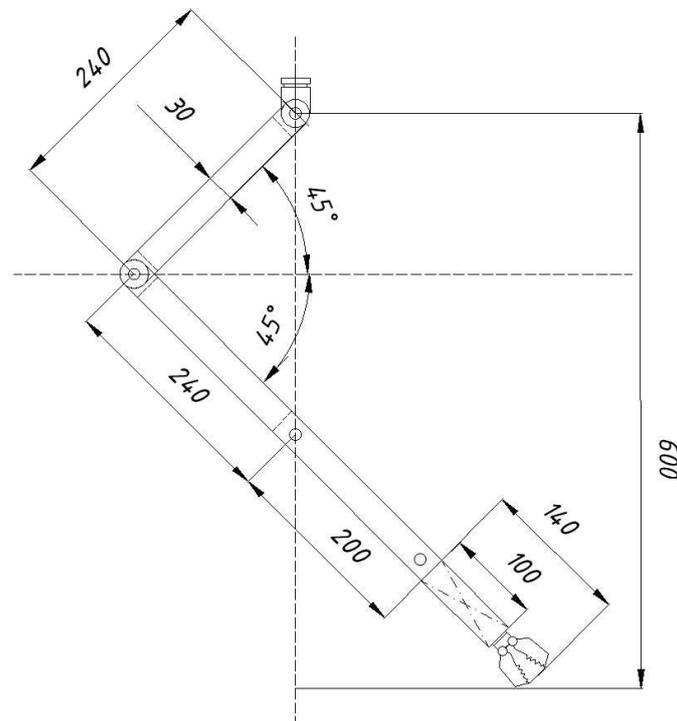


Рис. 11. Манипуляционный комплекс гибридного АНПА

Полученные значения характерных размеров достаточно точны (погрешность менее 0,02 %). Возможна дополнительная точная балансировка при помощи свинцовых грузов.

## АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ. ВЫВОДЫ

Учитывая существующие тенденции в освоении Мирового океана необходимо наращивать объемы проектирования и производства гибридных роботов.

Разработана классификация АНПА, позволяющая, с одной стороны, получить более точное представление о тех аппаратах, которые уже существуют, а с другой — понять, в каком направлении необходимо двигаться при проектировании новых.

Проведена оценка прочности корпуса, подкрепленного кольцевыми шпангоутами и без подкреплений, в ходе которой была выполнена проверка прочности по допускаемым напряжениям и проверка на устойчивость при действии максимального рабочего наружного давления. При проектировании глубоководных аппаратов целесообразно применение материалов с более высоким пределом текучести. При малых размерах шпации по технологическим соображениям целесообразно не подкреплять прочный корпус кольцевыми шпангоутами, компенсируя их отсутствие увеличением толщины оболочки или использованием более прочного материала.

При проектировании в соответствии с техническим заданием и с учетом данных прототипа задается диаметр прочного корпуса с учетом размеров контейнеров для размещения полезной нагрузки — аппаратуры. Их расчет выполняется по ГОСТ [8]. Для обечаек с внутренним диаметром менее 200 мм установка шпангоутов нецелесообразна. Для диаметров более 200 мм рекомендуется использовать кольцевые шпангоуты. При этом использование более прочных и, как следствие, дорогих материалов корпуса оправдано уникальностью АНПА при штучном и мелкосерийном производстве.

Использование САПР заметно облегчает разработку конструкций АНПА. Они позволяют достаточно точно определять массогабаритные характеристики (масса, центр тяжести всей конструкции и ее отдельных

элементов). Также инструменты САПР позволяют определять нагрузки, действующие на модель с точностью, соизмеримой с аналитическими методами расчета.

Манипуляционный комплекс аппарата следует располагать на днище аппарата под центром его тяжести. Плечи манипулятора должны быть взаимно уравновешены. При нарушении равновесия манипулятора относительно собственной системы координат (забор материала, непредусмотренное отклонение, вызывающее крен/дифферент) балансировка АНПА должна автоматически корректироваться дополнительной тягой маршевых двигателей и подруливающих устройств.

Таким образом, представленные аспекты позволяют дополнить, а следовательно, облегчить дальнейшую разработку такого нового объекта морской техники, как ГНПА.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бобков В.А. Распознавание подводного трубопровода по стереоснимкам с борта АНПА в задачах инспекции подводных объектов / В.А. Бобков, М.А. Морозов, А.А. Шупикова, А.В. Инзарцев // *Морские интеллектуальные технологии*. — 2021. — Т. 3, № 3 (37). — С. 36 — 45.
2. Матвиенко Ю.В. Развитие технологического потенциала автономных необитаемых подводных аппаратов / Ю.В. Матвиенко, В.В. Костенко, А.Ф. Щербатюк, А.В. Ремезков // *Морские интеллектуальные технологии*. — 2020. — Т. 3, № 4 (34). — С. 4 — 14.
3. Коноплин А.Ю. Метод автоматической стыковки необитаемых подводных аппаратов с подводными платформами с использованием бортовых многозвенных манипуляторов / А.Ю. Коноплин, П.А. Пятавин // *Подводные исследования и робототехника*. — 2024. — №. 2 (48). — С. 38 — 47.
4. Kostenko V.V. Developing the multilink manipulator system for an autonomous underwater vehicle / V.V. Kostenko, A.Y. Bykanova, A.Y. Tolstonogov // *International Conference on Ocean Studies (ICOS)*, 2022.
5. Киселев Л.В. Проблемно-ориентированная интегральная система управления движением и динамика гибридного АНПА в режиме контроля шумовой подводной обстановки / Л.В. Киселев, В.В. Костенко, А.В. Медведев, А.Ю. Быканова // *Подводные исследования и робототехника*. — 2023. — №. 4 (46). — С. 29 — 42.
6. [Freedom™ Autonomous Vehicle] [Электронный ресурс] URL: <https://www.oceaneering.com/rov-services/next-generation-subsea-vehicles/freedom/>
7. Медовник С.В. Аналитический обзор существующих автономных необитаемых подводных аппаратов (АНПА) с манипулятором // *Наука, техника, промышленное производство: история, современное состояние, перспективы: м-лы рег. науч.-практ. конф. студентов и аспирантов. Владивосток 18 декабря 2023 г. — 15 января 2024 г. / под общ. ред. Р.А. Полькова. [Электронное издание] — Владивосток: Изд-во ДВФУ, 2024. — С. 410 — 416.*
8. ГОСТ 52857.2-2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. М.: Стандартинформ, 2009.
9. ГОСТ 4784-84 Алюминий и сплавы алюминиевые деформируемые. М.: ИПК Изд-во стандартов, 1997.
10. ГОСТ 26063-84 Роботы промышленные. Устройства захватные. Типы, номенклатура основных параметров, присоединительные размеры. М.: Изд-во стандартов, 1984.

## REFERENCES

1. Bobkov V.A., Morozov M.A., Shupikova A.A., Inzartsev A.V. Raspoznavanie podvodnogo truboprovoda po stereosnimkam s borta ANPA v zadachakh inspektsii podvodnykh ob"ektov [Recognition of an underwater pipeline from stereo images from the ANPA board in the tasks of inspection of underwater objects]. *Marine Intellectual Technologies*. 2021. Vol. 3, No. 3 (37): 36-45. (In Russ.)
2. Matvienko Yu.V., Kostenko V.V., Shcherbatyuk A.F., Remezov A.V. Razvitie tekhnologicheskogo potentsiala avtonomnykh neobitaemykh podvodnykh apparatov [Development of technological potential of autonomous uninhabited underwater vehicles]. *Marine Intellectual Technologies*. 2020. Vol. 3, No. 4 (34): 4-14. (In Russ.)
3. Konoplin A.Yu., Pyatavin P.A. Metod avtomaticheskoi stykovki neobitaemykh podvodnykh apparatov s podvodnymi platformami s ispol'zovaniem bortovykh mnogozvennykh manipulyatorov [A method of automatic docking of uninhabited underwater vehicles with underwater platforms using on-board multi-link manipulators]. *Underwater Investigations and Robotics*. 2024. No. 2 (48): 38-47. (In Russ.)
4. Kostenko V. V., Bykanova A. Y., Tolstonogov A. Y. Developing the multilink manipulator system for an autonomous underwater vehicle. *International Conference on Ocean Studies (ICOS)*. 2022.
5. Kiselev L.V., Kostenko V.V., Medvedev A.V., Bykanova A.Yu. Problemno-orientirovannaya integral'naya sistema upravleniya dvizheniem i dinamika gibridnogo ANPA v rezhime kontrolya shumovoi podvodnoi obstanovki [Problem-oriented integrated motion control system and dynamics of a hybrid ANPA in the underwater noise control mode]. *Underwater Investigations and Robotics*. 2023. No. 4 (46): 29-42. (In Russ.)
6. [Freedom™ Autonomous Vehicle] URL: <https://www.oceaneering.com/rov-services/next-generation-subsea-vehicles/freedom/>
7. Medovnik S.V. Analiticheskii obzor sushchestvuyushchikh avtonomnykh neobitaemykh podvodnykh apparatov (ANPA) s manipulyatorom [Analytical review of the existing autonomous underwater vehicles (AUV) with manipulator]. *Nauka, tekhnika, promyshlennoe proizvodstvo: istoriya, sovremennoe sostoyanie, perspektivy* [Science, Technology, Industrial Production: History, Current State, Prospects / ed. by R.A. Polkov. Electronic publication]. Vladivostok, 2024. (In Russ.)
8. GOST 52857.2-2007 — Vessels and apparatuses. Norms and methods of strength calculation. Calculation of cylindrical and conical shells, convex and flat bottoms and covers. 2009. (In Russ.)
9. GOST 4784-84 — Aluminum and aluminum deformable alloys. 1997. (In Russ.)
10. GOST 26063-84 — Industrial robots. Gripper devices. Types, nomenclature of basic parameters, connecting dimensions. 1984. (In Russ.)

УДК 629.123:532.583.4

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДОПУСТИМЫХ СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ СУДНА ВО ЛЬДАХ НА ОСНОВЕ НОВОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОГО РАЗРУШЕНИЯ ЛЬДА

**В.В. Платонов**, канд. физ.-мат. наук, ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 196158 Россия, Санкт-Петербург, Московское ш., 44, e-mail: viktorplatonov@yandex.ru

**В.Н. Тряскин**, д-р техн. наук, профессор, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121 Россия, Санкт-Петербург, Лоцманская ул., 3, e-mail: vladimir.tryaskin@smtu.ru

**В.С. Мороз**, аспирантка, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121 Россия, Санкт-Петербург, Лоцманская ул., 3, e-mail: moroz@smtu.ru

В статье изложены основные положения методики определения допустимых скоростей движения судна, построенной на новой модели динамического разрушения льда. Расчетные зависимости для определения параметров ледовой нагрузки новой модели не позволяют выделить в явном виде величины, связанные со скоростью движения судна, с толщиной льда и параметрами формы корпуса. В связи с этим обратная задача — определение допустимой скорости судна и толщины льда при заданной строительной прочности конструкций — представляет значительные математические трудности. Предложенная методика решения обратной задачи основана на использовании аппарата аппроксимации метода планирования эксперимента для построения регрессионных зависимостей для параметров ледовой нагрузки и аппарата математического программирования для установления связи между строительной и ледовой прочностью.

*Ключевые слова:* судно ледового плавания, допустимые скорости движения во льдах, строительная прочность, ледовая прочность, модель динамического разрушения льда.

## THE METHOD FOR DETERMINATION OF PERMISSIBLE SPEEDS OF ICE-GOING SHIPS BASED ON A NEW MODEL OF DYNAMIC ICE DESTRUCTION

**V.V. Platonov**, candidate of phys.-matem. sciences, head of laboratory, Krylov State Research Centre, St. Petersburg, e-mail: viktorplatonov@yandex.ru.

**V.N. Tryaskin**, Doct. science tech., professor, St. Petersburg State Marine Technical University, St. Petersburg, e-mail: vladimir.tryaskin@smtu.ru.

**V.S. Moroz**, p.h.d. student of Ship structure and conditional assessment department, State Marine Technical University, St. Petersburg, e-mail: vera.moroz@smtu.ru.

The article discusses the main provisions of the methodology for determining permissible speeds of a ship, based on a new model of dynamic ice destruction. Calculated dependences for determining ice load parameters of the new model do not allow us to explicitly identify the values associated with the speed of movement of a ship, with ice thickness and hull shape parameters. In this regard, the inverse problem of determining the permissible ship speed and ice thickness for a given structural strength presents significant mathematical difficulties. The proposed method for solving the inverse problem is based on the use of the approximation apparatus of the experimental planning method to construct regression dependencies for ice load parameters and the mathematical programming apparatus to establish a connection between construction and ice strength.

*Keywords:* ice-going ships, permissible speeds of movement in ice, structural strength, ice strength, model of dynamic ice destruction.

### ВВЕДЕНИЕ

Определение допустимых скоростей движения судна во льдах имеет большое практическое значение. Такие задачи возникают при разработке требований к усилениям судов для плавания во льдах, а также при нормировании допустимых и опасных условий эксплуатации судна при различных режимах движения и ледовых условиях при разработке Паспорта ледовой безопасности судна.

В статье изложены основные положения методики определения допустимых скоростей движения судна, построенной на новой модели динамического разрушения льда. Расчетные зависимости для определения параметров ледовой нагрузки новой модели не позволяют выделить в явном виде величины, связанные со скоростью движения судна, с толщиной льда и параметрами формы корпуса. В связи с этим обратная задача — определение допустимой скорости судна и толщины льда при заданной строительной прочности конструкций — представляет значительные математические трудности. Предложенная методика решения обратной задачи основана на использовании аппарата аппроксимации метода планирования эксперимента для построения регрессионных зависимостей для параметров ледовой нагрузки и аппарата математического программирования для установления связи между строительной и ледовой прочностью.

## 1. ОБЩАЯ ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОПУСТИМЫХ СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ СУДНА ВО ЛЬДАХ В РАМКАХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УДАРА ТВЕРДОГО ТЕЛА О ЛЕД

Современная практика расчета допустимых скоростей движения судна во льдах базируется на методике, разработанной на основе гидродинамической модели определения ударных ледовых нагрузок [1] и на сопоставлении строительной и ледовой прочности [2].

В первой версии методики, созданной при разработке требований к усилениям судов для плавания во льдах Правил Регистра СССР 1981 г. [3], предполагалось два ограничения.

1. Судно движется поступательно и прямолинейно (т. е. рассматривался только первичный удар).
2. Борт судна наклонный, а зона контакта вытянута вдоль судна и не распространяется на всю толщину льда.

Расчетные зависимости для определения параметров ледовой нагрузки при ударном взаимодействии корпуса судна со льдом с учетом возможного разрушения от изгиба:

$$\text{контактного давления } p = 0,61v_0^{13/24}M^{1/6}a_p(2R)^{-1/12}F_p f_p(k),$$

$$\text{высоты зоны контакта } b = 1,25v_0^{7/24}M^{1/3}a_p^{-2/5}(2R)^{-1/6}F_b f_b(k),$$

$$\text{суммарного усилия } P_S = 0,88v_0^{17/12}M^{2/3}a_p^{2/5}(2R)^{1/6}F_P f_P(k),$$

дополненные условия

$$P_S = P_b = P_{st},$$

позволяют получить уравнение поверхности ледовой прочности в виде:

$$v_0 = f_v(H)\varphi_1(k),$$

$$a_p = f_a(H)\varphi_2(k)$$

для каждого сечения по длине носового заострения. Пример такой поверхности ледовой прочности набора ледового пояса крупнотоннажного арктического судна показан на рис. 1.

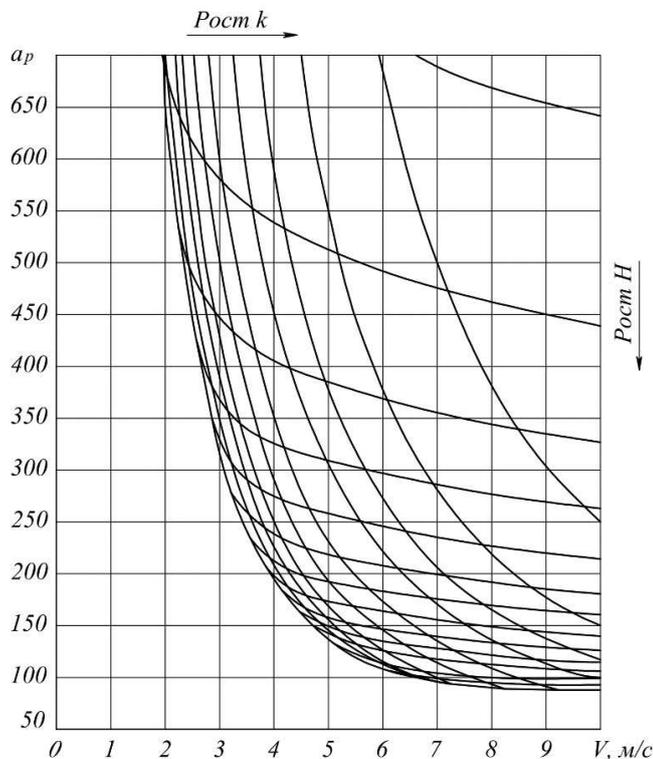


Рис. 1. Поверхность ледовой прочности набора ледового пояса в районе 4-го теоретического шпангоута крупнотоннажного арктического судна

В этих зависимостях:  $v_0$  — скорость поступательного движения судна в момент удара;  $M$  — масса судна;  $a_p$  — динамическая прочность льда на раздробление (условный измеритель прочности льда) [3];  $R$  — радиус скругления кромки льдины (ледяного поля);  $F_p, F_b, F_r$  — функции формы корпуса, зависящие от положения точки контакта от носового перпендикуляра  $x = x/L$ , углов наклона ватерлинии к ДП  $\alpha$  и борта к вертикали  $\beta$ ;  $f_p(k), f_b(k), f_r(k)$  — функции параметра  $0,371 \leq k \leq 1,0$ , определяющего значение относительной приведенной скорости судна в момент разрушения ледяного покрова от изгиба  $k = v/v_{п}$ ;  $P_b$  — суммарное усилие, соответствующее вертикальному усилию, ломающему лед толщиной  $H$ ;  $P_{st}$  — величина суммарной контактной силы, которую может воспринимать данная конструкция в соответствии с принятым критерием прочности.

Линии пересечения поверхности ледовой прочности с плоскостями  $a_p = \text{const}$  задают комбинацию  $v_0$  и  $H$ , при которых в рассматриваемых бортовых конструкциях возникает заданное предельно допускаемое состояние. Соответствующие зависимости  $v_0(H)$  называются кривыми ледовой прочности.

Каждое сечение по длине носовой оконечности характеризуется своей поверхностью ледовой прочности вследствие изменения строительной прочности и формы корпуса. В связи с уменьшением вертикальной составляющей суммарной силы, ломающей лед, при удалении расчетного сечения от носовой оконечности к району перехода в цилиндрическую вставку кривые ледовой прочности  $v_0(H)$  смещаются в зону меньших толщин льда и больших скоростей.

При движении во льдах судно может удариться о ледяное поле любым районом носового заострения. Поэтому допустимые скорости и толщины льда определяются огибающей кривых ледовой прочности, построенных для всех характерных участков носового заострения (рис. 2). Форма кривых допустимых скоростей позволяет найти характерные квази-асимптотические значения:  $v_s$  — безопасная скорость и  $H_s$  — безопасная толщина льда. При движении во льдах со скоростью  $v_s$  нет ограничений по толщине льда из условия прочности конструкций. При толщине льда не более  $H_s$  судно может двигаться с любой достижимой скоростью. Значения безопасной скорости и толщины льда характеризуют категорию ледовых усилений, так как они определяют допустимые условия плавания. Увеличение строительной прочности конструкций в самом носовом районе позволяет увеличить безопасную скорость, а в районе перехода в цилиндрическую вставку — безопасную толщину льда.

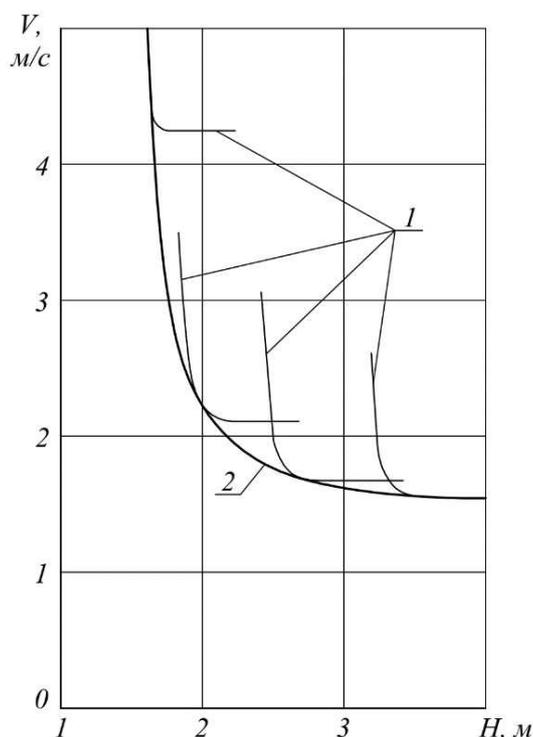


Рис. 2. Метод построения кривой допустимых скоростей для судна: 1 — кривые  $v(H)$  для различных районов носовой оконечности; 2 — огибающая (кривая допустимых скоростей)

В работах [4, 5] показаны методические основы определения допустимых скоростей движения во льдах при отраженном ударе и при наличии вертикального борта в районах взаимодействия со льдом. Для этого

предложено использовать более общее решение гидродинамической модели удара твердого тела о лед и изменить процедуру определения допустимой скорости.

Результаты этих исследований использовались при подготовке методических рекомендаций Российского морского регистра судоходства для обоснования допустимых условий эксплуатации судна во льдах [6, 7].

## 2. ОСНОВЫ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОГО РАЗРУШЕНИЯ ЛЬДА

Как было указано выше, в отечественном ледовом судостроении с конца 1970-х гг. при определении ледовых нагрузок используется гидродинамическая модель удара твердого тела о лед (далее ГДМ) [1]. Однако проведенные в 1980 — 1990-е гг. многочисленные эксперименты по сбрасыванию полусферических грузов на лед (Drop Ball Tests) с измерением давлений в нескольких точках полусферы [8, 9], эксперименты по внедрению в лед среднemasштабных инденторов [10], а также натурные испытания судов во льдах, оснащенных специальной системой для измерения давлений в зоне контакта корпуса со льдом [11], поставили под сомнение достоверность ГДМ.

Анализ результатов этих экспериментов позволил установить следующую качественную картину разрушения льда при местном смятии применительно к случаю удара наклонным бортом о скругленную кромку льдины, при котором зона контакта значительно вытянута в продольном (вдоль длины судна) направлении (рис. 3), представляющему основной практический интерес:

- в центре зоны контакта располагается относительно небольшая по отношению к общей высоте распределения ледовой нагрузки область прямого контакта внедряемого корпуса со льдом;
- по обе стороны от области прямого контакта (по высоте зоны контакта) располагаются области разрушенного (мелкодисперсного) льда, вытеснявшегося в процессе внедрения корпуса в лед;
- форма распределения давлений по высоте зоны контакта имеет четко выраженный пик в области прямого контакта, а за пределами зоны прямого контакта, в пределах областей вытеснения разрушенного льда, давления быстро убывают.

Таким образом, согласно изложенной физической картине максимальные давления реализуются в области, где промежуточный слой отсутствует, а с увеличением толщины промежуточного слоя давления уменьшаются. В рамках ГДМ имеет место обратная ситуация:

- максимальные давления (согласно принятой гипотезе) возникают в области максимальной толщины промежуточного слоя в центре зоны контакта;
- распределение давлений по высоте зоны контакта имеет параболический характер.

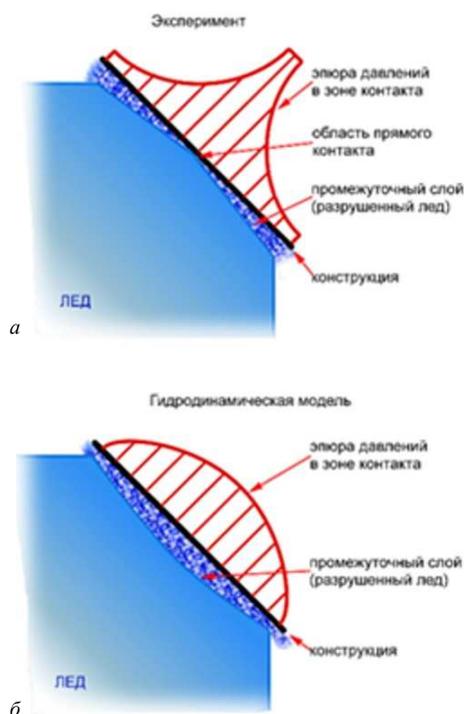


Рис. 3. Физическая картина разрушения льда при местном смятии: а — эксперимент; б — ГДМ

Первым шагом к учету фактической картины разрушения льда при местном смятии была разработка модифицированной ГДМ, использовавшейся при разработке действующих Правил Регистра [12]. Далее была сформулирована модель динамического разрушения льда при местном смятии (далее МДРЛ) [13], получившая свое развитие в работах [14, 15]. МДРЛ описывает два параллельных процесса: смятие льда как твердого тела в области прямого контакта и вытеснение разрушенного мелкодисперсного льда. Для описания процесса вытеснения используются уравнения ГДМ и вводится система дополнительных условий, отвечающих наблюдаемой в экспериментах физической картине разрушения льда (рис. 4):

- область прямого контакта тела со льдом, расположенная в центре зоны контакта, мала по сравнению с полной шириной зоны контакта, ледовое давление в ее пределах можно считать постоянным;
- раздробленный лед образует тонкий промежуточный мелкодисперсный слой между бортом судна и массой неразрушенного льда;
- в области разрушенного льда толщина промежуточного слоя монотонно возрастает при удалении от области прямого контакта, ледовое давление при этом монотонно убывает.

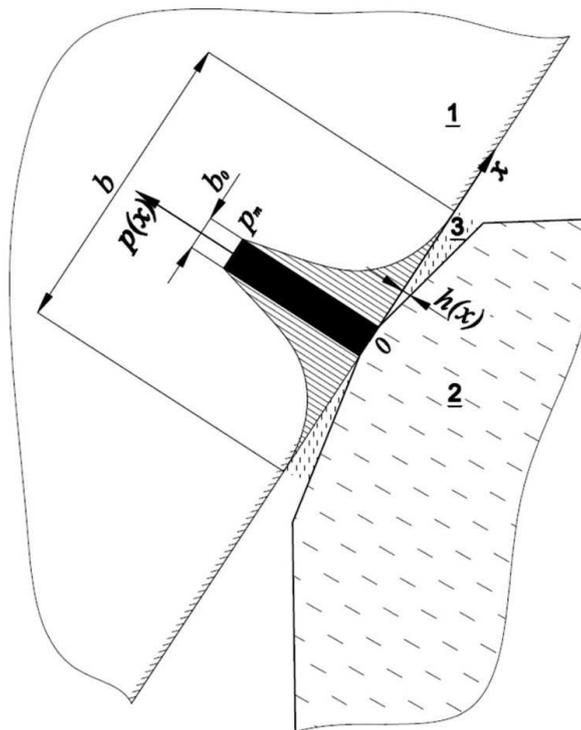


Рис. 4. Модель динамического разрушения льда (зона контакта вытянута вдоль борта судна): 1 — твердое тело (борт судна); 2 — ледовое поле; 3 — промежуточный слой разрушенного мелкодисперсного льда

В дальнейшем для внедрения МДРЛ в практику проектирования было выполнено ее совершенствование [15] и были разработаны рекомендации по определению параметров ледовых нагрузок на ледоколы, предназначенные для использования в Правилах Регистра для определения размеров связей конструкций ледовых усилений [16]. В настоящее время аналогичные рекомендации разработаны для определения параметров ледовых нагрузок для судов ледового плавания.

### 3. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОПУСТИМЫХ СКОРОСТЕЙ НА ОСНОВЕ МДРЛ

Расчетные зависимости для определения параметров ледовой нагрузки на основе МДРЛ не позволяют выделить в явном виде величины, связанные со скоростью движения судна, с толщиной льда и параметрами формы корпуса, как это было сделано в ГДМ. Их связь определяется алгоритмом программной модели. В связи с этим **обратная задача** — определение допустимой скорости судна и толщины льда при заданной строительной прочности конструкций — представляет значительные математические трудности.

Учитывая, что для решения **прямой задачи** — определения ледовых нагрузок при заданной скорости и толщине льда — разработаны соответствующий алгоритм и специализированное программное обеспечение, обратная задача может быть решена с использованием методов моделирования для построения зависимостей параметров ледовой нагрузки:  $p(v, H)$ ;  $b(v, H)$ ;  $P_S(v, H)$  в виде регрессионных моделей и аппарата математического программирования для установления связи между строительной и ледовой прочностью.

Для построения регрессионных зависимостей используется аппарат аппроксимации метода планирования эксперимента. Расчетные зависимости для определения ледовых нагрузок не должны быть очень сложными. В связи с этим принято решение использовать центральное композиционное планирование, которое позволяет строить квадратичные регрессионные зависимости, имеющие при двух варьируемых параметрах следующий вид:

$$\hat{y}(X) = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{12}x_1x_2, \quad (1)$$

где  $X = \{x_i\}^T$ ,  $i = 1, 2$  — вектор варьируемых переменных;  
 $b_i$ ,  $b_{ii}$ ,  $b_{ij}$  — коэффициенты регрессии.

Для решения этой задачи используется программный комплекс «Полином», разработанный на кафедре конструкции судов СПбГМТУ [17].

В таком виде в дальнейшем при решении задачи математического программирования представляются целевая функция и ограничения задачи.

Число экспериментов определяется по формуле  $NQ = 2^k + 2k + 1$ , где  $k$  — количество варьируемых параметров. При  $k = 2$  число экспериментов  $NQ = 9$  и матрица планирования эксперимента имеет вид:

Таблица 1

План численного эксперимента

№	Кодированные переменные		Натуральные значения переменных	
	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$
1	-1	-1	0,8	2,0
2	1	-1	3,0	2,0
3	-1	1	0,8	10,0
4	1	1	3,0	10,0
5	-1	0	0,8	6,0
6	1	0	3,0	6,0
7	0	-1	1,9	2,0
8	0	1	1,9	10,0
9	0	0	1,9	6,0

Алгоритм построения регрессионных моделей, устанавливающих связь между параметрами ледовой нагрузки и варьируемыми параметрами, в качестве которых принимаются толщина льда  $x_1 = H$  и скорость поступательного движения судна  $x_2 = v_0$ , следующий.

1. Формируется план эксперимента (см. табл. 1). В качестве варьируемых параметров принимаются кодированные значения толщины и скорости, определяемые по формуле:

$$x_i = (\tilde{x}_i - \tilde{x}_{0i}) / \Delta x_i,$$

где  $x_i$  — кодированное (безразмерное) значение параметра (фактора);  
 $\tilde{x}_i$  — натуральное (размерное) значение фактора;  
 $\tilde{x}_{0i}$  — натуральное (размерное) значение основного уровня фактора;  
 $\Delta x_i$  — интервал варьирования.

Переход к натуральному значению осуществляется по формуле

$$\tilde{x}_i = \tilde{x}_{0i} + \Delta x_i x_i.$$

2. Выбирается расчетный участок корпуса судна в районе, подверженном ударным воздействиям. Определяются параметры формы корпуса, которые необходимы для выполнения прямого расчета ледовых нагрузок:  $x = x/L$ ,  $\alpha$ ,  $\beta'$ , где  $x/L$  — относительная абсцисса точки контакта корпуса судна со льдом;  $\alpha$  и  $\beta'$  — углы наклона ватерлинии к ДП и борта к вертикали в точке контакта соответственно.

3. Выполняется расчет параметров ледовой нагрузки: контактного давления  $p$ ; высоты зоны контакта  $b$ ; суммарной силы  $P_S$  с использованием специализированного программного обеспечения (см. п. 2). В результате для каждого эксперимента  $j$ , комбинация варьируемых параметров при котором определяется строками матрицы планирования, формируются матрицы-столбцы значений соответствующих расчетных параметров ледовой нагрузки:

$$\{p_j\}^T, \{b_j\}^T, \{P_S\}^T, j = 1, \dots, NQ.$$

4. Реализуется построение регрессионных моделей типа (1) с использованием программного комплекса «Полином». В результате этого получаются матрицы коэффициентов регрессии  $b_i$ ,  $b_{ii}$ ,  $b_{ij}$ . Программный комплекс обрабатывает варьируемые переменные в кодированном виде  $x_i$ . Полученные значения коэффициентов регрессии принимают соответствующие «кодированные» значения.

5. Для дальнейшего решения задачи выполняется преобразование (декодирование) коэффициентов регрессии. Это позволяет в дальнейшем работать с варьируемыми параметрами в натуральном виде  $\tilde{x}_i$ . Декодирование коэффициентов регрессии производится по следующим зависимостям:

$$\tilde{b}_0 = b_0 - \frac{b_1}{\Delta x_1} \cdot \tilde{x}_{01} - \frac{b_2}{\Delta x_2} \cdot \tilde{x}_{02} + \frac{b_{11}}{\Delta x_1^2} \cdot \tilde{x}_{01}^2 + \frac{b_{22}}{\Delta x_2^2} \cdot \tilde{x}_{02}^2 + \frac{b_{12}}{\Delta x_1 \Delta x_2} \cdot \tilde{x}_{01} \tilde{x}_{02}, \quad (2)$$

$$\tilde{b}_1 = \frac{b_1}{\Delta x_1} - \frac{b_{12}}{\Delta x_1 \Delta x_2} \cdot \tilde{x}_{02} - 2 \frac{b_{11}}{\Delta x_1^2} \cdot \tilde{x}_{01}, \quad (3)$$

$$\tilde{b}_2 = \frac{b_2}{\Delta x_2} - \frac{b_{12}}{\Delta x_1 \Delta x_2} \cdot \tilde{x}_{01} - 2 \frac{b_{22}}{\Delta x_2^2} \cdot \tilde{x}_{02}, \quad (4)$$

$$\tilde{b}_{11} = \frac{b_{11}}{\Delta x_1^2}, \quad (5)$$

$$\tilde{b}_{22} = \frac{b_{22}}{\Delta x_2^2}, \quad (6)$$

$$\tilde{b}_{12} = \frac{b_{12}}{\Delta x_1 \Delta x_2}. \quad (7)$$

После этого регрессионные модели принимают следующий вид:

$$\hat{y} = \tilde{b}_0 + \sum_{i=1}^k \tilde{b}_i \tilde{x}_i + \sum_{i=1}^k \tilde{b}_{ii} \tilde{x}_i^2 + \sum_{j>i=1}^k \tilde{b}_{ij} \tilde{x}_i \tilde{x}_j. \quad (8)$$

6. Следующий этап — компоновка и решение задач математического программирования. Предлагается следующая последовательность (алгоритм) действий.

6.1 Выбираются участки корпуса судна, для которого будут определяться допустимые условия взаимодействия со льдом. Для каждого из этих участков должны быть предварительно построены регрессионные зависимости для параметров ледовой нагрузки.

6.2 Для каждого из выбранных участков определяются кривые строительной прочности. Эти кривые могут быть основаны на критерии фибровой текучести; в дальнейшем по ним будут построены кривые безопасных скоростей. Если кривые строительной прочности основаны на критерии предельного состояния, то по ним будут построены кривые, разделяющие безопасные и опасные режимы движения во льдах. Для построения кривых строительной прочности выполняются обстоятельные расчеты конструкций ледовых усилений.

Расчетная кривая строительной прочности, которая является огибающей снизу соответствующих кривых, построенных с учетом всех требований к конструкциям ледовых усилений: к толщине обшивки, моменту сопротивления, площади сечения стенки балок набора, толщинам листовых конструкций. Общий вид этой кривой:

$$p_{st} = p(b). \quad (9)$$

Кривая может быть представлена дискретным набором точек  $(p_{st_j}; b_{st_j})$ ,  $j = 1, \dots, n$ . Задача рассматриваемого этапа найти соответствующую комбинацию  $(H_j; v_j)$ ,  $j = 1, \dots, n$ . Это может быть получено в результате решения поисковой задачи математического программирования.

### 6.3 Компоновка задачи математического программирования.

В качестве целевой функции может быть принята зависимость вида:

$$GF_j(X) = p_j(X) - p_{st_j} = 0, \quad (10)$$

где  $X = \{x_i\}^T$ ,  $i = 1, 2$  — вектор варьируемых переменных.

$$\text{Ограничение-неравенство: } g_{1_j}(X) = b_j(X) - b_{st_j} \leq 0. \quad (11)$$

$$\text{Ограничение-равенство: } h_{1_j}(X) = P_{S_j}(X) - (P_b(x_1)/\sin(\beta')) = 0 \quad (12)$$

При граничных условиях

$$x_{i_{\min}} \leq x_i \leq x_{i_{\max}} \quad (13)$$

целевая функция (10) и ограничение (11) определяют связь расчетных ледовых нагрузок и параметров строительной прочности: давления  $p_{st_j}$  и высоты зоны контакта  $b_{st_j}$ . Ограничение (12) устанавливает связь между суммарной контактной силой и нагрузкой, соответствующей усилию, разрушающему ледовый покров заданной толщины при изгибе. Для определения вертикального усилия, разрушающего лед, используется зависимость [18]

$$P_b(x_1) = P_{bf}(H) = m\sigma_f H^2, \text{ МН}, \quad (14)$$

где  $m = 1,33$  — числовой коэффициент;  
 $\sigma_f$  — предел прочности льда на изгиб, МПа;  
 $H$  — толщина ледяного поля, м.

Граничные условия (13) определяют область допустимых значений варьируемых параметров. Минимальные и максимальные значения варьируемых параметров  $x_{i_{\min}}$  и  $x_{i_{\max}}$  могут быть выбраны равными соответствующим значениям переменных, принятых при построении регрессионных зависимостей (1).

## 4. ЧИСЛЕННЫЙ ПРИМЕР

Пример реализации предложенного алгоритма определения допустимых скоростей на основе новой МДРЛ выполнен для арктического челночного танкера двойного действия дедвейтом около 42 000 т, который имеет следующие основные размерения:

- длина между перпендикулярами 232,0 м,
- ширина на уровне конструктивной ватерлинии 34,0 м,
- осадка по конструктивную ватерлинию 9,5 м,
- водоизмещение 63 000 т.

Для определения строительной прочности рассматривались три района носового заострения, положения которых и форма корпуса характеризуются следующими параметрами:

- $S_1: x = x/L = 0,017, \beta' \approx 57^\circ;$
- $S_2: x = x/L = 0,067, \beta' \approx 41^\circ;$
- $S_3: x = x/L = 0,134, \beta' \approx 14^\circ.$

Анализ строительной прочности бортовых конструкций в этих районах корпуса судна показывает, что во всех районах минимальную строительную прочность имеет обшивка ледового пояса. Расчетное давление, соответствующее фибровой текучести, ограниченным двумя шарнирами в опорных сечениях, находится в пределах 2,0 — 4,5 МПа при высоте зоны контакта 0,8 — 1,2 м.

Для выбранных расчетных сечений носового заострения на основании новой МДРЛ выполнен расчет параметров ледовой нагрузки  $p(v, H)$ ;  $b(v, H)$ ;  $P_S(v, H)$  для режимов движения в соответствии с матрицей планирования (табл. 1). Результаты расчета параметров ледовой нагрузки приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета параметров ледовой нагрузки на основе МДРЛ в соответствии с планом эксперимента

№ эксперимента	Район носового заострения	$b$ , [м]	$p$ , [МПа]	$P_S$ , [МН]
1	$S_1$	0,455	3,032	9,642
	$S_2$	0,386	2,910	6,425
	$S_3$	0,417	1,814	2,706
2	$S_1$	0,412	3,916	10,746
	$S_2$	0,343	3,908	7,229
	$S_3$	0,301	3,832	3,487
3	$S_1$	0,868	4,504	37,639
	$S_2$	0,650	4,485	21,543
	$S_3$	0,533	2,497	5,357
4	$S_1$	1,208	4,855	66,671
	$S_2$	1,028	4,721	45,177
	$S_3$	1,192	3,836	27,517
5	$S_1$	0,765	3,785	26,200
	$S_2$	0,598	3,658	15,523
	$S_3$	0,558	1,881	4,321
6	$S_1$	0,955	3,973	38,353
	$S_2$	0,810	3,961	26,498
	$S_3$	0,797	3,843	15,080
7	$S_1$	0,431	3,491	10,214
	$S_2$	0,366	3,349	6,792
	$S_3$	0,393	2,233	3,030
8	$S_1$	1,249	4,368	63,039
	$S_2$	1,039	4,184	40,654
	$S_3$	1,251	1,996	15,395
9	$S_1$	0,995	3,548	36,427
	$S_2$	0,856	3,404	24,738
	$S_3$	0,975	2,126	11,282

По результатам расчета нагрузок, представленных в табл. 2, были построены квадратичные регрессионные модели типа (1).

Решение задачи математического программирования в форме (10) — (13) приводит к следующим результатам:

район  $S_1$ :  $H=3,12$  м;  $V=2,03$  уз;  $p=4,0$  МПа;  $b=0,40$  м;  $P_S=7,7$  МН;

район  $S_2$ :  $H=2,90$  м;  $V=2,28$  уз;  $p=3,8$  МПа;  $b=0,37$  м;  $P_S=7,9$  МН;

район  $S_3$ :  $H=1,83$  м;  $V=5,80$  уз;  $p=2,0$  МПа;  $b=0,89$  м;  $P_S=9,3$  МН.

Полученные точки значений  $V$  и  $H$  —  $\{H_i, v_i\}$ ,  $i=1,3$  определяют нагрузки, соответствующие моменту разрушения льда от изгиба. В рамках принятой модели изгибного разрушения предполагается, что при меньших толщинах льда нагрузка на конструкции «сбрасывается». Это приводит к тому, что при меньших толщинах льда кривая  $V(H)$  становится практически вертикальной. Такая ситуация обусловлена недостатками модели изгибного разрушения и приводит к ошибке, но в безопасную сторону.

На основании полученных результатов можно сделать следующие заключения.

1. Для рассматриваемого судна нет ограничений при движении во льдах со скоростью 2 уз. Это значение может трактоваться как безопасная скорость  $V_S$  кривой ледовой прочности.

2. Движение во льдах толщиной менее 1,83 м может быть допущено со скоростью не более 6 уз. Это значение практически может трактоваться как безопасная толщина  $H_S$  кривой ледовой прочности, так как при меньшей толщине льда допустимая скорость будет определяться достижимой скоростью, обусловленной возможностью энергетической установки.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье рассмотрена методика определения допустимых скоростей движения судна во льдах на основе модели динамического разрушения льда. Методика основана на использовании аппарата аппроксимации метода планирования эксперимента для построения регрессионных зависимостей для параметров ледовой нагрузки и аппарата математического программирования для установления связи между строительной и ледовой прочностью. Формируются целевая функция и система ограничений, связывающие ледовое давление, высоту распределения и суммарную контактную силу, совместное решение которых позволяет определить точки значений  $V$  и  $H$ , определяющие параметры нагрузок для заданных ограничений. Методика апробирована при оценке допустимых скоростей движения во льдах для современного челночного танкера.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-19-00039 «Теоретические основы и прикладные инструменты для создания системы интеллектуального планирования работы флота и поддержки принятия решений в арктическом судоходстве» (<https://rscf.ru/project/23-19-00039/>).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курдюмов В.А. Гидродинамическая модель удара твердого тела о лед / В.А. Курдюмов, Д.Е. Хейсин // Прикладная механика. — 1976. — Т. 12. №10. — С. 106 — 109.
2. Курдюмов В.А. Характеристики строительной и ледовой прочности ледоколов / В.А. Курдюмов, Д.Е. Хейсин // Научно-технический сборник / Регистр СССР. — 1976. — Вып. 6. — С. 63 — 71.
3. Курдюмов В.А. Определение ледовой нагрузки и оценка ледовой прочности корпусов транспортных судов / В.А. Курдюмов, В.Н. Тряскин, Д.Е. Хейсин // Ледопроеходимость и ледовая прочность морских судов. Л.: ЛКИ, 1979. С. 3 — 12. (Труды ЛКИ.)
4. Курдюмов В.А. Определение ледовой нагрузки при ударе судна вертикальным бортом о кромку ледяного поля / В.А. Курдюмов, Д.Е. Хейсин // Научно-технический сборник / Регистр СССР. — 1984. — Вып. 14. — С. 3 — 10.
5. Курдюмов В.А. О расчете допустимых скоростей движения судов во льдах / В.А. Курдюмов // Проблемы проектирования конструкции судов. — Л.: ЛКИ, 1990. — С. 25 — 32. (Труды ЛКИ.)
6. Тряскин В.Н. Методические рекомендации для обоснования допустимых условий эксплуатации судна во льдах / В.Н. Тряскин, М.А. Кутейников, С.О. Рудь, Н.А. Крупина и др. // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2024. — № 74. — С. 11 — 21.
7. Тряскин В.Н. Методика и алгоритм определения допустимых скоростей при ударе судна вертикальным бортом о кромку ледяного поля / В.Н. Тряскин, В.С. Мороз // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2024. — № 74. — С. 47 — 55.
8. Timco G.W. Drop impact tests on freshwater ice: spherical head / G.W. Timco, R.M.W. Frederking // Proceedings of the 10th IAHR Ice Symposium, Espoo, Finland, Aug. 20-23 1990. — Vol. 11. — P. 776 — 787.
9. Timco G.W. Laboratory impact tests on freshwater ice / G.W. Timco, R.M.W. Frederking // Cold Region Science and Technology. — 1993. — Vol. 22, Issue 1. — P. 77 — 97.
10. Frederking R.M.W. Field tests of ice indentation of medium scale Hobson's choice ice island / R.M.W. Frederking, I.J. Jordaan, J.S. McCallum // Proceedings of the 10th IAHR Ice Symposium, Espoo, Finland, Aug. 20-23 1990. — Vol. 11. — P. 931 — 944.
11. Ritch R. Ice load impact measurements on the CCGS Louis S. St. Laurent during the 1994 Arctic Ocean Crossing / R. Ritch, J. St. John, R. Browne, R. Sheinberg // Proceedings of the 18th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. July 11–16 1999, St. John's Newfoundland, paper OMAE99/P&A-1141.
12. Апполонов Е.М. Ледовая прочность судов, предназначенных для круглогодичной арктической навигации / Е.М. Апполонов. — СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2016.
13. Апполонов Е.М. Совершенствование методологии определения ледовых нагрузок / Е.М. Апполонов, А.В. Дидковский, М.А. Кутейников, А.Б. Нестеров // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2002. — Вып. 25. — С. 83 — 100.
14. Апполонов Е.М. Совершенствование требований Правил Регистра к ледовым усилениям судов и ледоколов / Е.М. Апполонов, В.В. Платонов, В.Н. Тряскин // Труды Крыловского государственного научного центра. — 2018. — Вып. 3(385). — С. 18 — 28.
15. Апполонов Е.М. Новая модель динамического разрушения льда как основа для совершенствования требований Правил Регистра к ледовым усилениям судов и ледоколов / Е.М. Апполонов, В.В. Платонов // Труды Крыловского государственного научного центра. — 2019. — Вып. 4(390). — С. 99 — 116.
16. Платонов В.В. Методические основы разработки расчетных зависимостей для определения ледовых нагрузок на конструкции ледовых усилений ледоколов, основанных на новой модели динамического разрушения льда / В.В. Платонов, В.Н. Тряскин // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2021. — № 62/63. — С. 78 — 88.
17. Тряскин В.Н. Применение аппарата планирования эксперимента при автоматизированном проектировании конструкций корпуса судна // В.Н. Тряскин. Методология автоматизированного проектирования конструкций корпуса судна: дис. ... д-ра техн. наук / В.Н. Тряскин; СПбГМТУ. СПб., 2007.
18. Хейсин Д.Е. Прочность ледяного поля под действием нагрузки, приложенной к кромке / Д.Е. Хейсин // Современные вопросы ледоколостроения. Л.: Морской транспорт, 1960. — С. 133 — 152. (Труды ААНИИ. Т. 237.)

## REFERENCES

1. Kurdymov V.A., Kheisin D.E. Gidrodinamicheskaya model udara tverdogo tela o led [Hydrodynamic model of solid body impact on ice]. *Prikladnaya mekhanika [Applied Mechanics]*. 1976. Part 12. № 10: 106-109. (In Russ.)
2. Kurdymov V.A., Kheisin D.E. Kharakteristiki stroitelnoy i ledovoy prochnosti ledokolov [Characteristics of the construction and ice strength of icebreakers]. *USSR Register Research Bulletin*. 1976 (6): 63 — 71. (In Russ.)
3. Kurdymov V.A., Tryaskin V.N., Kheisin D.E. Opredelenie ledovoy nagruzki i otsenka ledovoy prochnosti korpusov transportnykh sudov [Determination of ice load and assessment of ice strength of hulls of merchant ships]. *Ice permeability and ice strength of sea vessels*. L.: LKI, 1979. P. 3 — 12. (Transactions of the Leningrad Shipbuilding Institute.) (In Russ.)
4. Kurdymov V.A., Kheisin D.E. Opredelenie ledovoy nagruzki pri udare sudna vertikalnym bortom o kromku ledyanogo polya [Determination of loads at a ship's vertical side crash on the edge of the ice field]. *USSR Register Research Bulletin*. 1984 (14): 3 — 10. (In Russ.)
5. Kurdymov V.A. O raschete dopustimyykh skorostey dvizheniya sudov vo ldakh [On the calculation of the permissible speeds of ships in the ice]. *Problems of ship structural design*. L.: LKI, 1990. P. 25 — 32. (Transactions of the Leningrad Shipbuilding Institute) (In Russ.)
6. Tryaskin V.N., Kuteynikov M.A., Rud S.O., Krupina N.A., Kulesh V.F. Metodicheskie rekomendatsii dlya obosnovaniya dopustimyykh usloviy ekspluatatsii sudna vo ldakh [Methodological recommendations for justification of allowable conditions for operation of ships in ice]. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2024 (74): 11 — 21. (In Russ.)
7. Tryaskin V.N., Moroz V.S. Metodika i algoritm opredeleniya dopustimyykh skorostey pri udare sudna vertikalnym bortom o kromku ledyanogo polya [Methodology and algorithm for determination of permissible speeds at a ship's vertical side crash against the ice field edge]. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2024 (74): 47 — 55. (In Russ.)
8. Timco G.W., Frederking R.M.W. Drop impact tests on freshwater ice: spherical head. *Proceedings of the 10th IAHR Ice Symposium, Espoo, Finland, Aug. 20 — 23, 1990*. Vol.11: 776 — 787.
9. Timco G.W., Frederking R.M.W. Laboratory impact tests on freshwater ice. *Cold Region Science and Technology*. 1993. Vol. 22 (1): 77 — 97.
10. Frederking R.M.W., Jordaan I.J., McCallum J.S. Field tests of ice indentation of medium scale Hobson's choice ice island. *Proceedings of the 10th IAHR Ice Symposium, Espoo, Finland, Aug. 20 — 23, 1990*. Vol.11: 931 — 944.
11. Ritch R., St. John J., Browne R., Sheinberg R. Ice load impact measurements on the CCGS Louis S. St. Laurent during the 1994 Arctic Ocean Crossing. *Proceedings of the 18th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, July 11 — 16, 1999, St. John's Newfoundland*, paper OMAE99/P&A-1141.
12. Appolonov E.M. Ledovaya prochnost sudov, prednaznachennykh dlya kruglogodichnoy arkticheskoy navigatsii [Ice Strength of Vessels Designed for Year-round Arctic Navigation]. St. Petersburg: SPbGMTU, 2016. (In Russ.)
13. Appolonov E.M., Didkovskii A.V., Kuteynikov M.A., Nestarov A.B. Sovershenstvovanie metodologii opredeleniya ledovykh nagruzok [Improving the methodology for determining ice loads]. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2002 (25): 83 — 100. (In Russ.)
14. Appolonov E.M., Platonov V.V., Tryaskin V.N. Sovershenstvovanie trebovaniy Pravil Registra k ledovym usileniyam sudov i ledokolov [Improvement of the requirements of the Register Rules for ice reinforcements of ships and icebreakers]. *Transactions of the Krylov State Research Centre*. 2018. Issue 3(385): 18 — 28. (In Russ.)
15. Appolonov E.M., Platonov V.V. Novaya model dinamicheskogo razrusheniya lda, kak osnova dlya sovershenstvovaniya trebovaniy Pravil Registra k ledovym usileniyam sudov i ledokolov [New model of dynamic ice failure as basis for improvement of RS requirements to ice belts of ice-going ships and icebreakers]. *Transactions of the Krylov State Research Centre*. 2019. Issue 4(390): 99 — 116. (In Russ.)
16. Platonov V.V., Tryaskin V.N. Metodicheskie osnovy razrabotki raschetnykh zavisimostey dlya opredeleniya ledovykh nagruzok na konstruktivnykh ledovykh usileniyakh ledokolov, osnovannykh na novoy modeli dinamicheskogo razrusheniya lda [Methodological basis for the calculation of ice loads acting on the icebreaker hull based on a new model of ice dynamic fracture]. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2021 (62/63): 78 — 88. (In Russ.)
17. Tryaskin V.N. Metodologiya avtomatizirovannogo proektirovaniya konstruktivnykh korpusa sudna: razdel 3.2 [Methodology of computer-aided design of ship hull structures: part 3.2]: diss. ... dokt. tekhn. nauk. St. Petersburg, 2007. (In Russ.)
18. Kheisin D.E. Prochnost ledyanogo polya pod deystviem nagruzki, prilozhennoy k kromke [The strength of the ice field under the action of a load applied at the edge]. *Modern issues of icebreaking*. L.: Morskoi transport, 1960. P. 133 — 152. (Transactions of the Arctic Research Institute. T. 237.) (In Russ.)



## ПРОЕКТИРОВАНИЕ СУДОВ И ПЛАВУЧИХ СООРУЖЕНИЙ

УДК 519.234.6:629.563.2

### ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА РАНГОВОЙ КОРРЕЛЯЦИИ НА СТАДИИ КОНЦЕПТУАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МОРСКИХ ТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ

**О.А. Иванова**, ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», 299053 Россия, Севастополь, Университетская ул., 33, e-mail: o.a.ivanova.kmt@mail.ru

**А.В. Родкина**, ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», 299053 Россия, Севастополь, Университетская ул., 33, e-mail: a.v.rodkina@mail.ru

В работе решена многокритериальная задача по выбору типов морских технических сооружений на стадии концептуального проектирования. Для решения задачи определены критерии, позволяющие оценить и сравнить типы сооружений освоения континентального шельфа. Установлены особенности определения критериев для морских сооружений, причем в качестве критериев не рассматривались показатели, включающие расчетные оценки и регламентируемые нормативной документацией (Правилами Регистра). В результате проведенных исследований на стадии концептуального проектирования, при минимальном количестве исходных данных, определен тип морских технических сооружений для заданного диапазона глубин и выполнена оценка согласованности мнений группы экспертов.

Целью работы являлось определение возможности применения методов ранговой корреляции при проектировании морских технических сооружений на стадии концептуального проектирования, то есть на начальной стадии при минимальном количестве исходных данных, и определение границ применимости различных морских технических сооружений освоения шельфа. Для решения поставленной задачи применялся принцип единства, при котором система, в данном случае морское техническое сооружение, рассматривалась и как целое, и как совокупность элементов (критериев). На основе метода экспертных оценок осуществлялся выбор типа сооружения на начальной стадии проектирования в условиях, когда исходные данные практически отсутствуют. Для процедуры опроса экспертов выбран метод Delphi, эксперты представляли свое суждение, оцениваемое ранжированием предложенных вариантов по 10-балльной шкале оценивания. Ранжирование критериев определялось при помощи метода анализа иерархий. Степень согласованности группы экспертов оценивалась с применением коэффициента ранговой корреляции Спирмена.

**Ключевые слова:** критерий, коэффициент ранговой корреляции, согласованность, морское техническое сооружение, диапазон глубин.

## THE RANK CORRELATION METHOD APPLICATION AT THE CONCEPTUAL DESIGN STAGE OF OFFSHORE TECHNICAL STRUCTURES

**O.A. Ivanova**, Sevastopol State University, 299053 Russia, Sevastopol, Universitetskaya ul., 33

**A.V. Rodkina**, Sevastopol State University, 299053 Russia, Sevastopol, Universitetskaya ul., 33

In the present work, a multi-criteria task of choosing types of offshore technical structures at the stage of conceptual design was undertaken. Criteria that allow evaluate and compare the offshore technical structures types were defined. Features of defining the criteria for marine structures have been established; at the same time, the indicators, including calculation assessments and regulated by normative documentation (the Register Rules), were not considered as criteria. The marine technical structures type for a given range of depths is determined with a minimum amount of initial data as a result of the researches at the conceptual design stage. An assessment of the consistency of opinions of the expert group was carried out.

The aim of the work was to determine the possibility of applying the methods of rank correlation in the design of marine technical structures at the conceptual design stage (that is, at the initial stage with a minimum amount of input data) and the applicability limits of various offshore technical structures for the shelf development. To solve the problem, the principle of unity was used, when the system (the offshore technical structure) was considered both as a whole and as a set of elements (criteria). Based on the method of expert assessments, the choice of the structure type was made at the initial stage of design, in conditions when the input data is practically absent. The Delphi method was chosen for the expert survey procedure. The experts presented their judgment assessed by ranking of the proposed options on the 10-point assessment scale. The ranking of criteria was determined using the hierarchies' analysis method. The consistency degree of the expert group was evaluated using the Spearman's rank correlation coefficient.

**Keywords:** *criteria, Spearman's rank correlation coefficient, compliance, offshore technical structure, water depth range.*

### ВВЕДЕНИЕ

Шельфовая добыча нефти и газа является стратегически важной задачей для Российской Федерации. Это закреплено в различных государственных документах и программах: «Программа разведки континентального шельфа Российской Федерации и разработка его минеральных ресурсов на долгосрочную перспективу», «Развитие судостроения и техники для освоения шельфовых месторождений на 2013 — 2030 годы» [1]. Реализация данных программ неразрывно связана с проектированием и эксплуатацией сооружений для морской разведки и шельфовой добычи. На начальной стадии проектирования (стадии концептуального проектирования) становится вопрос о предварительном выборе варианта освоения и обустройства морского месторождения с учетом существующего мирового опыта обустройства месторождений со сходными условиями и на основании анализа применимости различных типов технических средств для морского бурения.

Морские технические средства (буровые платформы) относятся к особо опасным, технически сложным и уникальным сооружениям для эксплуатации в морских акваториях [2].

Основной проблемой, с которой сталкивается проектант на начальной стадии проектирования, является отсутствие необходимого количества исходных данных: гидрометеорологических условий, свойств грунтов, сейсмических условий и др. Всегда возникает сложность в принятии решения о выборе типа бурового сооружения, принятии конструктивных решений с учетом условий региона предполагаемой эксплуатации. С целью учета наибольшего количества различных факторов и конструктивных особенностей сооружения проектировщик должен выполнить ТЭО — технико-экономическое обоснование. Но на стадии концептуального проектирования дать корректную оценку/обоснование по какому-либо критерию практически невозможно по причине отсутствия полной информации о месторождении, регионе и предполагаемом проектируемом объекте. Это является основанием к рассмотрению возможности применения методов многокритериальных оценок для рассматриваемой стадии проектирования [3, 4].

На стадии концептуального проектирования проектировщик обладает минимальным количеством исходных данных о месторождении, гидрометеорологических условиях, свойствах грунтов и др., поэтому для принятия решения по выбору архитектурно-конструктивного типа сооружения одним из наиболее целесообразных решений может стать применение метода экспертных оценок [5, 6]. Необходимо отметить, что любая система оценки в условиях неопределенности, из-за отсутствия полного объема исходных данных или мирового аналога, позволяет лишь повысить вероятность принятия правильного решения.

Существуют различные методы и принципы системного анализа, включающие положения общего характера, являющиеся обобщением опыта работы человека со сложными системами. К ним относятся принцип конечной цели, принцип измерения, принцип единства, принцип связности, принцип модульности, метод иерархии, принцип функциональности, принцип учета неопределенности и случайностей и т.п. Пренебрежение этими принципами/методами при проектировании любой нетривиальной технической

системы непременно приводит к потерям того или иного характера, от увеличения затрат в процессе проектирования до снижения качества и эффективности конечного продукта [7, 8]. Для решения комплексной задачи сопоставления и оценки применимости различных типов морских технических сооружений освоения континентального шельфа в работе рассмотрен принцип единства.

Принцип единства заключается в том, что система, в данном случае морское техническое сооружение — буровая установка или платформа или буровое судно — должно рассматриваться и как целая система, и как совокупность элементов/показателей. Разделение системы на составляющие (например, критерии) необходимо производить, сохраняя целостность объекта. Принцип подразумевает выделение критериев, сочетание которых в совокупности с конструкцией позволяет выполнять все функции проектируемой системы, определяет ее структуру и может рассматриваться как единая, целостная система.

Метод проведения сравнительной оценки применялся в 1983 г. в работах академика РАН В.М. Пашина [9] не для буровых установок и платформ, а для судов транспортного флота, где основным критерием оценки эффективности судов являлась стоимость перевозки одной тонны груза. Различные методы оценки сложных технических систем: регрессионный анализ, корреляционный анализ, индивидуальные и коллективные экспертные оценки, метод сценариев, теория игр, матрица взаимодействия и др. — рассмотрены в диссертационной работе Д.Ф. Халиковой [10]. Методы и модели принятия статистических решений в условиях неопределенности предложены в работах А.В. Сигал и Е.С. Ремесник [11].

В «Правилах классификации и постройки плавучих буровых платформ» и «Правилах классификации и постройки морских стационарных платформ» предложена методика, позволяющая определить степень согласованности работы группы экспертов при помощи вычисления рангового коэффициента, предложенного М. Кендаллом и Б. Смитом, — коэффициента конкордации, например, для оценки рискованных решений в процессе управления рисками [12 — 15].

В работе [16] для обоснования различных критериев морских технических сооружений, регламентируемых Правилами Регистра, предложены к рассмотрению различные подходы учета случайных нагрузок на морские сооружения от ветра, волнения и ледовой нагрузки. Приводятся результаты сравнения полученных расчетных значений с данными другими источниками. Приводится обсуждение опыта применения Правил Регистра при компьютерном моделировании морских сооружений и внешних нагрузок. В работе [17] решалась задача выбора наилучших параметров систем удержания с помощью методов нечеткой логики, позволяющей найти приемлемые, но не оптимальные решения.

Задача нахождения наилучшего решения в условиях неопределенности называется задачей многоцелевой оптимизации, она связана с решением многокритериальной задачи, в которой часть информации, необходимой для полного и однозначного определения требований к решению, отсутствует.

Ранее авторами статьи для решения поставленной многокритериальной задачи по выбору архитектурно-конструктивного типа морского технического сооружения освоения континентального шельфа были определены критерии, позволяющие оценить и сравнивать различные типы сооружений [7]. Для исследования были приняты следующие типы буровых сооружений:

- до 60 м рассматривались погружные буровые установки, опирающиеся на опорное основание и самоподъемные буровые установки (СПБУ), опирающиеся колоннами на грунт. Для данного диапазона глубин были рассмотрены: ПБУ «Julius R», ПБУ «Condroll» и СПБУ «Арктическая», СПБУ «Gemini», СПБУ «SEA ICE»;

- от 120 м полупогружные буровые установки (ППБУ), как плавучие сооружения, и буровые установки с судовыми обводами (буровые суда). Для данного диапазона глубин были рассмотрены: ППБУ «Henry Goodrich», ППБУ «Север», ППБУ «Arctic S», ППБУ «Mitsui», ППБУ «Кулук» и буровые суда «Валентин Шашин», «Stena IceMAX», «NanuQ 5000 DP/TM», «Pelican», «Canmar».

Выбор сооружений освоения континентального шельфа для диапазона глубин 60 — 120 м в представленной работе не выполнялся. Данный диапазон глубин является довольно характерным для шельфа России и сооружения для него представляются более неопределенными, учитывая ледовые условия и условия обеспечения безопасности. Рассмотрение диапазона глубин 60 — 120 м является дальнейшей перспективой исследований.

На основе этого в настоящей работе авторами производилась выборка критериев для морских технических сооружений освоения континентального шельфа для глубин до 60 м с учетом рассмотрения каждого критерия по одному или нескольким показателям. В диапазоне глубин до 60 м применяются погружные буровые установки (ПБУ, опирающиеся на грунт) и самоподъемные буровые установки. Рассмотренные критерии для ПБУ приведены на рис. 1.

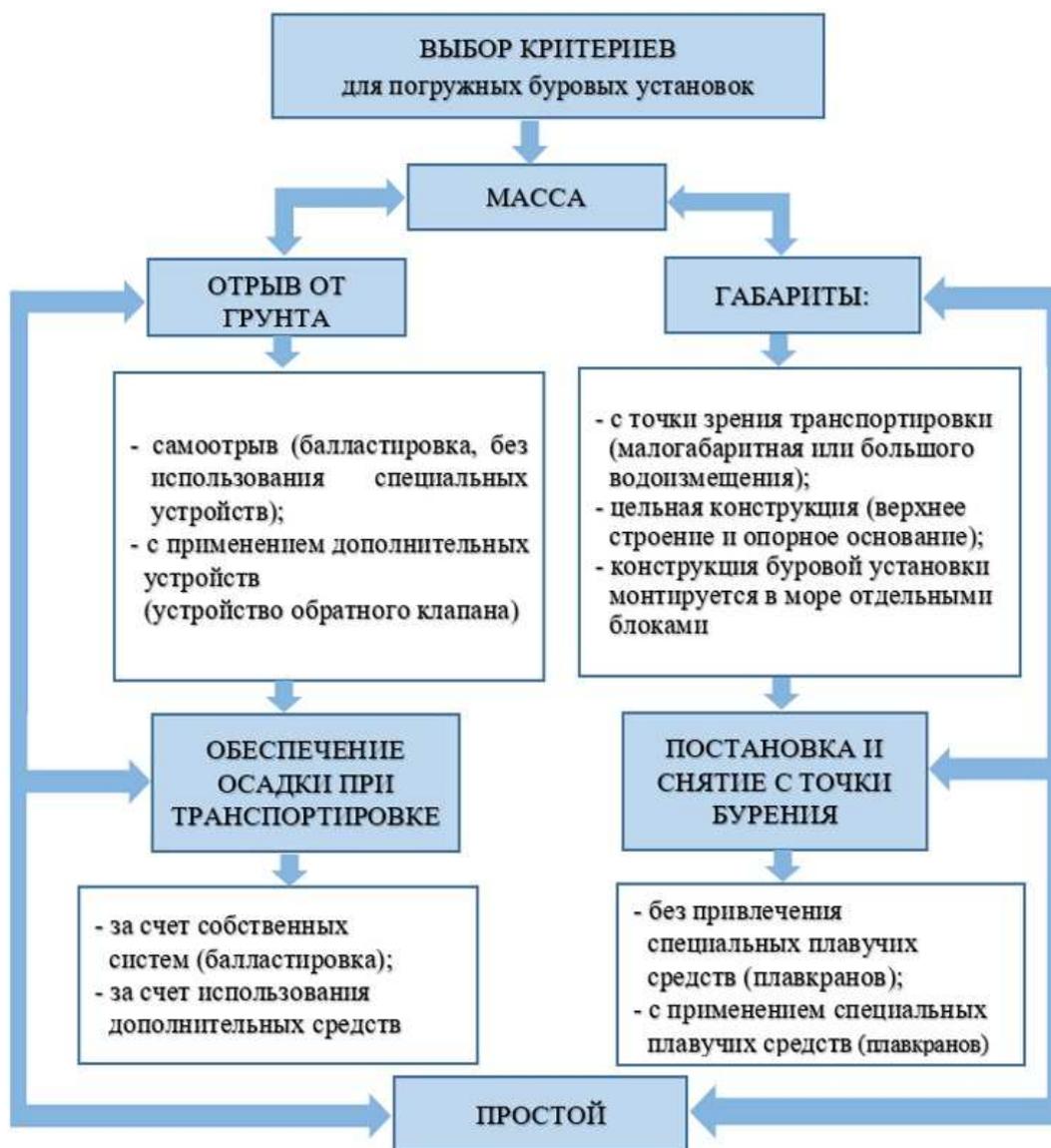


Рис. 1. Зависимости критериев погружных буровых установок

Также в работе определены критерии для морских технических сооружений освоения шельфа для глубин моря от 120 м. Для данного диапазона глубин применяются плавучие полупогружные буровые установки и буровые установки с корпусом судового типа. Под системой удержания распределительного типа рассматривались системы: на натяжных связях; на гибких якорных линиях с применением тросов/цепей/комбинированных связей. Для якорной системы удержания рассматривались натяжные связи; гибкие якорные линии с применением тросов/цепей/комбинированных связей.

Аналогично рис. 1 выполнялась выборка критериев для каждого типа рассматриваемого технического сооружения в заданном диапазоне глубин.

Показатели, которые включают расчетные оценки (устойчивость, остойчивость, непотопляемость и др.) рассматриваются на соответствие нормативным требованиям [12 — 15]. Поскольку их численные величины нормируются Российским морским регистром судоходства, то критериями они являться не могут и никакой экспертной оценки не требуют.

## МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

Метод экспертных оценок является одним из наиболее эффективных способов в условиях концептуального проектирования, когда различного рода данные отсутствуют. На выбор типа сооружения влияет квалификация экспертов и их экспертные оценки. Основными принципами проведения экспертных оценок являются: независимость (отсутствие предпочтительности тому или иному варианту); открытость (вовлечение разработчиков в процесс выполнения работы путем согласования с ними основных решений и промежуточных результатов); многокритериальность; комплексность (оценка сооружения не только как изделия, но и его приспособленности к различным внешним условиям; иерархичность) [18].

В качестве экспертов могут и должны привлекаться специалисты, чья квалификация и компетентность подтверждена включением в Национальный реестр специалистов. Качественный состав экспертной комиссии является важным условием эффективности экспертного метода. Условия включения специалистов в реестр прописаны в Приказе Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства РФ от 6 апреля 2017 г. N 688/пр.

Группа высококвалифицированных экспертов в количестве шести человек, во главе с главным конструктором, была сформирована для решения поставленной задачи — выбор архитектурно-конструктивного типа сооружения для заданных условий морского месторождения на стадии концептуального проектирования. Для процедуры опроса экспертов выбран метод Delphi, в основе которого лежит организация работы со специалистами-экспертами и обработки их мнений. Ведущим аналитиком — главным конструктором было изучено техническое задание, предоставленное заказчиком, подготовлена исходная информация по морскому месторождению, на основании чего определялись критерии, позволяющие оценить и сравнить типы рассматриваемых морских буровых сооружений для освоения континентального шельфа.

Эксперты представляли свое суждение, оцениваемое ранжированием предложенных вариантов по 10-балльной шкале оценивания. Ранжирование определялось при помощи метода анализа иерархий. Эксперты составляли матрицы попарных сравнений критериев для каждого типа бурового сооружения и затем сопоставляли между соответствующими типами буровых технических средств в зависимости от способа их установки над скважиной в процессе бурения (опирающиеся при бурении на морское дно или производящие бурение в плавучем состоянии), а следовательно, с учетом глубины постановки на точку. Из группы матриц попарных сравнений был сформирован набор локальных приоритетов, вычислено множество собственных векторов для каждой матрицы, а затем результат нормализован к единице, тем самым получен вектор приоритетов. Полученные значения компонент вектора локальных приоритетов критериев дают возможность ранжировать критерии в соответствии с предпочтениями по убыванию полученных весов [7, 8].

При ведущей роли аналитика (главного конструктора) проведено сравнение полученных мнений отдельных экспертов и обсуждение комментариев каждого из них.

В случае необходимости эксперты переоценивали свои первоначальные результаты, изменяя ранжирование предложенных вариантов, и составлялся окончательный итог экспертизы.

Стоимость сооружения на любом этапе проектирования является важным показателем, она является эквивалентом массы сооружения и определяется числом, поэтому не требует экспертной оценки и, следовательно, не является критерием. Стоимость проектных работ, включая предпроектные изыскания и расходы заказчика на управление проектом, приближенно равна 10 % от общей стоимости морского технического сооружения. В пересчете от стоимости металлоконструкций (т. е. в зависимости от массы сооружения) стоимость проектных работ составляет около 40 — 60 % в зависимости от конструкции опорного основания и верхнего строения — имеет ли морское техническое сооружение освоения шельфа железобетонное опорное основание и металлический корпус верхнего строения или же полностью выполнено из металлоконструкций, как опорное основание, так и верхнее строение.

Опросный лист, представленный в табл. 1, разработан для погружных буровых установок для глубин до 60 м (мнение эксперта 1). Для установок, осуществляющих бурение в плавучем положении, для диапазона глубин более 120 м в опросном листе изменяются критерии для оценивания, кроме критериев К1 — К4, которые для любого типа морского технического сооружения освоения шельфа остаются неизменяемыми [3].

Таблица 1

## Опросный лист и численные оценки предпочтений критериев

Эксперт	Глубина моря										Σ Вес	
Фамилия	до 60 м											
Имя	Тип сооружения											
Отчество	ПБУ											
Должность	Примечание											
Критерии	Альтернатива	К <sub>1</sub>	К <sub>2</sub>	К <sub>3</sub>	К <sub>4</sub>	К <sub>5</sub>	К <sub>6</sub>	К <sub>7</sub>	К <sub>8</sub>	К <sub>9</sub>	К <sub>10</sub>	
Опыт эксплуатации	К <sub>1</sub>	1										0,21
Продолжительность бурения	К <sub>2</sub>		1									0,12
Мобильность	К <sub>3</sub>			1								0,23
Автономность по технологическим запасам	К <sub>4</sub>				1							0,05
Обеспечение осадки при транспортировке	К <sub>5</sub>					1						0,15
Масса	К <sub>6</sub>						1					0,09
Габариты	К <sub>7</sub>							1				0,06
Отрыв от грунта	К <sub>8</sub>								1			0,04
Простой	К <sub>9</sub>									1		0,03
Постановка и снятие с точки	К <sub>10</sub>										1	0,02

В результате выполненных расчетов была дана численная оценка предпочтений критериев для каждого типа сооружения для рассматриваемых диапазонов глубин и определен их рейтинг. В табл. 1, табл. 2 численные значения приведены для погружных буровых установок для глубин до 60 м. Распределение критериев по степени важности показало, что большинство из них имеют практически одинаковый вес. Критерии находятся в прямой или косвенной зависимости друг от друга (габариты, автономность по технологическим запасам, отрыв от грунта, простой, постановка и снятие с точки бурения). Например, критерий «Мобильность», непосредственно влияет на упрощение процесса постановки и снятия буровой установки с точки эксплуатации, что является одной из существенных задач разработки проекта.

Критерий «Опыт эксплуатации» очень важен на начальной стадии проектирования технических средств, при минимальном количестве исходных параметров, и поэтому большинство решений принимается исходя из опыта проектирования и эксплуатации подобных сооружений в приближенно равных условиях.

Критерий «Обеспечение осадки при транспортировке» имеет большую значимость. Он обосновывается мелководьем по пути следования, например при транспортировке по Северному морскому пути, когда глубины вдоль пути следования преимущественно до 11 м. В настоящее время в РФ отсутствуют отечественные суда типа heavy-lift, предназначенные для перевозки крупногабаритных грузов, таких как буровые установки. Кроме того, необходимо учитывать сложность аренды иностранных судов данного типа в условиях санкционной политики. При выборе типа сооружения необходимо понимать, как будет осуществляться доставка сооружения в район эксплуатации: на плаву или на транспортном средстве.

Метод экспертных оценок может применяться в проектных организациях, где есть эксперты, включенные в Национальный реестр специалистов, являющиеся специалистами по организации архитектурно-строительного проектирования и имеющие квалификацию главного инженера проекта. Например, центральным конструкторским бюро «Коралл» данный метод применялся в 2017 г. при выполнении предпроектных исследований и подготовки технического отчета «Участие в подготовке концептуальных решений базовых морских буровых установок для разведки и разработки морских нефтяных месторождений, формирование на их основе технических заданий на оборудование буровых комплексов и устройств МБУ. Этап 1».

Таблица 2

Опросный лист и численные оценки предпочтений критериев		
Место = Ранг	Критерий	
1	Мобильность	$K_3$
2	Опыт эксплуатации	$K_1$
3	Обеспечение осадки при транспортировке	$K_5$
4	Продолжительность бурения	$K_2$
5	Масса	$K_6$
6	Габариты	$K_7$
7	Автономность по технологическим запасам	$K_4$
8	Отрыв от грунта	$K_8$
9	Простой	$K_9$
10	Постановка и снятие с точки	$K_{10}$

При структуризации многокритериальной задачи сопоставления и оценки применимости различных решений возникает необходимость выбора одного приемлемого варианта решения из нескольких конкурирующих вариантов. В ходе проведения исследования авторами работы был применен метод ранговой корреляции Спирмена [19]. Коэффициент ранговой корреляции Спирмена — это количественная оценка статистического изучения связи между явлениями, позволяющая обрабатывать данные из выборок малого объема, про распределение которых мало что известно или вообще ничего не известно [20]. Поэтому на стадии концептуального проектирования, когда общее количество исходных данных минимально, этот метод является достаточно востребованным.

Вычисления коэффициента ранговой корреляции проводилось для каждого типа рассматриваемого технического сооружения для диапазона глубин до 60 м и глубин от 120 м. Было выделено 10 критериев в рассматриваемых диапазонах глубин для выбора типа технического сооружения, которые ранжировались в порядке их значимости. Целью являлось определение значимости каждого критерия и сходимости между мнениями различных пар экспертов.

Степень согласованности группы экспертов оценивалась с помощью коэффициента ранговой корреляции Спирмена, для чего группа экспертов разбивалась на пары и коэффициент ранговой корреляции определялся по результатам мнений каждой пары экспертов. Степень корреляционной связи определялась по величине коэффициента корреляции. Сила связи не зависит от ее направленности и определяется по абсолютному значению коэффициента корреляции. Максимальное возможное абсолютное значение коэффициента корреляции равно 1; минимальное равно 0.

В статье приведен расчет применения ранговой корреляции для погружных буровых установок (ПБУ), опирающихся на грунт, для глубин моря до 60 м и для полупогружных установок (ППБУ), осуществляющих бурение в плавучем состоянии, для глубин моря более 120 м. Данные типы платформ были определены по результатам метода экспертных оценок.

Следующим этапом является определение согласованности мнения экспертов с использованием коэффициента ранговой корреляции Спирмена.

Определен коэффициент ранговой корреляции Спирмена [21], в случае наличия одинаковых рангов вводились поправки. Выполнена оценка достоверности коэффициента корреляции. Для проверки правильности составленной таблицы ранговой корреляции была вычислена контрольная сумма рейтингов. Для определения связи между мнениями экспертов была определена значимость коэффициента ранговой корреляции Спирмена. В табл. 3, 4 представлены результаты расчетов для ПБУ и ППБУ.

Суммы по столбцам с рейтингами, выставленными экспертами, равны между собой и контрольной сумме рейтингов, что подтверждает правильность расчета, проведенного в табличной форме.

В результате расчетов получили значение  $T_{kp} < \rho$ , следовательно, подтверждается, что коэффициент ранговой корреляции Спирмена не равен 0 и между оценками экспертов существует значимая связь.

Еще одним подтверждением значимой связи между ранжированными признаками, выставленными экспертами, является превышение значения достоверности коэффициента корреляции  $t_\rho$  значения критической точки  $T_{kp}$ .

В случае оценки сооружений типа ППБУ (табл. 4) для глубин от 120 м экспертами были выставлены одинаковые значения рангов для различных критериев выбора типа морского технического сооружения, поэтому расчет выполнялся с учетом поправок на одинаковые ранги.

Таблица 3

## Коэффициент ранговой корреляции Спирмена (ПБУ)

Количество критериев	Критерии	Глубина моря до 60 м (установки, опирающиеся при бурении на морское дно)			
		ранг		разность рангов	квадрат разности
ПБУ		эксперт 1 $d_1$	эксперт 2 $d_2$	$d_i$	$d_i^2$
1	Опыт эксплуатации	2	1	1	1
2	Продолжительность бурения	4	3	1	1
3	Мобильность	1	2	-1	1
4	Автономность по технологическим запасам	7	5	2	4
5	Обеспечение осадки при транспортировке	3	4	-1	1
6	Масса	5	6	-1	1
7	Габариты	6	7	-1	1
8	Отрыв от грунта	8	8	0	0
9	Простой	9	9	0	0
10	Постановка и снятие с точки	10	10	0	0
Сумма		55	55	0	10
Коэффициент ранговой корреляции Спирмена				$\rho$	0,939394
Контрольная сумма рейтингов				$d_{ij}$	55
Критическая точка				$T_{kp}$	0,225400
Оценка достоверности коэффициента корреляции				$t_p$	7,750000

Таблица 4

## Коэффициент ранговой корреляции Спирмена (ППБУ)

Количество критериев	Критерии	Глубина моря от 120 м (установки, производящие бурение в плавучем состоянии)			
		ранг		разность рангов	квадрат разности
ППБУ		эксперт 1 $d_1$	эксперт 2 $d_2$	$d_i$	$d_i^2$
1	Опыт эксплуатации	1,5	1,0	0,5	0,3
2	Продолжительность бурения	3,0	2,0	1,0	1,0
3	Мобильность	1,5	3,0	-1,5	2,3
4	Автономность по технологическим запасам	4,5	4,0	0,5	0,3
5	Обеспечение осадки при транспортировке	4,5	7,0	-2,5	6,3
6	Масса	7,0	7,0	0,0	0,0
7	Габариты	7,0	7,0	0,0	0,0
8	Отрыв от грунта	7,0	5,0	2,0	4,0
9	Простой	9,0	10,0	-1,0	1,0
10	Постановка и снятие с точки	10,0	9,0	1,0	1,0
Сумма		55	55	0	16
Поправка				$T_a$	3
Поправка				$T_b$	2
Коэффициент ранговой корреляции Спирмена				$\rho$	0,872727
Критическая точка				$T_{kp}$	0,320973
Оценка достоверности коэффициента корреляции				$t_p$	5,056134

В результате расчетов получена количественная оценка тесноты связи между мнениями экспертов 0,939394 для погружных буровых установок и 0,872727 для полупогружных буровых установок, что позволило определить качественную характеристику силы связи между мнениями экспертов, которая по шкале Чеддока соответствует весьма высокому и высокому уровням соответственно.

## РЕЗУЛЬТАТЫ

На основании выполненной экспертной оценки определено, что для обеспечения достаточной устойчивости платформы под воздействием внешних нагрузок, остойчивости при погружении и всплытии во всем диапазоне рабочих осадок и меньшей стоимости в сравнении с другими типами технических сооружений в суровых климатических условиях для круглогодичного бурения в акваториях с глубинами до 60 м предпочтительно применение погружных буровых установок.

Еще одним перспективным вариантом для данного диапазона глубин является применение ледостойкой СПБУ, однако СПБУ обеспечит возможность эксплуатации при меньших толщинах льда до 0,8 — 1,0 м. Несмотря на меньшую стоимость СПБУ по сравнению с погружными платформами, универсальность в применении на различных акваториях (критерий постановки и снятия с точки), предпочтительным вариантом для арктических условий для глубин до 60 м остается вариант погружных платформ, особенно в сравнении критериев транспортировки на большие расстояния, простоя и восприятия внешних нагрузок.

Для глубин более 120 м предпочтительным вариантом является ППБУ. Проблема транспортировки и перехода с точки бурения в пределах месторождения может быть несколько упрощена за счет самоходности, кроме того, по критерию автономности они имеют преимущества перед буровыми судами. ППБУ обеспечивает бурение в широком диапазоне глубин от 100 м до 600 — 800 метров (с якорной системой удержания), 3000 и более (с динамической системой позиционирования), имеет стоимость меньшую в сравнении с буровыми судами, что касается критерия «Опыт эксплуатации», то ППБУ имеют самое широкое применение во всем мире.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для решения поставленной задачи по выбору типа морского технического сооружения применялся принцип единства, заключающийся в том, что морское техническое сооружение рассматривалось и как целое, и как совокупность критериев. Дана оценка возможности применения методов ранговой корреляции в условиях неопределенности, оценка согласованности работы группы экспертов при определении типа сооружения для заданного диапазона глубин на стадии концептуального проектирования на основании коэффициента ранговой корреляции Спирмена, который показал «весьма высокий» и «высокий» уровни связи между мнениями экспертов по каждому типу рассматриваемого технического сооружения. Однако применение данного метода будет корректным при условии одинакового уровня квалификации экспертов.

Необходимо понимать, что любая система оценки при отсутствии требуемого объема исходных данных и мирового опыта позволяет выполнить лишь первичную оценку о возможности реализации проектируемого сооружения и повысить вероятность принятия правильного решения. Для получения более точного результата необходимо выполнение множества приближений с целью уточнения и обоснования выбора каждого критерия по каждому типу сооружения.

Недостатком таких методов является необходимость выполнения множественных приближений при определении различных критериев технических систем. Также необходимо отметить, что применение метода экспертных оценок и метода определения согласованности работы экспертов (вычисление коэффициента ранговой корреляции Спирмена) является очень объемным и трудоемким процессом, за счет обсуждения мнений экспертов с последующей возможностью пересмотра рейтинга и корректировки критериев. Корректировка рейтинга требует составления многократных таблиц (матриц) и их пересчета.

Данная методика является эффективной для определения границ применимости различных сооружений на глубинах до 60 м и более 120 м. Рассмотрение диапазона глубин 60 — 120 м является дальнейшей перспективой исследований с использованием статистического инструментария принятия решений (последовательности Фишберна) с учетом риска и неопределенности.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Государственная программа Российской Федерации «Развитие судостроения и техники для освоения шельфовых месторождений на 2013–2030 годы». Утверждена постановлением Правительства РФ от 15.04.2014 № 304.
2. Федеральный закон от 21.07.1997 г. № 116-ФЗ «О промышленной безопасности опасных производственных объектов».
3. Саати Т. Аналитическое планирование. Организация систем / Т. Саати, К. Кермс; пер. с англ. — М.: Радио и связь, 1991.
4. Ахмедсафин С.К. Системный подход при создании единого производственно-технического комплекса освоения ресурсов углеводородного сырья акваториальной группы месторождений Обской и Тазовской губ и сопредельной суши / С.К. Ахмедсафин, Д.А. Мирзоев, Г.Я. Шилов, И.Э. Ибрагимов // Сб. докладов 4-й международной конференции ROOGD-2012 (10–11 октября 2012 г.). — М.: Газпром ВНИИГАЗ, 2013. — С. 177 — 178.
5. Орлов А.И. Теория принятия решений: уч. пос. / А.И. Орлов. — М.: Март, 2004. — 656 с.
6. Шишкин Е.В. Математические методы и модели в управлении: уч. пос. / Е.В. Шишкин, А.Г. Чхартишвили. — М.: Дело, 2000. — 440 с.
7. Иванова О.А. Система критериев для сопоставления и оценки применимости различных типов буровых установок в суровых климатических условиях / О.А. Иванова, И.Л. Благовидова, А.В. Родькина // Научные проблемы водного транспорта. — 2020. — № 65. — С. 37 — 53.
8. Анохин А.Н. Методы экспертных оценок: уч. пос. / А.Н. Анохин. — Обнинск, 1996. — 148 с.
9. Пашин В.М. Оптимизация судов / В.М. Пашин. — Л.: Судостроение, 1983. — 296 с.
10. Халикова Д.Ф. Методика выбора архитектурно-конструктивного типа и общепроектных характеристик плавучей буровой установки для бурения поисково-разведочных скважин в условиях мелководья: дис. ... канд. техн. наук / Д.Ф. Халикова. — СПб.: КГНЦ, 2015. — 238 с.
11. Сигал А.В. Точечные оценки Фишберна и их обобщения / А.В. Сигал, Е.С. Ремесник // Моделирование и анализ безопасности и риска в сложных системах: тр. Междунар. науч. школы МА БР-2019. — СПб., 2019. — С. 116 — 133.
12. НД № 2-020201-027 / РС Правила классификации и постройки морских стационарных платформ. Часть II. Корпус. — СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2023.
13. НД № 2-020201-026 / РС Правила классификации и постройки плавучих буровых платформ. Часть II. Корпус. — СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2023.
14. НД № 2-020201-027 / РС Правила классификации и постройки морских стационарных платформ. Часть IV. Остойчивость. — СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2023.
15. НД № 2-020201-026 / РС Правила классификации и постройки плавучих буровых платформ. Часть IV. Остойчивость. — СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2023.
16. Григорьева О.А. Применение нормативных документов Российского морского регистра судоходства при определении внешних нагрузок на сооружения континентального шельфа / О.А. Григорьева, М.А. Кутейников, А.С. Большев, С.А. Фролов // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2023. — № 70/71. — С. 117 — 127.
17. Большев А.С. Оптимизация систем удержания морских плавучих заякоренных сооружений / А.С. Большев, С.А. Фролов, Е.В. Шонина // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2021. — № 62/63. — С. 50 — 61.
18. Гохман О.Г. Экспертное оценивание: уч. пос. / О. Г. Гохман. — Воронеж: Изд-во ВГУ, 1991.
19. Ставровский Е.Р. Совершенствование методов вероятностной оценки экономической эффективности и рисков инвестиционных проектов в газовой отрасли / Е.Р. Ставровский, Е.И. Лазарев // Проблемы экономики и управления нефтегазовым комплексом. — 2011. — № 4. — С. 32 — 41.
20. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: уч. пос. / В.Е. Гмурман. — М.: Высш. шк., 2003. — 479 с.
21. Шилова З.В. Теория вероятностей и математическая статистика: уч. пос. / З.В. Шилова, О.И. Шилов. — Киров: Изд-во ВГТУ, 2015. — 158 с.

## REFERENCES

1. State programme 'Development of Shipbuilding and Machinery to Develop Shelf Fields for 2015-2030'. (In Russ.)
2. Federal Law No. 116-FZ dated 21.07.1997 'On Industrial Safety of Hazardous Production Facilities'. (In Russ.)
3. Saati T., Kerms K. Analytical planning. Organization of systems. M.: Radio i svyaz', 1991. (Russ. transl.)
4. Akhmedsafin S.K., Mirzoyev D.A., Shilov G.Ya., Ibragimov I.E. Sistemnyi podkhod pri sozdaniy edinogo proizvodstvenno-tekhnicheskogo kompleksa osvoeniya resursov uglevodorodnogo syr'ya akvatorial'noi gruppy mestorozhdeniy Obskoi i Tazovskoi gub i sopredel'noi sushi [Systematic approach to the creation of a unified production and technical complex for the development of hydrocarbon resources of the aquatic group of fields of the Ob and Taz Bays and adjacent land]. *Sb. dokladov 4 mezhdunarodnoy konferentsii [Proc. of the 4th Intern. Conf.] ROOGD-2012 (10-11.10.2012)*. M.: Gazprom VNIIGAZ, 2013. P. 177-178. (In Russ.)
5. Orlov A.I. Teoriya prinyatiya reshenii: uch. pos [Theory of decision making: study guide]. M.: Mart, 2004. 656 p. (In Russ.)
6. Shishkin E.V., Chkhartishvili A.G. Matematicheskie metody i modeli v upravlenii: uch. pos. [Mathematical methods and models in management: study guide]. M.: Delo, 2000. 440 p. (In Russ.)
7. Ivanova O.A., Blagovidova I.L., Rodkina A.V. Sistema kriteriev dlya sopostavleniya i otsenki primenimosti razlichnykh tipov burovykh ustanovok v surovyykh klimaticheskikh usloviyakh [System of criteria for comparing and assessing the applicability of various types of drilling units in harsh climatic conditions]. *Russian Journal of Water Transport*. 2020 (65): 37-53. (In Russ.)
8. Anokhin A.N. Metody ekspertnykh otsenok: uch. pos. [Methods of expert assessment: study guide]. Obninsk, 1996. 148 p. (In Russ.)
9. Pashin V.M. Optimizatsiya sudov [Optimization of ships]. L.: Sudostroenie, 1983. 296 p. (In Russ.)
10. Khalikova D.F. Metodika vybora arkhitekturno-konstruktivnogo tipa i obshcheproektnykh kharakteristik plavuchey burovoy ustanovki dlya bureniya poiskovo-razvedochnykh skvazhin v usloviyakh melkovod'ya [Methodology for selecting the architectural and structural type and general design characteristics of a mobile offshore drilling unit for drilling exploration wells in shallow water conditions: PhD diss]. St. Petersburg: Krylov State Research Centre, 2015. (In Russ.)

11. Sigal A.V., Remesnik Ye.S. Tochechnye otsenki Fishberna i ikh obobshcheniya [Modeling and analysis of safety and risk in complex systems]. *Modelirovanie i analiz bezopasnosti i riska v slozhnykh sistemakh. Tr. Mezhdunar. nauch. shkoly MA BR-2019 [Modelling and analysis of safety and risk in complex systems: Proc. of Intern. School of Sciences MA BR-2019]*. St. Petersburg, 2019. P. 116-133. (In Russ.)
12. ND № 2-020201-027 / RS. Rules for the Classification and Construction of Fixed Offshore Platforms. Part II. Hull / Russian Maritime Register of Shipping. 2023. (In Russ.)
13. ND № 2-020201-026 / RS. Rules for the Classification and Construction of Mobile Offshore Drilling Units. Part II. Hull / Russian Maritime Register of Shipping. 2023. (In Russ.)
14. ND № 2-020201-027 / RS. Rules for the Classification and Construction of Fixed Offshore Platforms. Part IV. Stability / Russian Maritime Register of Shipping. 2023. (In Russ.)
15. ND № 2-020201-026 / RS. Rules for the Classification and Construction of Mobile Offshore Drilling Units. Part IV. Stability / Russian Maritime Register of Shipping. 2023. (In Russ.)
16. Grigorieva O.A., Kuteinikov M.A., Bolshev A.S., Frolov S.A. Application of normative documents of Russian Maritime Register of Shipping in determination of external loads for the Russian continental shelf offshore structures. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2023 (70/71): 117-127. (In Russ.)
17. Bolshev A.S., Frolov S.A., Shonin E.V. Optimization of anchoring systems of offshore floating structures. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2021 (62/63): 50-61. (In Russ.)
18. Gokhman O.G. Ekspertnoe otsenivanie: uch. pos. [Expert assessment: study guide]. Voronezh: VGU, 1991. (In Russ.)
19. Stavrovskiy E.R., Lazarev E.I. Perfection of methods of probable evaluation of economic efficiency and investment projects risks in gas industry. *Problems of Economics and Management of the Oil and Gas Complex*. 2011 (4): 32-41. (In Russ.)
20. Gmurman V.E. "Probability theory and mathematical statistics". Uchebnoye posobiye dlya vuzov. – M.: Vyssh. Shk., 2003. 479 p. (In Russ.)
21. Shilova Z.V., Shilov O.V. uch. pos. Teoriya veroyatnoei i matematicheskaya statistika [Probability theory and mathematical statistics: study guide]. Kirov: VGTU, 2015. 158 p. (In Russ.)

УДК 629.561.11

## МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТРЕБНОГО КОЛИЧЕСТВА ПОРТОВЫХ БУКСИРОВ-КАНТОВЩИКОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРИБЛИЖЕННЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ В РАЗНЫХ ПОРТАХ МИРА

**А.С. Реуцкий**, канд. техн. наук, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 191181 Россия, Санкт-Петербург, Миллионная ул., 7А, e-mail: reutskii.as@rs-class.org

**Р.Ю. Романов**, АО «ЦНИИМФ», 191015 Россия, Санкт-Петербург, Кавалергардская ул., 6А, e-mail: romanovry@cniimf.ru

**Д.С. Семионичев**, канд. техн. наук, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 191181 Россия, Санкт-Петербург, Миллионная ул., 7А, e-mail: semionichev.ds@rs-class.org

В работе рассматриваются зарубежные правила назначения количества и мощности буксиров-кантовщиков в разных портах. Целью исследования является обзор способов назначения количества и мощности буксиров-кантовщиков в различных портах мира и определение состава буксирного ордера для осуществления буксирных операций в стесненной акватории применительно к транспортным судам востребованных типоразмеров. Задачей исследования стало установление зависимости между размером транспортных судов и технико-эксплуатационными характеристиками буксиров-кантовщиков для их обработки согласно различным зарубежным методикам. Для выполнения этой задачи обобщены и проанализированы материалы исследований отечественных и зарубежных ученых, а также профильных руководящих документов; исследованы и сопоставлены правила назначения количества и мощности буксиров-кантовщиков в разных портах.

Использованный подход позволил определить варианты количества и мощности буксиров-кантовщиков применительно к транспортным судам востребованных типоразмеров в соответствии с зарубежными правилами разных портов. Это потенциально поможет понять, в каких портах эти требования наиболее близки к требованиям обязательных постановлений капитанов морских портов Российской Федерации. Также проведенное исследование позволило сделать вывод о том, что более удобным критерием выбора буксирного звена, потребного для кантовки и буксировки транспортных судов является не механическая мощность его главных двигателей, а развиваемая им сила тяги на гаке на переднем ходу.

**Ключевые слова:** буксир-кантовщик, обязательные постановления, порт, тяга на гаке.

## METHODS FOR DETERMINING THE REQUIRED NUMBER OF HARBOUR TUGS USING APPROXIMATE DEPENDENCIES IN DIFFERENT PORTS OF THE WORLD

**A.S. Reutskii**, PhD, FAI Russian Maritime Register of Shipping, 191181 Russia, St. Petersburg, Millionnaya ul., 7A, e-mail: reutskii.as@rs-class.org

**R.Yu. Romanov**, Central Marine Research and Design Institute (CNIIMF), 191015 Russia, St. Petersburg, Kavalergardskaya ul., 6A, e-mail: romanovry@cniimf.ru

**D.S. Semionichev**, PhD, FAI Russian Maritime Register of Shipping, 191181 Russia, St. Petersburg, Millionnaya ul., 7A, e-mail: semionichev.ds@rs-class.org

The article examines foreign norms for determining the number and carrying capacity of harbour tugs in various ports. The purpose of the study is the analysis of different approaches as well as parameters of tugs for towing operations in confined operation areas based on the size of transport vessels. The result of study is the identification of the interrelation between the size of transport vessels and the operational characteristics of harbour tugs for their processing. Options were determined for the number and capacity of harbour tugs in relation to transport vessels of the required standard sizes in accordance with foreign rules of different ports. This will potentially help to understand in which ports these requirements are closest to the requirements of mandatory regulations of the Russian Federation seaport captains. The research also allowed to conclude that a more convenient criterion for selection of a towing connection required for tugging and towing of transport vessels is not the mechanical power of its main engines, but the tractive force on the hook developed at headway movement.

**Keywords:** harbour tug, mandatory regulations, port, tractive force on the hook.

## ВВЕДЕНИЕ

Рост грузооборота в портах РФ зачастую может быть ограничен пропускной способностью порта, в частности отсутствием должного буксирного обеспечения. В настоящий момент количество и характеристики буксиров для транспортных судов соответствующего типоразмера определяются Обязательными постановлениями капитанов портов Российской Федерации, например [1]. Рекомендации по выбору количества и характеристик буксиров в них зачастую основаны на методическом аппарате, представленном в документах по стандартизации [2 — 4] и используемом в исследованиях [5 — 8].

При этом становится очевидно, что свод правил [4] не учитывает требования, связанные с ледовой обстановкой в порту и ее влиянием на ледовый класс и мощность ЭУ буксира, что приводит к занижению мощности портовых буксиров для замерзающих портов. Также следует упомянуть о том, что выбор буксиров в данной методике производится на основе мощности их главных двигателей, а не тяги, между тем современный буксир с меньшей мощностью может иметь тягу большую, чем буксир с большей мощностью более ранних лет постройки, да и сама тяга буксира зависит от типа движителя: винта, винторулевой колонки, крыльчатого движителя (рис. 1).

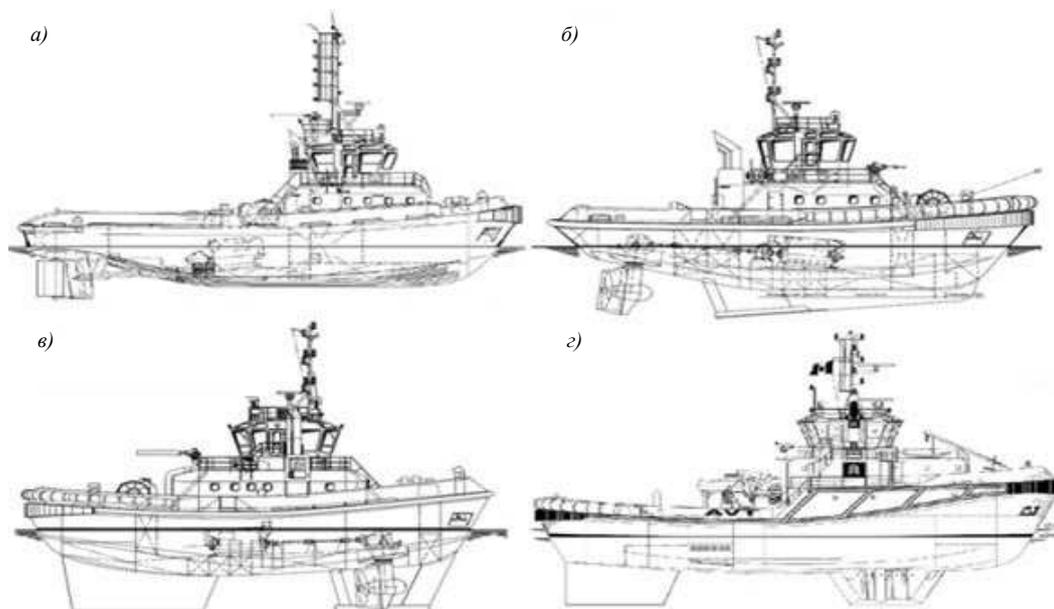


Рис. 1. Пропульсивный комплекс буксиров-кантовщиков: а — винт фиксированного шага в насадке (без ПУ/ВРК); б, в — различные варианты винто-рулевых колонок; г — крыльчатый движитель

Нормы буксирного обеспечения установлены на основе предельных значений ветра и волнения без учета индивидуальных особенностей портов: района расположения, климатических особенностей и т. д. Таким образом, использование только этой методики для нового портопункта может привести к необходимости обоснования отступлений от ее требований. В этих целях можно и целесообразно использовать зарубежный опыт в решении вопросов назначения количества и мощности буксиров-кантовщиков. В данном исследовании представлены основные способы определения количества и характеристик буксиров-кантовщиков в различных портах мира.

## 1. ПОРТ ГЁТЕБОРГ, ШВЕЦИЯ

Для определения необходимого количества портовых буксиров-кантовщиков в порту Гётеборг (Швеция) используются таблицы, в которых представлено отношение наибольшей длины судна ( $L_{oa}$ ) и необходимого для подхода и отхода судов количества и мощности буксиров-кантовщиков для каждого терминала или причала (группы причалов) в порту.

Дополнительным критерием выбора количества буксиров-кантовщиков является организация пропульсивно-рулевого комплекса у принимаемого транспортного судна. При этом в [9] отдельно указано, какой тип пропульсивного комплекса является высокоэффективным. Подробное описание правил представлено в табл. 1 на примере бухты Торнсхаммен.

Таблица 1

Потребное количество буксиров для судов, прибывающих в Торнсхаммен и оснащенных различными типами пропульсивного комплекса [9]

$L_{oa}$ , м	Устройство пропульсивного комплекса					
	Прибытие или отправление	Без ПУ/ВРК	НПУ	НПУ <sup>1</sup> + высокоэф. РУ <sup>2</sup>	НПУ <sup>1</sup> + КПУ <sup>3</sup> или ВРК	НПУ <sup>1</sup> + 2 винта + 2 руля
100 ... 139	Подход	1	1	1	1	1
	Отход	1	1	1	1	1
140 ... 179	Подход	2	1	1	1	1
	Отход	2	1	1	1	1
180 ... 239	Подход	3	2	2	2	2
	Отход	2	2	2	2	2
240 ... 289	Подход	4	3	2	2	2
	Отход	3	2	2	2	2
≥ 290	Подход	4*	4*	4*	4*	4*
	Отход	4*	4*	4*	4*	4*

<sup>1</sup> — носовое подруливающее устройство;  
<sup>2</sup> — высокоэффективным рулевым устройством может быть руль Шиллинга, Беккера или другой тип руля с аналогичной функциональностью;  
<sup>3</sup> — кормовое подруливающее устройство;  
\* — только буксиры с усилием на гаке более 50 тс.

Как видно из представленных таблиц, отбытие из Торнсхаммена требует в ряде случаев меньшего количества буксиров, что может быть обусловлено конфигурацией порта. Также следует отметить, что в правилах рассматриваемого порта большое внимание уделено устройству пропульсивного комплекса транспортных судов, чьи качества в конечном итоге влияют на необходимое количество и мощность буксиров, что показано на рис. 2.

## 2. ПОРТ ГОНКОНГ, КНР

Правила, определяющие необходимые параметры буксиров в порту Гонконг представлены ниже [10]. При этом принято правило, что буксиры условно разделены на два типа: первый — мощностью от 917 кВт до 1912 кВт (от 1248 л.с. до 2600 л.с.), второй — от 1912 кВт и выше.

Для этих типов буксиров введены дополнительные условия по тяговой характеристике и представлено соответствие буксира транспортному судну определенной длины и осадки (табл. 2).

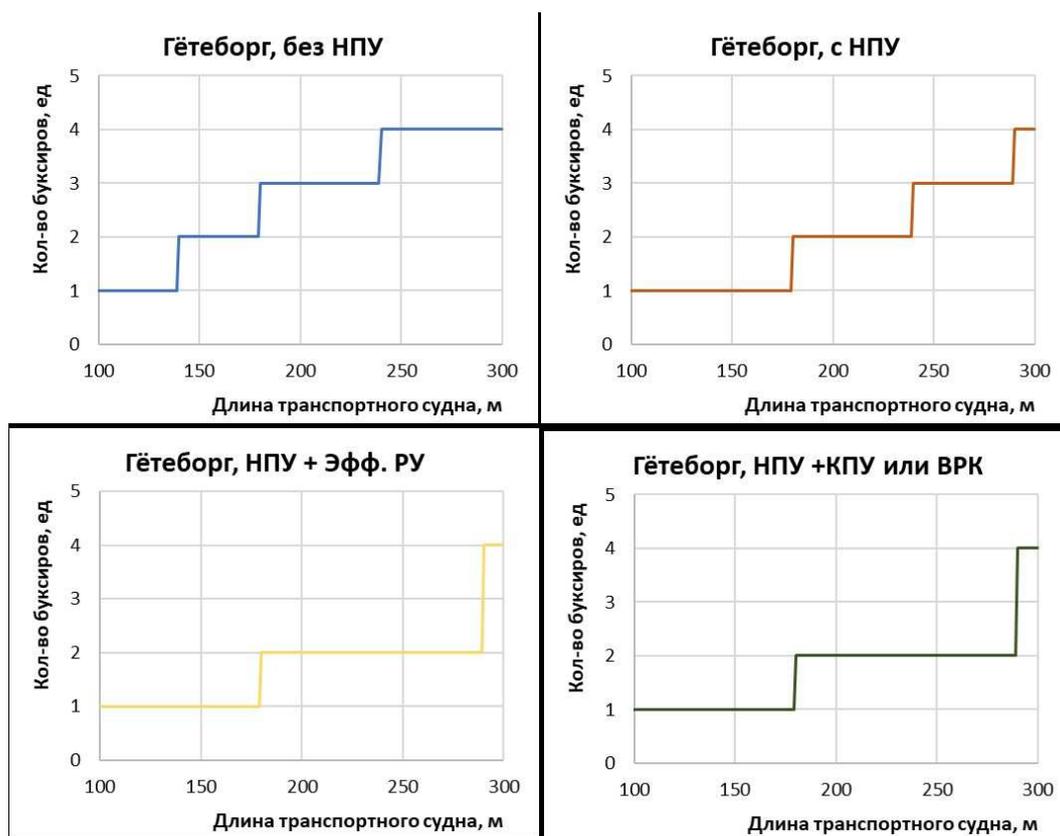


Рис. 2. Потребное количество буксиров для судов, пребывающих в Торншаммен и оснащенных различными типами пропульсивного комплекса

Таблица 2

Критерии использования буксиров в порту Гонконг

Тип буксира	Мощность буксира, кВт	Тяга, тс	Параметры транспортного судна
I	$\geq 4413,0$ $\geq 3677,5$ $\geq 2942,0$ $\geq 2647,8$ $\geq 2353,6$ $\geq 2206,5$ $\geq 1912,3$	$\geq 78$ $\geq 62$ $\geq 52$ $\geq 50$ $\geq 42$ $\geq 38$ $\geq 35$	$L_{oa} > 370$ м и $d > 14$ м* $L_{oa} > 350$ м** $L_{oa} > 300$ м и $d > 12,5$ м $L_{oa} > 300$ м и $d > 12,5$ м $L_{oa} \leq 300$ м и $d \leq 12,5$ м $L_{oa} \leq 300$ м и $d \leq 12,5$ м $L_{oa} \leq 200$ м
II	$\geq 882,6$	$\geq 18$	Не применяется

\* — 2 буксира, причем мощность первого  $\geq 4413,0$  кВт, второго  $\geq 3677,5$  кВт;  
 \*\* — 1 буксир мощностью  $\geq 3677,5$  кВт; или 2 буксира мощностью по  $\geq 3677,5$  кВт, если осадка транспортного судна  $> 14,0$  м.

Несмотря на представленное в таблице соответствие мощности и тяги буксира определенным типоразмерам транспортных судов, то есть, по сути, наличие упрощенного алгоритма выбора буксира, дальше этого авторы не пошли и возложили функцию выбора количества буксиров и их параметров на лоцманов. В дополнение к этому в приложениях к [10] представлены параметры всего портового флота буксиров и справочные материалы, в которых для каждого терминала порта и для каждого варианта заходящих и отбывающих судов представлены параметры буксировки с указанием количества и параметров, а в некоторых случаях даже названия используемых при этом буксиров.

### 3. ПОРТ ДАРВИН, АВСТРАЛИЯ

Для определения необходимого количества портовых буксиров-кантовщиков в порту Дарвин (Австралия) используется табл. 3, в которой представлено отношение наибольшей длины судна ( $L_{oa}$ ) и необходимого для подхода и отхода транспортных судов количества и мощности буксиров-кантовщиков для каждого терминала или причала (группы причалов) в порту в зависимости от параметров судна (высоты борта, осадки, наличия ПУ и т. д.), а также приливно-отливных течений и борта, которым судно подходит к причалу.

В табл. 3 использованы следующие обозначения: С — буксир с тягой на гаке от 10 до 48 тс; А — буксир с тягой >48 тс; W — лоцманский катер, оборудованный буксирным устройством с необозначенной (но, очевидно, меньшей 10 тс) тягой на гаке.

Таблица 3

Критерии использования буксиров в порту Дарвин при подходе судна левым бортом

Длина судна, $L_{oa}$ , м	<90		90 ... 120		120 ... 160		160 ... 200		>200	
	подх.	отх.	подх.	отх.	подх.	отх.	подх.	отх.	подх.	отх.
Прилив										
Нет ПУ	W	W	C	C	AC	AC	AA	AA	AAA	AAA
Есть ПУ	—	—	—	—	C	C	A	A	AA	AA
Высокий борт*	WW/C	W	C	C	AC	AC	AA	AA	AAA	AAA
Осадка > 8 м	—	—	—	—	AA	AA	AA	AA	AAA	AAA
Танкеры	C	C	AC	AC	AA	AA	AA	AA	AAA	AAA
Отлив										
Нет ПУ	WC	C	WC	C	AC	AC	AA	AA	AAAA	AAA
Есть ПУ	C	C	C	C	C	C	AA	AA	AAA	AAA
Высокий борт*	C	C	WC	C	AC	AC	AA	AA	AAA	AAA
Осадка > 8 м	Требуется согласование									
Танкеры	Танкеры и суда длиннее 140 м должны причаливать только в прилив									
* — к судам с высоким бортом относятся автомобилевозы, скотовозы, контейнеровозы, Ро-Ро, но не пассажирские суда.										

Таким образом, при назначении буксирного ордера здесь учитываются типоразмер транспортного судна (через длину и осадку), борт, которым транспортное судно будет пришвартовано, приливно-отливные течения и наличие носового подруливающего устройства. Что касается последнего, то регламентируется не только факт наличия носового ПУ, но и его мощность. На графике (рис. 3) все, что находится выше графика, — допустимые значения мощности носового ПУ транспортного судна, а все, что ниже, — недопустимые значения мощности носового ПУ транспортного судна.



Рис. 3. Алгоритм определения параметра «наличие ПУ» транспортного судна для определения необходимого количества буксиров и их мощности в порту Дарвин (Австралия)

#### 4. ПОРТ КОБЕ, ЯПОНИЯ

Для определения потребного количества портовых буксиров-кантовщиков в порту Кобе (Япония) используются табл. 4 и 5, в которых представлено отношение валовой вместимости судна и потребного для подхода и отхода судов количества и мощности буксиров-кантовщиков.

Дополнительным критерием выбора типа буксира-кантовщика является наличие ПУ у транспортного судна и его (ПУ) мощность. При этом в [11] отдельно указано, что тип и количество буксиров могут варьироваться в зависимости от наличия буксира, погодных условий, маневренности транспортного судна, типа судна и ситуации у причала, однако никаких дополнительных пояснений на этот счет не представлено.

Таблица 4

Критерии использования буксиров для судов, оснащенных носовыми подруливающими устройствами

Валовая вместимость транспортного судна, GRT	Мощность ПУ, кВт	Буксиры
< 5000	< 294	1 × (1764 кВт ... 1911 кВт)
5000 ... 7000	< 441	1 × (1764 кВт ... 1911 кВт)
7000 ... 15 000	< 588 > 588	2 × (1764 кВт ... 1911 кВт) 1 × (1764 кВт ... 1911 кВт)
15 000 ... 25 000	< 736 > 736	2 × (1764 кВт ... 1911 кВт) 1 × (1764 кВт ... 1911 кВт)
25 000 ... 45 000	< 883 > 883	1 × 2646 кВт + 1 × (1764 кВт ... 1911 кВт) 1 × 2646 кВт
45 000 ... 75 000	< 1030 > 1030	1 × 2646 кВт + 1 × (1764 кВт ... 1911 кВт) 1 × 2646 кВт
> 75 000	< 1470 > 1470	1 × 2646 кВт + 1 × (1764 кВт ... 1911 кВт) 1 × 2646 кВт

Таблица 5

Критерии использования буксиров для судов, не оснащенных носовыми подруливающими устройствами

Валовая вместимость транспортного судна, GRT	Буксиры
< 5000	1 × (1764 кВт ... 1911 кВт)
5000 ... 7000	2 × (1764 кВт ... 1911 кВт)
7000 ... 10 000	2 × (1764 кВт ... 1911 кВт)
10 000 ... 40 000	2 × (1764 кВт ... 1911 кВт)
> 40 000	2 × (1764 кВт ... 1911 кВт)

#### 5. ПОРТ ЛУЛЕО, ШВЕЦИЯ

Для определения потребного количества портовых буксиров-кантовщиков в порту Лулео (Швеция) используется табл. 6, в которой представлено отношение дедвейта транспортного судна и потребного для его подхода и отхода количества буксиров-кантовщиков. Важной особенностью является то, что может использоваться любой буксир с тяговым усилием больше 26 т. Отдельно указано, что скорость ветра может повлиять на количество привлекаемых буксиров, однако прикладных инструментов на этот счет в документе [12] не представлено.

Таблица 6

## Потребное количество буксиров в порту Лулео, Швеция

Дедвейт, т	ПУ	Потребное количество буксиров					
		Нефтяной терминал ( <i>Uddebo</i> )		Контейнерный терминал ( <i>Victoria</i> )		Рудный терминал ( <i>Sandskar</i> )	
		прибытие	отправление	прибытие	отправление	прибытие	отправление
3000 ... 10 000	+	1	0	0	0	0	0
	-	1	1	1	1	1	1
10 001 ... 25 000	+	1	1	1	0	1	0
	-	2	2	2	2	2	2
	+	2	1	2	1	2	1
> 45 001	+	2	2	2	2	2	2
	-	3	2	3	2	3	2

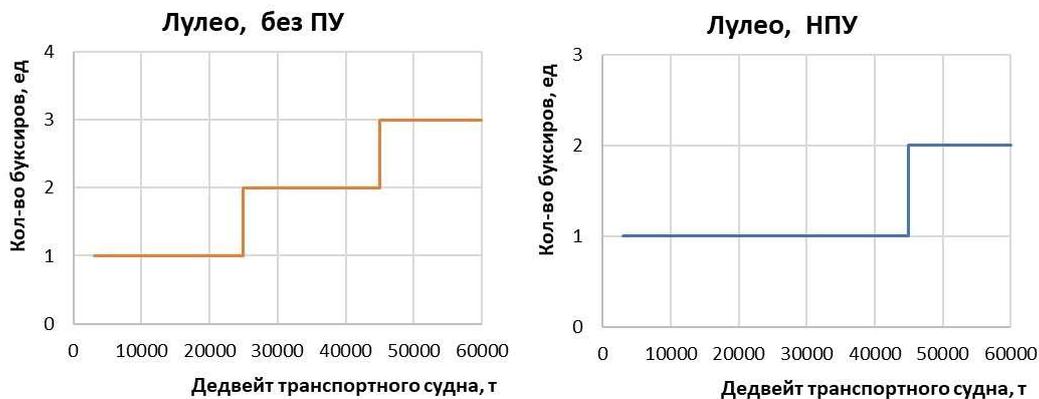


Рис. 4. Потребное количество буксиров в порту Лулео, Швеция

## 6. ПОРТЫ о. МАЛЬТА

Для определения потребного количества портовых буксиров-кантовщиков в портах острова Мальта используются таблицы, аналогичные табл. 7, в которых представлено отношение длины транспортного судна и потребное для его подхода и отхода количество и мощность буксиров-кантовщиков (рис. 5). Документ [13] содержит требования ко всем портопунктам острова; приведем пример требований к Palumbo Shipyard Docks как один из самых полных.

Таблица 7

## Критерии использования буксиров для судов, прибывающих и отбывающих из гавани Palumbo Shipyard Docks [13]

Длина судна, $L_{oa}$ , м	Прибытие	Отбытие
< 100	11	11
100 ... 200	21	21
200 ... 239	32	32
239 ... 300	43	43
> 300	4	4

1 — при наличии носового подруливающего устройства, можно сократить кол-во буксиров на 1;  
 2 — при необходимости кол-во буксиров может быть увеличено на 1;  
 3 — при наличии носового подруливающего устройства, можно сократить кол-во буксиров на 1.

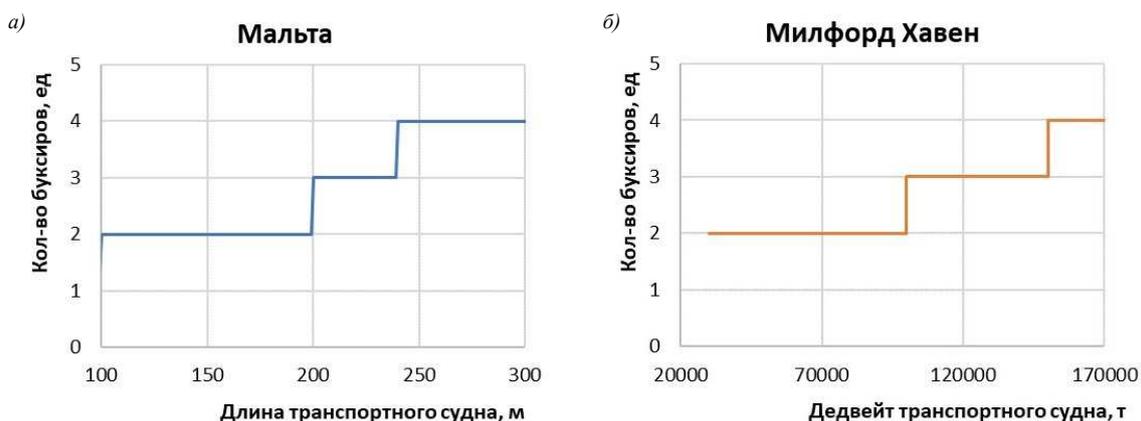


Рис. 5. Потребное количество буксиров для судов, прибывающих и отбывающих из а — гавани Palumbo Shipyard Docks, о. Мальта; б — порта Милфорд Хавен, Великобритания

### 7. ПОРТ МИЛФОРД ХАВЕН, ВЕЛИКОБРИТАНИЯ

Для определения потребного количества портовых буксиров-кантовщиков в порту Милфорд Хавен (Великобритания) используются следующие рекомендации: для судов дедвейтом до 100 000 т — минимум 2 буксира, для судов дедвейтом от 100 000 до 150 000 т — минимум 3 буксира, для судов дедвейтом больше 150 000 т — минимум 4 буксира.

В документе [14] особо отмечено, что вышеизложенное является лишь общим руководством, а окончательное решение о количестве буксиров должно быть принято судоводителем, в зависимости от погодных условий и известных ограничений судна. Количество буксиров может быть уменьшено в зависимости от оснащения судна, то есть в зависимости от организации его пропульсивного комплекса. При всех перемещениях судов дедвейтом более 25 000 т независимо от их подруливающих устройств должен присутствовать как минимум один буксир.

### 8. ПОРТ СУРИГАО, ФИЛИППИНЫ

Для определения потребного количества портовых буксиров-кантовщиков в порту Суригао (Филиппины) используется табл. 8, в которой представлено отношение валовой вместимости судна и потребного для подхода и отхода судов количества и мощности буксиров-кантовщиков.

Никаких дополнительных критериев выбора типа буксира-кантовщика в документе [15] не выявлено, что объясняется относительно малыми размерами принимаемых в порту судов (рис. 6).

Таблица 8

Критерии использования буксиров для судов, не оснащенных носовыми подруливающими устройствами [15]

Валовая вместимость транспортного судна, GRT	Буксиры
500 ... 1000	1 × (551 кВт ... 734 кВт)
1001 ... 3000	1 × (551 кВт ... 734 кВт)
3001 ... 10 000	1 × (735 кВт ... 1101 кВт)
10 001 ... 15 000	2 × (551 кВт ... 734 кВт)
15 001 ... 20 000	2 × (735 кВт ... 1101 кВт)
>20 001	2 × (1102 кВт ... 1470 кВт)

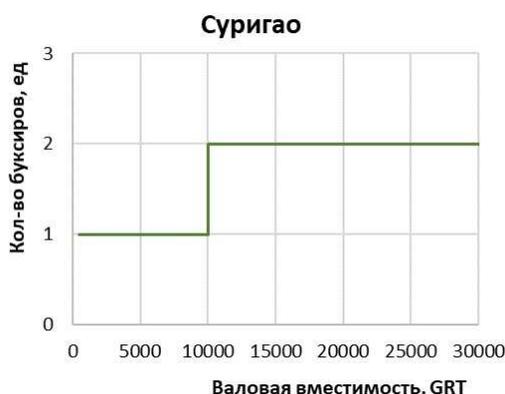


Рис. 6. Потребное количество буксиров порта Суригао, Филиппины

## 9. ПОРТЫ МЕТИЛ, БЕРНТАЙЛЕНД, ЛИТ, РОЗИТ, ГРАНДЖЕМУТ, ДАНДИ (ВЕЛИКОБРИТАНИЯ)

Порты Метил (Methil), Бернтайленд (Burntisland), Лит (Leith), Розит (Rosyth), Гранджемут (Grangemouth), Данди (Dundee) управляются компанией Forth Ports Ltd. и имеют общие правила в части выбора состава и характеристик портовых буксиров. Документ [16] описывает метод выбора буксиров через создаваемое ими усилие на гаке. Для этого в нем дана таблица для определения площадей надводной части транспортного судна (рис. 7), силы ветра и соответствующие им требуемые усилия на гаке буксирных судов (табл. 9, 10; рис. 7).

Таблица 9

Определение площади парусности  $S$  (м<sup>2</sup>) транспортных судов

$L_{oa}$ , м	Высота надводного борта транспортного судна, м														
	5	7,5	10	12,5	15	17,5	20	22,5	25	27,5	30	32,5	35	37,5	40
50	250	375	500	625	750	875	1000	1125	1250	1375	1500	1625	1750	1875	2000
75	375	563	750	938	1125	1313	1500	1688	1875	2063	2250	2438	2625	2813	3000
100	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000	3250	3500	3750	4000
125	625	938	1250	1563	1875	2188	2500	2813	3125	3438	3750	4063	4375	4688	5000
150	750	1125	1500	1875	2250	2625	3000	3375	3750	4125	4500	4875	5250	5625	6000
175	875	1313	1750	2188	2625	3063	3500	3938	4375	4813	5250	5688	6125	6563	7000
200	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000
225	1125	1688	2250	2813	3375	3938	4500	5063	5625	6188	6750	7313	7875	8438	9000
250	1250	1875	2500	3125	3750	4375	5000	5625	6250	6875	7500	8125	8750	9375	10000
275	1375	2063	2750	3438	4125	4813	5500	6188	6875	7563	8250	8938	9625	10313	11000
300	1500	2250	3000	3750	4500	5250	6000	6750	7500	8250	9000	9750	10500	11250	12000

Далее для каждого порта приводится алгоритм выбора буксиров из имеющихся, в качестве примера для порта Данди он представлен в табл. 10 [16].

Таблица 10

Определение потребного тягового усилия

S, м <sup>2</sup>	Скорость ветра, узлы									
	5	7,5	10	12,5	15	17,5	20	22,5	25	27,5
0	0	1	2	4	6	9	12	16	20	25
1000	1	2	5	8	13	18	25	32	41	50
1500	1	3	7	12	19	27	37	48	61	75
2000	1	4	9	16	25	36	49	64	81	100
2500	1	5	11	20	31	45	61	80	101	125
3000	2	6	14	24	38	54	74	96	122	150
3500	2	7	16	28	44	63	86	112	142	175
4000	2	8	18	32	50	72	98	128	162	200
4500	2	9	20	36	56	81	110	144	182	225
5000	3	10	23	40	63	90	123	160	203	250
5500	3	11	25	44	69	99	135	176	223	275
6000	3	12	27	48	75	108	147	192	243	300
6500	3	13	29	52	81	117	159	208	263	325
7000	4	14	32	56	88	126	172	224	284	350
7500	4	15	34	60	94	135	184	240	304	375
8000	4	16	36	64	100	144	196	256	324	400
8500	4	17	38	68	106	153	208	272	344	425
9000	5	18	41	72	113	162	221	288	365	450
9500	5	19	43	76	119	171	233	304	385	475
10 000	5	20	45	80	125	180	245	320	405	500
10 500	5	21	47	84	131	189	257	336	425	525
11 000	6	22	50	88	138	198	270	352	446	550
11 500	6	23	52	92	144	207	282	368	466	575
12 000	6	24	54	96	150	216	294	384	486	600

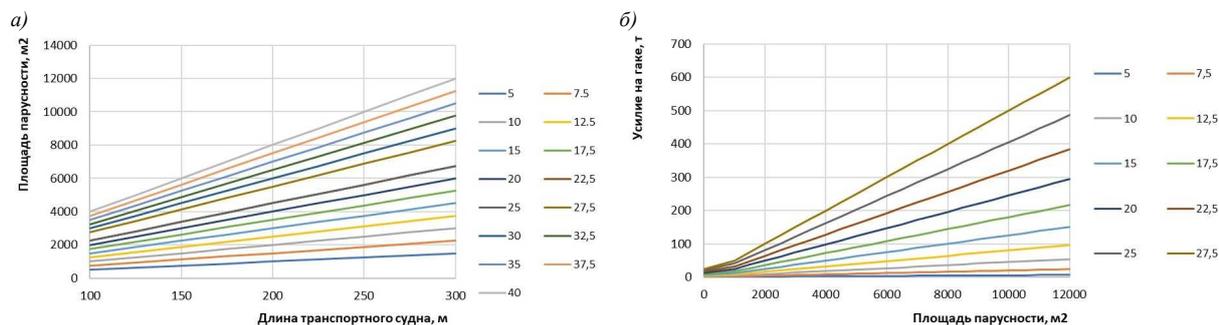


Рис. 7. Площади парусности S (м<sup>2</sup>) транспортных судов (в зависимости от их длины и высоты (а)); потребное тяговое усилие в зависимости от площади парусности транспортного судна и скорости ветра в узлах (б)

После определения суммарного усилия на гаке необходимо обратиться к правилам конкретного порта и выбрать буксирный ордер исходя из длины судна и требуемого для его буксировки усилия на гаке. Например, правила для порта Данди приводят следующую таблицу:

Таблица 11

Критерии использования буксиров для судов в порту Данди [17]

Длина судна, L <sub>oa</sub> , м	Суммарное усилие, т		
	1 буксир	2 буксира	3 буксира
90 ... 120	—*	—	—
120 ... 140	20	120	—
140 ... 180	60	120	—
> 180	—	120	180

\* — при причаливании левым бортом может потребоваться буксир с усилием 20 т.

Таким образом, для портов группы Forth Ports Ltd. алгоритм выбора буксирного ордера для выполнения операций с прибывающими в порты судами описан наиболее полным образом.

## 10. РАСЧЕТ ПОТРЕБНОГО КОЛИЧЕСТВА ПОРТОВЫХ БУКСИРОВ-КАНТОВЩИКОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРИБЛИЖЕННЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ В РАЗЛИЧНЫХ ПОРТАХ МИРА

Произведем расчет потребного количества буксиров-кантовщиков для обработки транспортных судов наиболее востребованных типов в соответствии с представленными ранее методами для различных портов. При этом исходные данные представим в виде табл. 12, а результаты этого расчета представим в виде табл. 13.

Таблица 12

**Исходные данные для расчета количества буксиров-кантовщиков,  
необходимых для грузообработки транспортных расчетных судов**

Тип судна	Дедвейт летний <sup>1</sup> , т	Длина <sup>1</sup> , м	Площадь парусности, м <sup>1, 2</sup>	ПУ	Осадка <sup>1, 3</sup> , м	Валовое водоизмещение, GT
Танкер 30 000	30 000	172	3000	+	10,4	26 000 <sup>4</sup>
Танкер 55 000	54 900	219	3800	+	11,0	47 194 <sup>5</sup>
Газовоз 145 000 м <sup>3</sup>	80 000	274	7500	+	12,3	95 824 <sup>6</sup>
Газовоз 174 000 м <sup>3</sup>	98 000	284	8400	+	12,8	118 423 <sup>7</sup>

<sup>1</sup> — PIANC Report WG 235 Appendix A: Vessel Data Spreadsheet Tables [18];  
<sup>2</sup> — в балласте;  
<sup>3</sup> — в грузу;  
<sup>4</sup> — ECO NEBULA, IMO 9336660;  
<sup>5</sup> — BW PRINCE, IMO 9350422;  
<sup>6</sup> — Marshal Vasilevskiy, IMO 9778313;  
<sup>7</sup> — Al Wosail, IMO 9285952.

Таблица 13

**Расчет количества буксиров-кантовщиков, необходимых для грузообработки транспортных расчетных судов  
в различных портах мира**

Тип судна	Гётеборг	Гонконг <sup>1</sup>	Дарвин <sup>2</sup>	Кобе	Лулео	Мальта	Милфорд Хавен	Данди <sup>3</sup>
Танкер 30 000	1 × 50 ВР <sup>4</sup>	1 × 35 ВР	2 × 48 ВР	1 × 2646 кВт	1 × 26 ВР	2	2	1 × 60 ВР
Танкер 55 000	2 × 50 ВР	2 × 38 ВР	3 × 48 ВР	1 × 2646 кВт + 1 × 1764 кВт	2 × 26 ВР	3	2	2 × 60 ВР
Газовоз 145 000 м <sup>3</sup>	3 × 50 ВР	2 × 38 ВР	3 × 48 ВР		—	4	2	2 × 60 ВР
Газовоз 174 000 м <sup>3</sup>	3 × 50 ВР	2 × 42 ВР	3 × 48 ВР		—	4	2	2 × 60 ВР

<sup>1</sup> — для Kwai Chung berth;  
<sup>2</sup> — подход правым бортом, в прилив, для танкеров;  
<sup>3</sup> — Forth Ports Ltd. [16], для скорости ветра до 12 м/с;  
<sup>4</sup> — здесь и далее указаны минимальные разрешенные значения.

В исследовании [19] представлены графики зависимости длины и дедвейта наливных и навалочных судов от тяги и количества буксиров в портах мира (рис. 8).

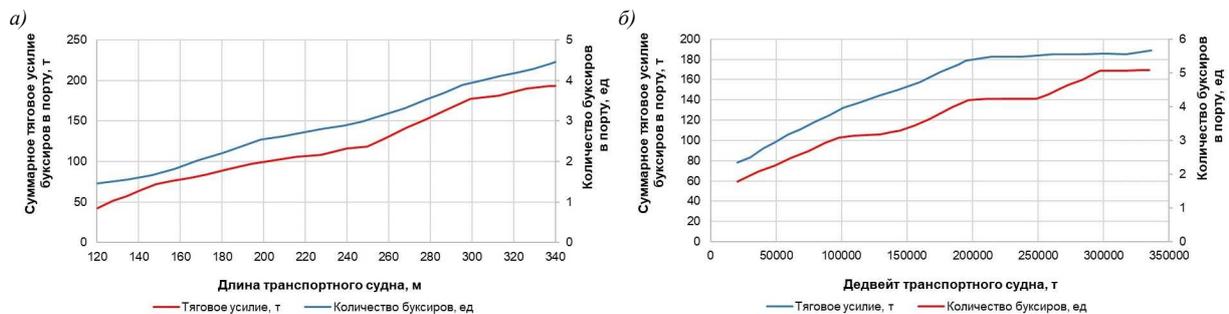


Рис. 8. Зависимость длины наливных и навалочных судов от тяги и количества буксиров-кантовщиков в портах мира (а); зависимость дедвейта наливных и навалочных судов от тяги и количества буксиров-кантовщиков в портах мира (б)

Графики на рис. 8 можно представить в виде регрессионных зависимостей для определения суммарного тягового усилия буксирного ордера (1) и количества буксиров (2):

$$F = 0,6628 \cdot L_{BP} - 32,842, R^2 = 0,98, \text{ т}, \quad (1.3)$$

где  $L_{BP}$  — длина транспортного судна, принятая по [18],  
 $R^2$  — среднеквадратичное отклонение.

$$n = 0,014 \cdot L_{BP} - 0,341, R^2 = 0,99, \text{ т}. \quad (1.4)$$

Таблица 14

Расчет суммарной тяги и количества буксиров-кантовщиков,  
 необходимых для грузообработки транспортных расчетных судов по [19]

Тип судна	$L_{oa}$ , м	$F$ , т	$n$ , ед.
Танкер 30 000	172	81,16	2,067
Танкер 55 000	219	112,3	2,725
Газовоз 145 000 м <sup>3</sup>	274	148,7	3,495
Газовоз 174 000 м <sup>3</sup>	284	155,39	3,635

## ВЫВОДЫ

В работе рассмотрены зарубежные правила назначения количества и мощности буксиров-кантовщиков в разных портах. Целью исследования являлся обзор способов назначения количества и мощности буксиров-кантовщиков в различных портах мира и определение состава буксирного ордера для осуществления буксирных операций в стесненной акватории применительно к транспортным судам востребованных типоразмеров.

Таким образом, использован подход, принятый во многих портах мира, основанный на правилах и рекомендациях портовых администраций для оценки требуемых характеристик и количества буксиров. Использование данного подхода показало, что требования портов к количеству и характеристикам буксиров-кантовщиков зависит от внешних условий, размера принимаемого транспортного судна и характеристик его пропульсивного комплекса (наличия ПУ, ВРК, высокоэффективных рулей и т.д.). В качестве безусловного недостатка примененного метода приближенной оценки следует выделить то, что зачастую неизвестно, на основе каких данных и для каких гидрометеорологических условий получены эти правила, рекомендации и расчетные методики, следовательно, к применению их для проверки результатов, полученных при помощи других методик, следует проводить с осторожностью. Тем не менее важный вывод следует сделать в той части, что в качестве основной характеристики буксира-кантовщика должно выступать развиваемое им усилие на гаке на переднем и заднем ходу (по применению).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Обязательные постановления в морском порту Усть-Луга. Утверждены приказом Минтранса России от 15 января 2013 года № 6.
2. РД 31.31.37–78. Нормы технологического проектирования морских портов. Основные положения / Минморфлот СССР. — М., 1978. — 122 с.
3. РД 31.3.05–97. Нормы технологического проектирования морских портов / Минтранс РФ. — М., 1998. — 177 с.
4. СП 350.13266000.2018 Нормы технологического проектирования морских портов / Минтранс РФ. М., 2018.
5. Киселев С.А. Тяговое усилие как оптимальная характеристика для определения необходимого числа буксиров в порту / С.А. Киселев, А.А. Петров // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2015. — № 38/39. — С. 52 — 55. — EDN TXPYIP.
6. Немзер А.И. Разработка программного обеспечения для определения максимальной удерживающей силы и угла крена эскортных буксиров в соответствии с требованиями Правил РС / А.И. Немзер, А.В. Юрканский, М.А. Кутейников, М.Е. Захаров // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2016. — № 42/43. — С. 70 — 74. — EDN WDKNDX.
7. Бондаренко А.В. Методика выбора оптимального состава буксирного обеспечения порта / А.В. Бондаренко, В.А. Некрасов, А.П. Ястреба // Вестник Государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. — 2015. — № 4(32). — С. 43 — 52. — EDN UDJURF.

8. Маликова Т.Е. Математическая модель планирования работы буксирного флота для обработки судов на рейде / Т.Е. Маликова, Е.С. Тимошек // Вестник Государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. — 2021. — Т. 13, № 5. — С. 651 — 658. — DOI 10.21821/2309-5180-2021-13-5-651-658. — EDN NQSQHA.
9. Tug Regulations Port of Gothenburg, 2020. [Электронный ресурс] URL: <https://www.portofgothenburg.com/maritime/rules-and-permits/towing/>
10. The Complete Berthing Guidelines for Port of Hong Kong. With latest amendments endorsed on 17 May 2023.
11. Entry manual. Kobe Area Hanshin Port, 2014.
12. Tug regulations Luleå, Strömörvägen, 9 974 37 Luleå, 2019.
13. Transport Malta, Minimum Towage Requirements, 2021.
14. Port Milford Haven. Towage Guidelines, 2021.
15. Regulations on compulsory tug assistance at the baseport of Surigao and at other government ports within the jurisdiction of PMO Surigao, PPA Administrative order №08-2015.
16. Forth Ports Limited. Towage Guidelines, 2020.
17. Forth Ports Limited. Port of Dundee. Marine Guidelines and Port Information, 2023.
18. PIANC Report WG 235 Appendix A: Vessel Data Spreadsheet Tables.
19. Hensen H. Tug use in port. A practical guide. 2nd ed. / H. Hensen. — Port Rotterdam: Nautical Institute, 2003. — 192 p.

## REFERENCES

1. Obyazatel'nye postanovleniya v morskome portu Ust'-Luga [Mandatory regulations of the seaport of Ust-Luga]. (In Russ.)
2. ПД 31.31.37–78. Normy tekhnologicheskogo proektirovaniya morskikh portov. Osnovnye polozeniya [Norms for technological design of sea ports. Main provisions]. М., 1978. (In Russ.)
3. ПД 31.3.05–97. Normy tekhnologicheskogo proektirovaniya morskikh portov [Norms for technological design of sea ports]. М., 1998. (In Russ.)
4. СП 350.13266000.2018 Normy tekhnologicheskogo proektirovaniya morskikh portov [Norms for technological design of sea ports]. М., 2018. (In Russ.)
5. Kiselev S.A., Petrov A.A. Tow force as an optimal characteristic to determine the number of tugs required in ports. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2015 (38/39): 52-55. EDN TXPYIP. (In Russ.)
6. Nemzer A.I., Yurkanskiy A.V., Kuteynikov M.A., Zaharov M.E. Software development to determine maximum holding force and heel angle of escort tugs with regard to RS rules. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2016 (42/43): 70-74. EDN WDKNDX. (In Russ.)
7. Bondarenko A.V., Nekrasov V.A., Yastreba A.P. Methodology of selection of optimal structure of the fleet harbour tug. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*. 2015. № 4(32): 43-52. EDN UDJURF. (In Russ.)
8. Malikova T.E., Timoshek E.S. Mathematical model for planning the operation of towing fleet for handling ships on the reid. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*. 2021. Т. 13, № 5: 651-658. DOI 10.21821/2309-5180-2021-13-5-651-658. EDN NQSQHA. (In Russ.)
9. Tug Regulations Port of Gothenburg, 2020. URL: <https://www.portofgothenburg.com/maritime/rules-and-permits/towing/>
10. The Complete Berthing Guidelines for Port of Hong Kong. With latest amendments endorsed on 17 May 2023.
11. Entry manual. Kobe Area Hanshin Port, 2014.
12. Tug regulations Luleå, Strömörvägen, 9 974 37 Luleå, 2019.
13. Transport Malta, Minimum Towage Requirements, 2021.
14. Port Milford Haven. Towage Guidelines, 2021.
15. Regulations on compulsory tug assistance at the baseport of Surigao and at other government ports within the jurisdiction of PMO Surigao, PPA Administrative order №08-2015.
16. Forth Ports Limited. Towage Guidelines, 2020.
17. Forth Ports Limited. Port of Dundee. Marine Guidelines and Port Information, 2023.
18. PIANC Report WG 235 Appendix A: Vessel Data Spreadsheet Tables.
19. Hensen H. Tug use in port. A practical guide. 2nd ed. Port Rotterdam: Nautical Institute, 2003.



## МЕХАНИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ДВИЖИТЕЛИ

### ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТИПА ИСПОЛЬЗУЕМОГО СУДОВОГО ТОПЛИВА НА ВЕЛИЧИНУ УГЛЕРОДНОГО СЛЕДА ТРАНСПОРТНОЙ УСЛУГИ

**А.С. Реуцкий**, канд. техн. наук, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 191181 Россия, Санкт-Петербург, Миллионная ул., 7А, e-mail: reutskii.as@rs-class.org

**В.В. Якимов**, МВА, АО «ЦНИИМФ», 191015 Россия, Санкт-Петербург, Кавалергардская ул., 6А, e-mail: YakimovVV@cniimf.ru

**А.А. Буцанец**, ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова», 198035 Россия, Санкт-Петербург, Двинская ул., 5/7, e-mail: butsanetsaa@gumrf.ru

В работе рассматривается существующая международная и отечественная нормативная база контроля углеродного следа, оставляемого морским транспортом. Целью исследования являлась оценка влияния типа используемого судового топлива на углеродный след транспортной услуги, определяемый через коэффициент энергетической эффективности транспортного судна. В качестве используемых материалов и методов послужили обобщенные и проанализированные материалы исследований отечественных и зарубежных ученых, а также профильных руководящих документов. В статье представлены результаты расчета углеродного следа транспортных судов различных типов с ледовыми усилениями класса Arc7 на участках СМП с использованием ими различных типов судовых топлив. Использование представленной методики оценки углеродного следа позволило количественно оценить влияние типа используемого судового топлива на углеродный след транспортной услуги, определяемый через коэффициент энергетической эффективности транспортного судна. Представленные в исследовании расчеты позволяют сделать несколько важных выводов: с использованием альтернативных топлив появляется возможность значительно снизить количество выбрасываемых в атмосферу парниковых газов; наилучшие результаты продемонстрировали метанол и аммиак — снижение количества выбрасываемого CO<sub>2</sub>-экв. составило 57 % и 96 % соответственно.

**Ключевые слова:** углеродный след, корпоративный учет, углеродный след транспортной услуги, коэффициенты энергоэффективности судов, ЕКПИ.

### ASSESSMENT OF THE IMPACT OF THE TYPE OF MARINE FUEL USED ON THE CARBON FOOTPRINT OF THE TRANSPORT SERVICE

**A.S. Reutskii**, PhD, FAI Russian Maritime Register of Shipping, 191181 Russia, St. Petersburg, Millionnaya ul., 7A, e-mail: reutskii.as@rs-class.org

**V.V. Yakimov**, Marine&MBA, Central Marine Research and Design Institute (CNIIMF), 191015 Russia, St. Petersburg, Kavalergardskaya ul., 6A e-mail: YakimovVV@cniimf.ru

**A.A. Butsanets**, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping, 198035 Russia, St. Petersburg, Dvinskaya ul. 5/7, butsanetsaa@gumrf.ru

The paper examines the existing international and domestic regulatory framework for the control of the carbon footprint of sea transport. The aim of the study was to assess the impact of the type of marine fuel used on the carbon footprint of the transport service, determined through the energy efficiency coefficient of the transport vessel. The materials and methods used were generalized and analyzed research materials of domestic and foreign scientists, as well as relevant guidance documents. The article presents the results of calculating the carbon footprint of transport vessels of various types with ice reinforcements of class Arc7 on sections of the Northern Sea Route using various types of marine fuels. The use of the presented methodology for estimating the carbon footprint made it possible to quantify the impact of the type of marine fuel used on the carbon footprint of a transport service, determined through the energy efficiency coefficient of a transport vessel. The calculations presented in the study allow us to draw several important conclusions: the use of alternative fuels can significantly reduce the amount of greenhouse gases emitted into the atmosphere, the best results were demonstrated by methanol and ammonia — the amount of CO<sub>2</sub> equivalent emitted decreased by 57 % and 96 %, respectively.

**Keywords:** carbon footprint, carbon footprint of transport services, ship energy efficiency coefficients, EKPI.

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящий момент одновременно с возникновением отечественной и международной нормативной базы по оценке углеродного следа происходит активное освоение Северного морского пути (далее — СМП) и становятся актуальными вопросы определения углеродного следа транспортных услуг при использовании судов с ледовым классом, эксплуатирующихся на арктических трассах или на чистой воде. Отдельным и немаловажным вопросом остается способ снижения углеродного следа путем уменьшения количества выбрасываемых в атмосферу судовыми энергоустановками парниковых газов. В целях нормативного регулирования снижения количества выбросов парниковых газов с морского транспорта МАРПОЛ ввела группу понятий, таких как план по управлению энергоэффективностью судна (Ship Energy Efficiency Management Plan, SEEMP), эксплуатационный показатель углеродоемкости морских судов (Carbon Intensity Indicator, CII), а также коэффициенты конструктивной энергетической эффективности (Energy Efficiency Design Index, EEDI) и энергетической эффективности существующих судов (Energy Efficiency Existing Ship Index, EEXI).

Основным документом ИМО, регулирующим выбросы вредных веществ в атмосферу с морских судов, является Приложение VI «Правила предотвращения загрязнения воздушной среды с судов» к Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов 1973 г., измененной Протоколом 1978 г. к ней (МАРПОЛ 73/78) [1]. Коэффициент конструктивной энергетической эффективности представляет собой постоянную для рассматриваемого судна величину, выражающую отношение количества произведенного судовой энергетической установкой парникового газа ( $\text{CO}_2$ ) к осуществленной морским судном транспортной работе. При этом транспортная работа представляет собой произведение массы перевезенного груза на пройденный путь и измеряется в тонно-милях. В исследованиях [2] и [3] среди прочего указано, что использование индексов энергоэффективности представляет интерес не только с точки зрения регулирования отрасли, но и с точки зрения решения прикладных задач по оценке углеродного следа транспортных услуг. В статье [2] указано, что существующая нормативная база оценки углеродного следа преследует прежде всего цели государственного учета и неудобна для решения внутренних задач транспортных компаний, в первую очередь прогнозирования выбросов с целью управления ими, так как существующие инструменты оценки выбросов парниковых газов в основном предполагают оперирование данными о количестве потраченного топлива за отчетный период с последующим переводом количества этого топлива в тонны  $\text{CO}_2$ -экв.

Использование коэффициента конструктивной эффективности EEDI для определения углеродного следа, оставляемого судном в ходе грузового рейса, возможно только для неледовых судов на простых с навигационной точки зрения маршрутах. При этом углеродный след на таком маршруте может быть определен по следующей зависимости:

$$CF_{TO} = \sum_{i=1}^b CF_i = \sum_{i=1}^b Capacity \cdot EKPI_i \cdot L_i, \quad (1)$$

где  $CF_{TO}$  — углеродный след на всем маршруте, т  $\text{CO}_2$ -экв.;

$CF_i$  — углеродный след на участке маршрута  $i$ , т  $\text{CO}_2$ -экв.;

$i$  — участок маршрута;

$Capacity$  — характеристика полезной грузоподъемности судна на рассматриваемом маршруте, принимаемая для навалочных судов, танкеров, газовозов и всех видов сухогрузных судов, включая Ро-Ро, равной дедвейту (DWT), для пассажирских судов — равной валовой вместимости (GT), а для контейнеровозов — как 70 % дедвейта;

$EKPI_i$  — коэффициент энергоэффективности судна на участке  $i$ , т  $\text{CO}_2/\text{т-мор.миль}$ ;

$L_i$  — длина участка маршрута  $i$ , мор. миль;

$b$  — количество участков с различными навигационными условиями.

Для линейного судоходства большая часть маршрута проходит с постоянной скоростью и характеризуется одинаковой картиной потребления мощности энергетической установки на пропульсию, а маневрирование и другие режимы работы энергетической установки составляют малую часть времени работы установки во время рейса. Таким образом, определяя углеродный след для маршрутов, проходящих в условиях чистой воды, параметр  $b$  следует принять равным 1, а значение коэффициента энергоэффективности  $EKPI$  имеет постоянное значение для всего маршрута. В таком случае, углеродный след транспортной перевозки, выполняемой в условиях чистой воды, может быть определен в соответствии с формулой (1), где для судов, имеющих сертификат ИЕЕ, коэффициент энергоэффективности  $EKPI_i$  следует принять равным достигнутому конструктивному коэффициенту энергоэффективности  $EEXI$  судна. В том случае, если используемое судно не имеет сертификата ИЕЕ, но исходя из общих условий для него возможно произвести расчет коэффициента энергоэффективности  $EEDI_{Attained}$  в соответствии с [4], а маршрут его следования проходит по чистой воде, следует принять  $EKPI_i = EEDI_{Attained}$ .

Однако в условиях Северного морского пути суда движутся с переменной скоростью и имеют разнообразную картину потребления мощности и в сложных с навигационной точки зрения условиях потребляют больше топлива. К тому же для ледовых судов характерен меньший дедевит при большей мощности ЭУ. По этой причине для определения углеродного следа судов с ледовыми усилениями предлагается использовать коэффициент энергоэффективности  $EKPI$ , который имеет переменный характер для учета сезонных условий окружающей среды:

$$EKPI_i = \frac{(\sum_{j=1}^{n_{ME}} P_{ME} \cdot C_{FME(j)} \cdot SFC_{ME(j)}) + (P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE})}{Capacity \cdot V_i}, \quad (2)$$

где  $P_{ME}$  — мощность главных двигателей на скорости  $V_i$ , кВт;

$n_{ME}$  — количество главных двигателей, ед.;

$C_{FME(j)}$  — переводной коэффициент количества израсходованного главными двигателями топлива в г  $CO_2$ -экв. (табл. 1);

$SFC_{ME(j)}$  — удельный расход топлива главными двигателями, г/кВт·ч;

$P_{AE}$  — мощность вспомогательного дизель-генератора, кВт;

$C_{FAE}$  — переводной коэффициент количества израсходованного вспомогательным дизель-генератором топлива в г  $CO_2$ -экв. (табл. 1);

$SFC_{AE}$  — удельный расход топлива вспомогательного дизель-генератора, г/кВт·ч;

$Capacity$  — характеристика полезной грузоподъемности, принимаемая для навалочных судов, танкеров, газовозов и всех видов сухогрузных судов, включая Ро-Ро, равной дедевиту, для пассажирских судов — равной валовой вместимости (GT), а для контейнеровозов — как 70 % дедевита;

$V_i$  — средняя скорость судна на участке  $i$ , уз.

Обозначим различия между коэффициентом энергетической эффективности судна  $EKPI$  в постановке данного исследования и конструктивным коэффициентом энергоэффективности судна  $EEDI_{Attained}$ . В постановке [2] различия выражаются как в намеренном исключении из формулы коэффициентов, не имеющих под собой физическую природу, —  $f_j$ ,  $f_w$  и других, а также разделение маршрута следования на участки с различными навигационными условиями и с соответствующими значениями средних скоростей движения на этих участках, а также переменными значениями потребляемой мощности энергетической установки.

Введение индексов энергоэффективности, являющихся не в последнюю очередь рычагом экономического давления на судовладельцев и промышленность, приводит к поиску новых технических решений для удовлетворения новым экологическим нормам. Одним из очевидных и уже давно используемых за рубежом решений по снижению значений  $EEDI$  и  $EEXI$  является использование топлив, выделяющих при сжигании пониженное количество оксидов серы, азота и углекислого газа, — дистиллятных топлив, а также природного газа и спиртовых топлив — метанола и этанола. Согласно процедуре по расчету значений коэффициентов энергоэффективности, помимо прочего, выполняется перевод количества потраченного судовой энергоустановкой топлива в натуральную величину выбросов  $CO_2$ , для этого применяется соответствующий коэффициент  $C_F$ . В упомянутом документе [4] представлены значения  $C_F$  для различных видов судовых топлив, что позволяет сделать наглядный вывод о необходимости применения альтернативных (по отношению к жидким нефтяным) видов топлива (рис. 1) для снижения количества выбрасываемых в атмосферу парниковых газов.

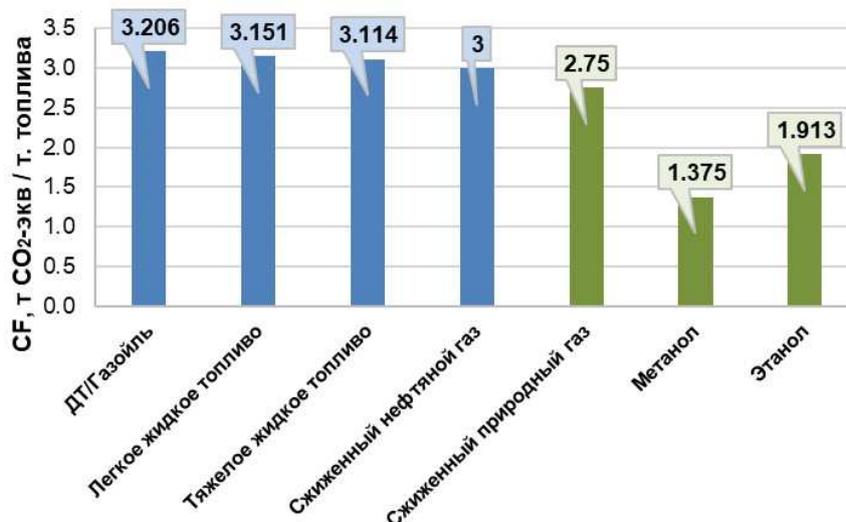


Рис. 1. Коэффициент перевода количества потраченного судовой энергоустановкой топлива в натуральную величину выбросов парниковых газов в  $CO_2$ -экв., тонн  $CO_2$ -экв / тонну топлива

Таким образом, целью исследования становится влияние типа используемого судового топлива на значение ЕКРІ и, соответственно, на величину углеродного следа применительно к судам с высокими категориями ледовых усилений, эксплуатирующимся на маршрутах СМП.

## 1. ХАРАКТЕРИСТИКИ РАСЧЕТНЫХ СУДОВ

Для проведения исследования установим следующие исходные данные: транспортировка грузов осуществляется судами с категорией ледовых усилений Arc7 из акватории Обской губы в восточном направлении. В качестве грузов выступают продукты переработки природного газа и газового конденсата — метанол, аммиак, сжиженный природный газ и карбамид. Таким образом, исследуемыми типами судов являются танкер-химовоз (HX-40-Arc7), газовоз LPG (LPG-30-Arc7), газовоз СПГ (LNG-60-Arc7) и универсальное сухогрузное судно (CO-20-Arc7) с классом ледовых усилений Arc7. Характеристики исследуемых судов были получены различными способами. Для получения характеристик расчетного танкера-химовоза за судно-прототип был взят ледовый дизель-электрический нефтяной танкер «Schturman Albanov», чьи характеристики были пересчитаны для перевозки метанола. Для остальных типов судов характеристики были найдены на основе неледовых судов-прототипов, в нагрузку масс которых включалась масса ледовых усилений, определяемая в соответствии с [5], и рассчитывалась потребная пропульсивная мощность ЭУ по методике [6] и Правилам РС. Совокупность этих задач решалась в классической постановке методом последовательных приближений. В процессе выполнения приближений многократно последовательно решалась задача уравнения плавучести, до тех пор, пока водоизмещение последнего приближения не будет равно водоизмещению предпоследнего. Вариации водоизмещений достигались приращением длины судна, так как вариации отношения длины к ширине  $L/B$  лежат в более широком диапазоне, чем отношение ширины к осадке  $B/d$ . Тем более что для судов ледового класса ширина  $B$  часто является лимитирующим фактором наравне с осадкой  $d$ . Характеристики расчетных судов представлены в табл. 1.

Таблица 1

Основные характеристики расчетных судов

Характеристика	HX-40-Arc7	LPG-30-Arc7	LNG-60-Arc7	CO-20-Arc7
Грузовместимость (98 %), $Q$ , м <sup>3</sup>	51 748	34 513	60 000	32 857*
Грузоподъемн. при летней осадке, $M_{ГР}$ т	40 933	23 517	27 050	19 459
Экипаж, $n_{ЭК}$ , чел	26	32	32	30
Тип СЭУ	ДЭЭУ			
Тип и число ГД	2 × STX MAN 14V32/40, 7000 kW 2 × STX MAN 18V32/40, 9000 kW	4 × Wartsila 6L50DF, 5700 kW	2 × Wartsila 12V50DF, 11 700kW at 514rpm 2 × Wartsila x 6L50DF 5850kW at 514rpm	
Длина наибольшая, $L_{OA}$ , м	248,92	185,69	222,00	176,60
Длина между перпендикулярами, $L_{BP}$ м	232,00	176,80	211,30	167,42
Ширина, $B$ , м	34,00	28,00	33,00	27,50
Осадка летн., $d_{летн.}$ , м	9,50	11,00	9,50	9,50
Дедвейт летн., т	41 801	28 766	30 050	22 000
Водоизм. летн., $\Delta_{летн.}$ т	63 201	44 539	49 250	34 297
Водоизм. порожнем, $\Delta_{пор.}$ т	21 350	15 772	19 200	12 297
Скорость экспл., $v_S$ , уз	14,00	16,50	17,15	16,70
Кол-во и тип пропульсивной установки	2 × Azipod VI 1800	2 × Azipod VI 2300		2 × Azipod VI 1800
Мощность на валах полная, $Pd_{полн.}$ кВт	22 000	19 180	19 600	17 080
Мощность ЭУ суммарная, $Ne$ , кВт	32 000	22 800	35 100	21 960
Валовая регистровая вместимость судна, $GT$	44 345	25 833	43 560	16 634
Чистая регистровая вместимость судна, $NT$	13 306	7686	12 680	9726
* — Grain вместимость трюмов.				

## 2. РАСЧЕТ УГЛЕРОДНОГО СЛЕДА ПРИ ПОМОЩИ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ДЛЯ ТРАНСПОРТНОЙ УСЛУГИ, ОСУЩЕСТВЛЯЕМОЙ РАСЧЕТНЫМИ СУДАМИ В СЛОЖНЫХ НАВИГАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ

Трасса плавания судов во льдах в восточном направлении, от Обской губы до кромки льда в Беринговом море, включает девять последовательных участков, которым присвоены соответственные числовые индексы  $i$  от 1 до 9:

1. Обская губа — Северная оконечность острова Белый;
2. Северная оконечность острова Белый — Меридиан острова Диксон;
3. Меридиан острова Диксон — Меридиан мыса Челюскин;
4. Меридиан мыса Челюскин — Меридиан островов Дунай;
5. Меридиан островов Дунай — Меридиан мыса Кигилях;
6. Меридиан мыса Кигилях — Меридиан устья реки Колыма;
7. Меридиан устья реки Колыма — 180-й меридиан;
8. 180-й меридиан — Восточная граница акватории СМП;
9. Восточная граница акватории СМП — Кромка льда в Беринговом море.

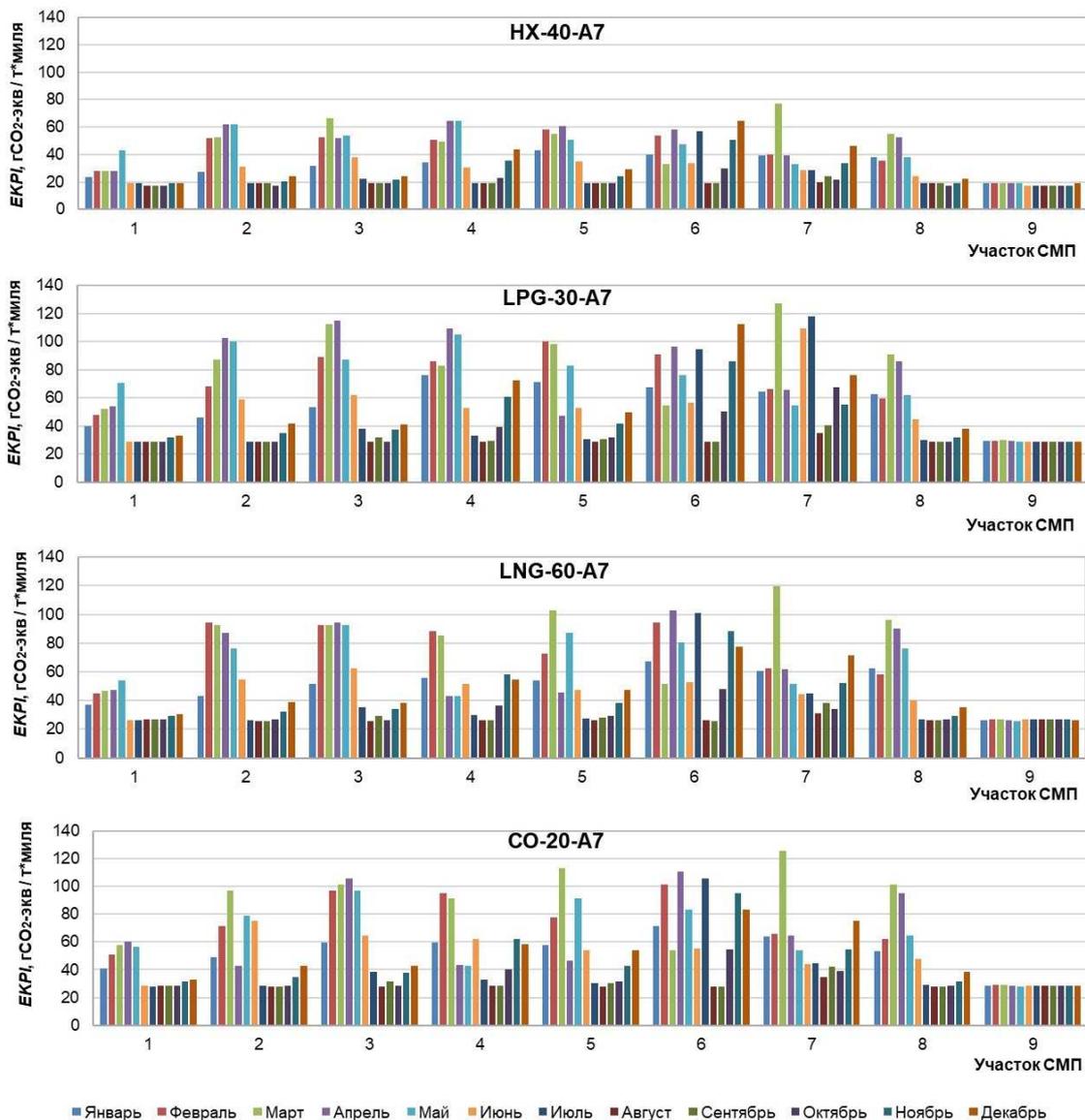


Рис. 2. Значение коэффициента энергоэффективности для расчетных судов при выполнении круглогодичных рейсов по СМП в восточном направлении от Обской губы

Движение во льдах подразумевает частую смену режимов работы пропульсивного комплекса, а также целый ряд тактических мероприятий по преодолению ледовых условий СМП, что однозначно сказывается на потреблении топлива энергетической установкой, а также снижает среднюю скорость движения. Так как обе величины напрямую учитываются в формуле (2), возможно оценить динамику углеродного следа в зависимости от времени года и навигационных условий на маршруте СМП от Обской губы до кромки льда в Беринговом море для расчетных судов (табл. 1). Расчетные значения средних скоростей хода судна во льдах получены из сопоставления результатов оценки гидрометеорологических и ледовых условий на рассматриваемых участках и значений скоростей хода, определенных по требованиям к ледовой ходкости судна и к ледовой прочности его корпуса и соответствующим минимальным из них [7]. В качестве средней скорости хода расчетного транспортного судна во льдах по требованиям к ледовой прочности принята допустимая скорость хода, то есть максимальная скорость хода, с которой судно может двигаться в заданных ледовых условиях, не получая никаких ледовых повреждений.

При плавании судов во льдах коэффициент использования мощности, характеризующий степень утилизации номинального потенциала пропульсивного комплекса судна, принят постоянным и равным 0,85, за исключением случаев, когда скорость хода судна во льдах ограничивается в соответствии с требованиями к ледовой прочности или скоростью хода впереди идущего ледокола. Результаты расчета ЕКРІ для расчетных судов при их эксплуатации на традиционных сортах нефтяных топлив, совершающих грузовой переход по СМП от Обской губы в восточном направлении, представлены на рис. 2.

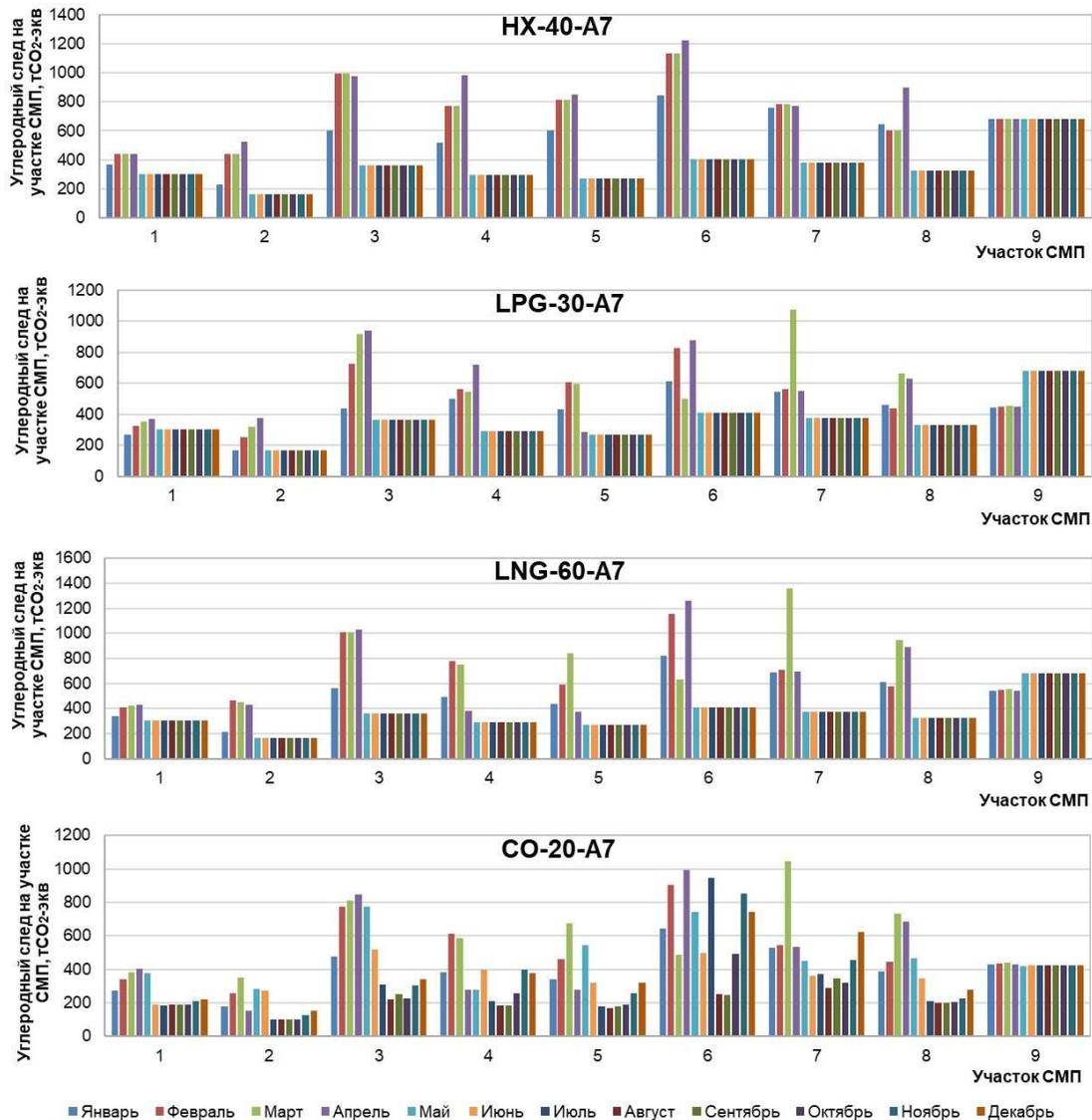


Рис. 3. Углеродный след транспортной услуги для расчетных судов при выполнении круглогодичных рейсов по СМП в восточном направлении от Обской губы

Картина распределения ЕКРІ в течение года для различных судов имеет схожий характер, так как скорости их движения повторяют матрицу внешних гидрометеорологических условий на рассматриваемом участке СМП. Особенно наглядна разница между летне-осенним и зимне-весенним периодами. Пиковые значения ЕКРІ приходятся на зимне-весенний период, а участок № 9 характеризуется практически постоянным значением ЕКРІ для всех расчетных судов, что обусловлено отсутствием на этом участке тяжелых ледовых условий.

По этой же причине аналогичную картину демонстрирует и рис. 3, на котором показан углеродный след, оставляемый расчетными судами.

Суммарный углеродный след при прохождении трассы СМП в восточном направлении от Обской губы показан на рис. 4.

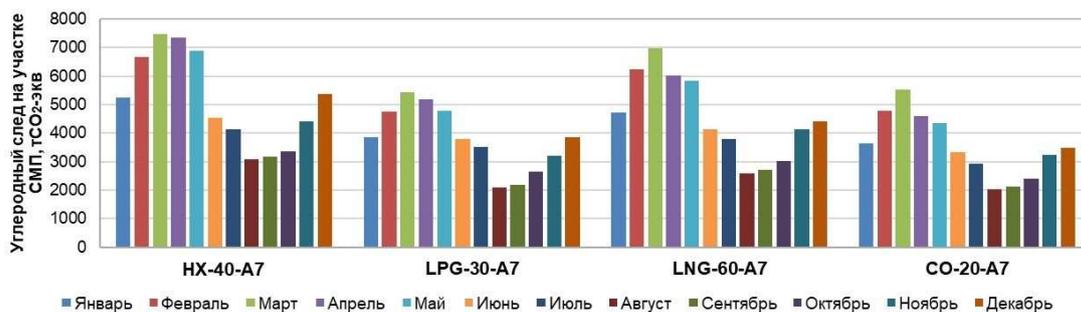


Рис. 4. Углеродный след транспортной услуги для расчетных судов при выполнении круглогодичных рейсов по СМП в восточном направлении от Обской губы

Таким образом, можно заключить, что если речь идет о количественном исчислении углеродного следа, то для принятого в качестве примера судна HX-40-A7 эта величина составляет от 7454 тонн CO<sub>2</sub>-экв в марте до 3083 тонн CO<sub>2</sub>-экв в августе за один рейс от Обской губы на восток. Как уже упоминалось, наиболее действенным средством снижения выбросов парниковых газов судовыми энергоустановками является использование топлив с пониженным содержанием углерода, оксидов серы, азота и других парниковых газов.

### 3. СНИЖЕНИЕ УГЛЕРОДНОГО СЛЕДА ТРАНСПОРТНОЙ УСЛУГИ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ СУДОВЫХ ТОПЛИВ

Методика, описанная в [2] и [3], предполагает использование коэффициента  $C_F$ , отображающего количество тонн CO<sub>2</sub>-экв. в тонне топлива и определяемого в соответствии с [4] (табл. 2).

Таблица 2

Углеродосодержание и переводной коэффициент  $C_F$  для судовых топлив

Тип топлива	Углеродосодержание	$C_F$ (т CO <sub>2</sub> -экв./т топлива)
MDO / MGO (марки DMX...DMB)*	0,8744	3,206
LFO (марки RMA...RMD)*	0,8594	3,151
HFO (марки RME...RMK)*	0,8493	3,114
Бутан	0,8182	3,000
Пропан	0,8264	3,030
СПГ	0,7500	2,750
Метанол	0,3750	1,375
Этанол	0,5217	1,913

\* — по ГОСТ Р 54299-2010<sup>[8]</sup>.

Для каждого расчетного судна кроме газозова СПГ (LNG-60-A7) возможно применение альтернативного топлива: для химовоза HX-40-A7 это метанол, для газовоза LPG-30-A7 — аммиак, а для универсального сухогрузного судна CO-20-A7 — сжиженный природный газ. В случае химовоза и газовоза метанол и аммиак являются грузами этих судов по умолчанию. В случае универсального сухогрузного судна СПГ хранится в криогенной емкости на палубе (рис. 5).

Рассчитаем углеродный след, образующийся в результате использования альтернативных видов топлива, и сравним результаты с предыдущим расчетом (рис. 6).

Оценка результатов расчета показывает, что при использовании в качестве топлива метанола величина углеродного следа, оставляемого танкером-химовозом НХ-40-А7, снизилась на 56,9 %, использование пропана в качестве топлива на газовозе LPG-30-А7 позволяет уменьшить углеродный след на 6,42 %, аммиака — на 96 %, использование СПГ в качестве топлива на универсальном сухогрузном судне СО-20-А7 позволило снизить углеродный след на 14 %.



Рис. 5. Размещение СПГ-емкостей на палубе контейнеровоза Isla Bella [9]

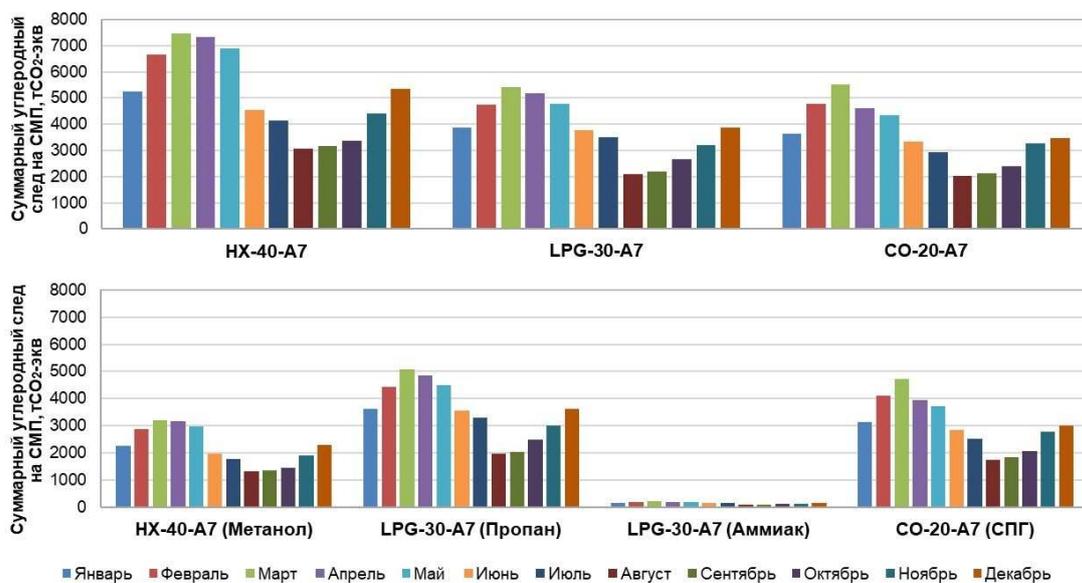


Рис. 6. Углеродный след транспортной услуги с применением альтернативных топлив

## ВЫВОДЫ

Использование представленной методики оценки углеродного следа позволило количественно оценить влияние типа используемого судового топлива на углеродный след транспортной услуги, определяемый через коэффициент энергетической эффективности транспортного судна.

Представленные в исследовании расчеты позволяют сделать несколько важных выводов: использование альтернативных топлив позволяет значительно снизить количество выбрасываемых в атмосферу парниковых газов; наилучшие результаты продемонстрировали метанол и аммиак — снижение количества выбрасываемого CO<sub>2</sub>-экв. составило 57 % и 96 % соответственно.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Приложение VI Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов 1973 года, измененная Протоколом 1978 года к ней (МАРПОЛ 73/78). ИМО, актуальная версия.
2. Буянов А.С. Формирование методологического подхода к процессу определения углеродного следа транспортной услуги с использованием коэффициентов энергоэффективности судна / А.С. Буянов, А.С. Реуцкий // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2023. — № 70/71. — С. 13 — 28.
3. Буянов А.С. Коэффициент энергоэффективности как инструмент определения углеродного следа от работы морских судов ледовых классов / А.С. Буянов, В.В. Якимов, А.С. Реуцкий // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2023. — № 72/73. — С. 21 — 31.
4. 2020 Industry Guidelines for calculation and verification of the Energy Efficiency Design Index (EEDI) (IACS PR38 Rev.3).
5. Таровик О.В. Методика определения масс конструкций ледовых усилений транспортных судов на ранних стадиях проектирования: дис. ... канд. техн. наук / О.В. Таровик. — СПб., 2015.
6. Косоротов А.В. Метод оценки буксировочного сопротивления современных ледоколов и судов ледового плавания на чистой воде / А.В. Косоротов // Труды Крыловского государственного научного центра. — 2020. — № 1(391). — С. 29 — 41.
7. Апполонов Е.М. Ледовая прочность судов, предназначенных для круглогодичной арктической навигации / Е.М. Апполонов. — СПб.: Изд-во СПбГМТУ, 2016. — 288 с.
8. ГОСТ Р 54299-2010 (ИСО 8217:2010) Топлива судовые. Технические условия.
9. Breskin I. Business of shipping: The LNG bunkering era is here. [Электронный ресурс] URL: <https://gcaptain.com/business-of-shipping-the-lng-bunkering-era-is-here/>

## REFERENCES

1. Annex VI to the International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, 1973 as modified by the Protocol of 1978 (MARPOL 73/78). IMO current version.
2. Buyanov A.S., Reutsky A.S. Formation of a methodology for determining the carbon footprint of a transport service using ship energy efficiency coefficients. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2023 (70/71): 13 — 28.
3. Buyanov A.S., Yakimov V.V., Reutsky A.S. Energy efficiency coefficient as a tool for determining the carbon footprint from the operation of sea-going ships of ice classes. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2023 (72/73): 21 — 31.
4. 2020 Industry Guidelines for calculation and verification of the Energy Efficiency Design Index (EEDI) (IACS PR38 Rev.3).
5. Tarovik O.V. Metodika opredeleniya mass konstruktssii ledovykh usilenii transportnykh sudov na rannikh stadiyakh proektirovaniya: dis. ... kand. tekhn. nauk [Methodology for determining the masses of ice reinforcement structures for transport vessels at early stages of design]. St. Petersburg, 2015. (In Russ.)
6. Kosorotov A.V. Towing resistance assessment method for modern icebreakers and ice-going vessels in open water]. *Transactions of the Krylov State Research Centre*. 2020. № 1(391): 29 — 41. (In Russ.)
7. Appolonov E.M. Ledovaya prochnost' sudov, prednaznachennykh dlya kruglogodichnoi arkticheskoi navigatsii [Ice strength of vessels designed for year-round Arctic navigation]. St. Petersburg: SPbGMTU, 2016. (In Russ.)
8. GOST P 54299-2010 (ISO 8217:2010) Marine fuels. Specifications. (In Russ.)
9. Breskin I. Business of shipping: The LNG bunkering era is here. URL: <https://gcaptain.com/business-of-shipping-the-lng-bunkering-era-is-here/>

УДК 62-144.3

## ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ВПУСКНОГО КЛАПАНА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУШНОГО ВИХРЯ В ЦИЛИНДРЕ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

**И.Р. Галиев**, канд. техн. наук, доцент, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121 Россия, Санкт-Петербург, Лоцманская ул., 3, e-mail: sbs777@yandex.ru

**Д.С. Максимов**, магистрант, Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 190121 Россия, Санкт-Петербург, Лоцманская ул., 3, e-mail: maksimovmityai@yandex.ru

Изучены закономерности влияния формы впускного клапана на характеристики воздушного вихря в цилиндре судового двигателя. Обзор литературы показал, что научной стороной вопроса совершенствования конструкции впускных клапанов занимаются ученые и инженеры ведущих университетов и технологических компаний во всем мире. До конца не решенные научные вопросы сдерживают широкомасштабное применение в судовых дизельных двигателях клапанов с ширмами и спиральными направляющими. Поэтому дальнейшие исследования в данной области являются актуальной задачей. В статье представлены результаты исследования влияния угла охвата ширмы и спиральных направляющих на впускном клапане на коэффициент наполнения, вихревое число, среднюю и пульсационную скорости воздушного вихря в цилиндре судового дизельного двигателя 16Д49. В основе математической модели рабочего процесса судового двигателя были использованы трехмерные уравнения нестационарного переноса. Для определения характеристик турбулентности использовалась  $k-\omega$  SST модель турбулентности. Выявлено, что применение клапанов с направляющими вставками способствует формированию организованного упорядоченного движения воздуха вокруг оси цилиндра двигателя, уменьшению коэффициента наполнения на 1 — 4 %, увеличению вихревого числа в 2,7 раза, уменьшению пульсационной скорости в 3,9 раза и увеличению средней скорости потока в 3,6 раза. Показано, что использование клапанов с направляющими вставками может быть актуальным решением для организации вихревого движения воздуха в цилиндре судового двигателя.

**Ключевые слова:** впускной клапан, турбулентность, коэффициент наполнения, пульсационная скорость, вихревое число, CFD-моделирование.

## INFLUENCE OF INLET VALVE SHAPE ON AIR VORTEX CHARACTERISTICS IN A MARINE ENGINE CYLINDER

**I.R. Galiev**, PhD, Associate Professor, St. Petersburg State Marine Technical University, 190121 Russia, St. Petersburg, Lotsmanskaya ul., 3, e-mail: sbs777@yandex.ru

**D.S. Maksimov** Master's student, St. Petersburg State Marine Technical University, 190121 Russia, St. Petersburg, Lotsmanskaya ul., 3, e-mail: maksimovmityai@yandex.ru

The influence patterns of the intake valve shape on the characteristics of the air vortex in the cylinder of a marine engine are studied. The literature review showed that the scientific side of the issue of improving the design of intake valves is studied by scientists and engineers from leading universities and technology companies around the world. Unresolved scientific issues hinder the large-scale use of valves with screens and spiral guides in marine diesel engines. Therefore, further research in this area is an urgent task. The article presents the results of a study of the influence of the wrap angle of the screen and spiral guides on the intake valve on the filling factor, swirl number, average and pulsation velocities of the air vortex in the cylinder of the 16D49 marine diesel engine. The mathematical model of the working process of the marine engine was based on three-dimensional equations of unsteady transfer. The  $k-\omega$  SST turbulence model was used to determine the turbulence characteristics. It was found that the use of valves with guide inserts contributes to the formation of an organized orderly air movement around the engine cylinder axis; reduction of the filling factor by 1 — 4 %; increase of the swirl number by 2.7 times; reduction of the pulsation velocity by 3.9 times and increase of the average flow velocity by 3.6 times. It is shown that the use of valves with guide inserts can be a relevant solution for organizing the vortex movement of air in the cylinder of a marine engine.

**Keywords:** inlet valve, turbulence, filling coefficient, pulsation velocity, swirl number, CFD modeling.

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время дизельные двигатели занимают устойчивое положение в судовой энергетике. С учетом тенденции ужесточения законодательных требований и потребительских запросов к двигателям улучшение их конструкции является актуальной задачей [1, 2]. Важным фактором в интенсификации процесса сгорания и уменьшении выбросов вредных веществ в отработавших газах является повышение средней скорости воздушного потока за счет организации вращательного движения воздуха, поступающего в цилиндр двигателя [3]. Одной из проблем в совершенствовании процесса впуска является определение оптимальной формы впускного клапана, который бы обеспечивал максимальное наполнение цилиндра воздухом с возможностью организации вращательного движения [4 — 6]. Для сравнения степени совершенства процесса впуска различных двигателей используют коэффициент наполнения цилиндра, который представляет собой отношение массы свежего заряда, поступившего в цилиндр двигателя, к массе свежего заряда, теоретически способного заполнить рабочий объем цилиндра. На номинальном режиме работы дизельного двигателя коэффициент наполнения достигает 90 — 95%. Известно, что на процесс наполнения влияет множество факторов (наддув, температура воздуха, частота вращения коленчатого вала, давление и т. д.), которые необходимо учитывать при профилировании элементов системы впуска [7]. Так, в работе Р.З. Кавтарадзе [8] рассматривается вихревое движение воздушного потока в качестве одной из основных характеристик процесса впуска. Формирование вихревого потока направлено на повышение коэффициента наполнения, оптимизацию смесеобразования и промотирование сгорания топлива в цилиндре. Увеличение скорости движения воздуха приводит к увеличению интенсивности турбулентности и формированию мелко-масштабных турбулентных вихрей.

В настоящее время для оценки интенсивности воздушного вихря используют вихревое число ( $D$ ), равное отношению тангенциальной скорости к аксиальной (осевой) скорости потока. Большую работу в данном направлении проводят исследователи из МГТУ им. Баумана. В статье [9] авторы с применением методов численного моделирования показали, что с увеличением вихревого числа возрастают удельные выбросы оксидов азота в отработавших газах и повышается максимальное давление в цилиндре среднеоборотного двигателя ЧН26,5/31 на режимах номинальной мощности (частота вращения коленчатого вала 1000 мин<sup>-1</sup>, цилиндровая мощность 334 кВт), а также 50 % и 0 % нагрузки. Также делаются выводы о существовании оптимального значения вихревого числа с точки зрения минимизации расхода топлива. Схожие результаты исследования публикуют авторы работы [10], в которых отмечается, что с увеличением вихревого числа с 0,78 до 1,28 происходит увеличение эмиссии оксидов азота на 7,5 %, при этом мощность среднеоборотного дизеля увеличивается на 3 %, индикаторный КПД — на 1,6 %, а расход топлива уменьшается на 2,78 %.

Организация вихревого движения воздуха в цилиндре двигателя во время процесса впуска осуществляется тремя способами [7, 8]. Первый способ заключается в подаче воздуха по касательной к стенке цилиндра двигателя с помощью тангенциального канала. В результате создается вихревое движение воздушного потока, устремляющегося вниз к поршню по винтовой траектории. Форма тангенциального канала ограничена конструкцией головки блока цилиндров. Движение воздуха по периметру клапанной щели происходит неравномерно из-за взаимодействия воздушного потока со штоком и тарелкой клапана. Кроме этого, в камере сгорания возникает обратный воздушный поток, который затухает при столкновении с основным потоком. В результате снижается кинетическая энергия воздушного потока и нивелируется благотворное влияние воздушного вихря на процессы смесеобразования и сгорания топлива. Второй способ формирования вихря заключается в применении впускного канала винтовой формы. Закручивание потока обусловлено геометрией самого канала и не зависит от его расположения относительно оси цилиндра двигателя. В данном случае движение воздуха по периметру клапанной щели равномерное, и обратных потоков, в отличие от тангенциального канала, не возникает. Третий способ создания направленного воздушного потока заключается в преграждении части проходного сечения с помощью специальной сегментной вставки (ширмы) на впускном клапане. Таким образом, впускной клапан выполняет две функции: наполнение цилиндра и закрутку воздуха. Очевидно, что данный способ является самым простым для доработки впускной системы и организации вихревого движения. Клапаны с ширмой часто применяют в экспериментальных двигателях, а также при доводке серийных двигателей, так как они позволяют быстро и без изменения конструкции головки блока цилиндров определить оптимальную интенсивность вихревого движения, обеспечивающую требуемые показатели рабочего процесса двигателя. Подобную конструкцию можно встретить в дизельных двигателях Wola H12, производимых в Польше. К недостаткам данного типа клапанов можно отнести увеличение их веса, стоимости изготовления, гидравлического сопротивления, снижение коэффициента наполнения на 5 — 10%, а также невозможность регулирования величины закрутки.

Данная проблема сподвигла исследователей к поиску возможности регулирования величины турбулизации заряда, что позволило бы обеспечить оптимальную закрутку на всех режимах работы двигателя. В результате были предложены различные конструкции впускных каналов, в которых величина закрутки изменялась при помощи изменения проточной части. Например, компанией Nissan Diesel Motor Company была предложена схема, в которой закрутка обеспечивалась при помощи винтового канала и направляющих на клапанах, что позволяет добиться лучших эффективных показателей на всех режимах работы двигателя. В исследовании [11] было изучено влияние формы впускного клапана на экологические и энергетические характеристики двигателя с искровым зажиганием. В работе показано, что двигатель с впускным клапаном с ширмой имеет более низкие выбросы несгоревших углеводородов и оксидов углерода. Выбросы оксидов азота, максимальное давление цикла и удельный расход топлива были близки к двигателю, использующему стандартный (т. е. без ширмы) впускной клапан. В работе [12], выполненной на одноцилиндровом исследовательском двигателе, показано, что использование клапана с ширмой позволяет получить в цилиндре двигателя более высокие коэффициенты завихрения и скорость движения воздушного вихря. В результате улучшается процесс смесеобразования и сгорания. В статье [13] приводятся данные о влиянии конструкции клапана с ширмой на вихревое число и коэффициент наполнения цилиндра дизельного двигателя. Авторами статьи делается вывод, что использование ширмы на клапане уменьшает коэффициент наполнения на 3 %, при этом увеличивает вихревое число и турбулентную кинетическую энергию на 5,2 % и 45 % соответственно. Определение оптимального числа ширм на клапане изучалось в работе [12]. Показано, что увеличение ширм с 2 до 6 штук не приводит к заметному увеличению интенсивности турбулентности и вихревого числа. Экспериментально зафиксировано увеличение эффективного КПД дизельного двигателя на 3 % при использовании спиральных направляющих на клапане и на 5 % при использовании клапана с ширмой. Анализ токсичности отработавших газов [14], выявил уменьшение концентрации несгоревших углеводородов с 130 до 70 ppm при использовании спиральных направляющих на клапане и до 120 ppm при использовании клапана с ширмой.

Таким образом, обзор литературы показал, что научной стороной вопроса совершенствования конструкции впускных клапанов занимаются ученые и инженеры ведущих университетов и технологических компаний во всем мире. Несмотря на достигнутые успехи, все еще остаются нерешенные научные вопросы, которые сдерживают широкомасштабное применение в судовых дизельных двигателях клапанов с ширмами и спиральными направляющими. Поэтому дальнейшие исследования в данной области являются актуальной задачей.

Цель настоящей работы состоит в том, чтобы исследовать влияние формы впускного клапана на коэффициент наполнения, вихревое число, среднюю и пульсационную скорости воздушного вихря в цилиндре судового дизельного двигателя.

## МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

Объектом исследования являлся судовой дизельный двигатель 16Д49, выпускаемый Коломенским заводом. Выбор марки двигателя обусловлен его широким применением в современном судостроении. Технические характеристики двигателя 16Д49 представлены в табл. 1.

Таблица 1

Технические характеристики двигателя 16Д49

Технические характеристики	Значения
Размерность двигателя	ЧН 26/26
Расположение цилиндров	V-образное
Число цилиндров	16
Число тактов	4
Номинальная мощность	4412 кВт
Рабочий объем одного цилиндра	13,85 л

В качестве метода исследования влияния формы впускного клапана на параметры рабочего процесса судового дизельного двигателя был использован метод конечных объемов, реализованный в программном продукте Ansys Fluent. Ключевыми этапами выполнения работы являются: 1) проведение теплового расчета двигателя с использованием методики Гриневецкого — Мазинга, реализованной в программе DVS 3.0; 2) построение 3D-модели впускного канала и клапана; 3) задание начальных условий и выбор модели турбулентности; 4) выполнение CFD-моделирования в программе Ansys Fluent; 5) валидация и анализ результатов моделирования.

На рис. 1 представлен протокол теплового расчета двигателя 16Д49, выполненного в программе DVS 3.0.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ							
$N_e=4412,0$	$\rho_k=0,384$	$\alpha=2,000$	$\gamma_f=0,050$	$\xi_z=0,850$	$\pi_{kz}=1,000$	$p_{r1}=0,257$	
$n=1100,0$	$T_k=320,0$	$T_{k1}=317,0$	$T_f=820,0$	$\xi=0,925$	$\eta_{ак1}=0,780$	$\eta_{ит1}=0,780$	
$D=0,260$	$\rho_0=0,101$	$\varphi_a=1,05$	$\Delta p_0=0,0030$	$\rho_a/\rho_k=0,960$	$\eta_{акz}=1,000$	$\eta_{ит2}=1,000$	
$S=0,260$	$T_0=303,0$	$\varepsilon=13,5$	$\Delta T_a=10,0$	$\rho_f/\rho_k=0,940$	$\eta_{мк1}=0,970$	$k_{r1}=1,339$	
$Z=0,5$	$\rho_2=0,105$	$\lambda=1,3$	$\Delta p_{во1}=0,004$	$\kappa_1=1,000$	$\eta_{мк2}=1,000$	$k_{r2}=1,349$	
$l=16$	$\psi_f=0,000$	$F_z \max=15,00$	$\Delta p_{воz}=0,004$	$\zeta=0,97$	$\eta_M^A=0,870$	$r_f=1,330$	
						$Q_H=42700,0$	
СХЕМА НАДДУВА: Свободный ТК - 1 ВО							
СКОРРЕКТИРОВАННЫЕ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ							
$N_e=4411,6$	$\rho_k=0,384$	$\alpha=2,000$	$\gamma_f=0,050$	$\xi_z=0,850$	$\pi_{kz}=1,000$	$p_{r1}=0,105$	
$n=1100,0$	$T_k=320,0$	$T_{k1}=320,0$	$T_f=820,0$	$\xi=0,925$	$\eta_{ак1}=0,780$	$\eta_{ит1}=0,780$	
$D=0,260$	$\rho_0=0,101$	$\varphi_a=1,05$	$\Delta p_0=0,0030$	$\rho_a/\rho_k=0,960$	$\eta_{акz}=1,000$	$\eta_{ит2}=1,000$	
$S=0,260$	$T_0=303,0$	$\varepsilon=13,5$	$\Delta T_a=10,0$	$\rho_f/\rho_k=0,940$	$\eta_{мк1}=0,970$	$k_{r1}=1,345$	
$Z=0,5$	$\rho_2=0,105$	$\lambda=1,25$	$\Delta p_{во1}=0,004$	$\kappa_1=1,000$	$\eta_{мк2}=1,000$	$k_{r2}=1,349$	
$l=16$	$\psi_f=0,000$	$F_z \max=15,00$	$\Delta p_{воz}=0,000$	$\zeta=0,97$	$\eta_M^A=0,870$	$r_f=1,330$	
						$Q_H=42700,0$	
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА							
ПРОЦЕСС НАПОЛНЕНИЯ		ПРОЦЕСС СЖАТИЯ		ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ		ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ	
$\rho_{k2}=0,383$	$T_{k2}=320,0$	$a_{vc}=19,289$	$L=0,990$	$a_{vb}=19,884$	$\rho=1,780$		
$\rho_{k1}=0,383$	$T_a=353,3$	$b_c=0,003$	$\beta_0=1,032$	$b_b=0,003$	$\delta=7,584$		
$\rho'_k=0,387$	$\rho_a=0,368$	$n_1=1,369$	$\beta=1,030$	$Q_{H1}=43102,9$	$n_2=1,254$		
$\pi_{k1}=3,940$	$\eta'_H=0,894$	$p_c=11,980$	$x_z=0,919$	$p_z=15,000$	$T_b=1101,4$		
$T'_k=489,5$	$\eta_H=0,894$	$T_c=923,1$	$\beta_z=1,028$	$\lambda=1,25$	$p_b=1,182$		
$\Delta T_{во1}=169,5$	$\varphi_k=0,939$		$a_{vz}=19,837$	$a_{pz}=28,151$			
$\Delta T_{во2}=0,0$	$\alpha_\Sigma=2,100$		$b_z=0,003$	$T_z=1847,3$			
КОМПРЕССОРЫ И ТУРБИНЫ							
$l_{ак1}=146,233$	$T_f=820,2$	$M_1=5,567E-5$	$b_f=0,003$	$\delta_{r1}=0,305$	$\bar{c}_{pr2}^{(ад)}=30,089$		
$\delta_{k1}=0,302$	$\bar{c}_{pk}=28,377$	$\pi_{r1}=3,432$	$a_{pr}=28,170$	$T_{r1}=629,8$	$\bar{c}_{p(r1-r2)}=30,089$		
$l_{акz}=0,000$	$\bar{c}_{pr}=30,717$	$r'_1=0,508$	$\bar{c}_{pr1}^{(ад)}=29,944$	$\pi_{r2}=1,000$	$H_{ar2}=0,000$		
$\delta_{kz}=0,000$	$\bar{c}_{pr}^*=30,609$	$r'_1=0,492$	$\bar{c}_{p(r-1)}^*=32,398$	$T_{r2}^A=629,8$	$\delta_{r2}=0,000$		
$p_r=0,360$	$T_r=798,8$	$a_{vr}=19,856$	$H_{ar1}=7020,086$	$\bar{c}_{pr1}^*=30,089$	$T_{r1}^A=582,1$		
Небаланс работ в турбокомпрессорах:			$\Delta_1=0,003$	$\Delta_2=0,000$			
ИНДИКАТОРНЫЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ							
$p_i=2,505$	$\eta_M=0,870$	$g_i=0,187$	$\eta_i=0,451$	$N_i=5070,8$			
$p_e=2,179$	$p_{i1}=2,582$	$g_e=0,215$	$\eta_e=0,392$	$N_e=4411,6$			

Рис. 1. Протокол теплового расчета двигателя 16Д49

Для точного определения формы впускного канала и клапана было произведено 3D-сканирование двигателя с помощью портативного 3D-сканера фирмы SIMSCAN. Точность прибора составляла 0,02 мм, а скорость сканирования 2,8 млн циклов в секунду. Работа по сканированию проводилась в лаборатории Военно-морского политехнического института (г. Пушкин). Результатом сканирования стал массив точек, по которым была создана STL-модель. На рис. 2 показана сеточная 3D-модель и чертеж крышки цилиндра после сканирования.

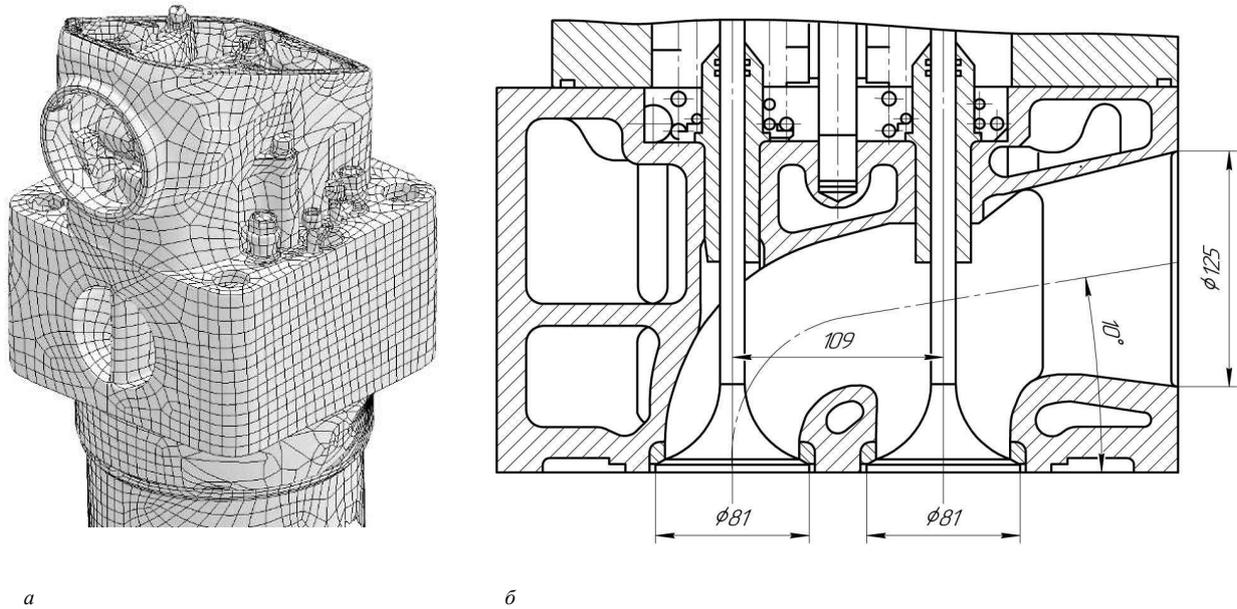


Рис. 2. Геометрия крышки цилиндра двигателя 16Д49:  
а — 3D-модель крышки цилиндра; б — поперечный разрез впускного канала

Следующим этапом в подготовке геометрии для CFD-моделирования стало создание трехмерных моделей исследуемых клапанов. Способ организации вихревого движения воздушного заряда с помощью ограничения части проходного сечения предусматривает установку сегментной вставки (ширмы) на внутренней стороне тарелки клапана (рис. 3).

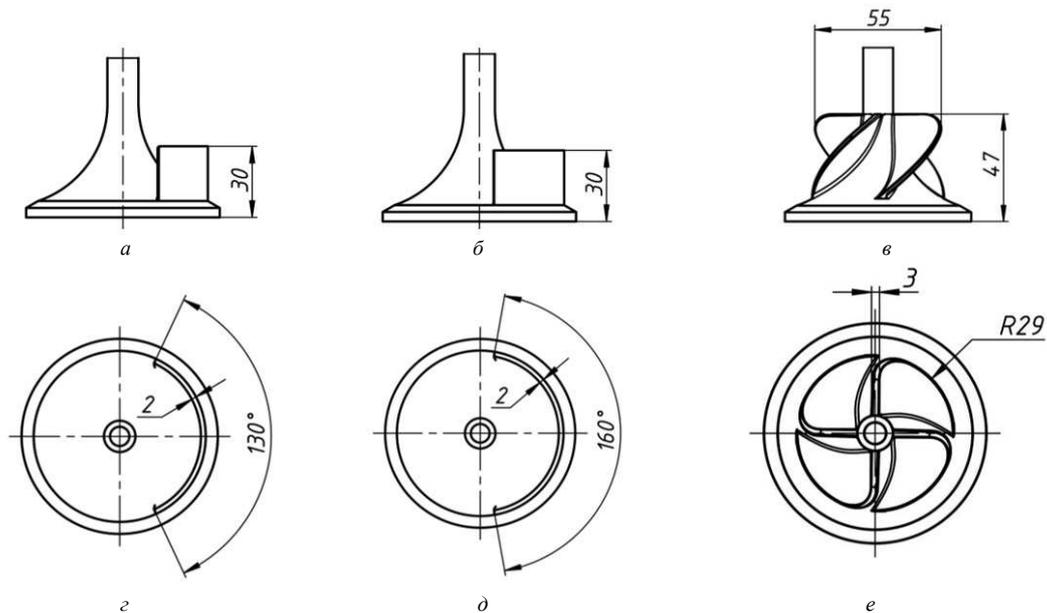


Рис. 3. Эскизы клапанов с ширмами (а, б, г, д) и спиральными направляющими (е, е)

Угол охвата ширмы  $\alpha$  определяет, какую часть проходного сечения преграждает ширма. В рамках данной работы исследовано влияние геометрии впускного клапана с углом охвата ширмы  $\alpha = 130^\circ$  (рис. 3а и 3з) и  $\alpha = 160^\circ$  (рис. 3б и 3д). Для исследования влияния закрутки заряда дополнительно был спроектирован клапан со спиральными направляющими (рис. 3в и 3е). При такой конструкции клапана будет формироваться вращающийся воздушный поток, но проходное сечение не уменьшится.

Расчет динамики впускного клапана осуществлялся с использованием программы TOPOS. Для CFD-моделирования движения впускных клапанов был написан программный код на языке C++, описывающий изменение подъема клапана в зависимости от угла поворота коленчатого вала (рис. 4).

```
((valve 25 point))
(angle 0 5 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 105 110 120 130 140
150 160 170 180 190 200 205 210)
(lift 0 0.001 0.003 0.006 0.009 0.012 0.015 0.018 0.02 0.022
0.023 0.0238 0.024 0.0238 0.023 0.022 0.02 0.018 0.015 0.012
0.009 0.006 0.003 0.001 0))
```

Рис. 4. Программный код, описывающий изменение подъема клапана в зависимости от угла поворота коленчатого вала

Построение сеточной модели является ключевым этапом в численном моделировании, так как от качества сетки зависит точность и достоверность результатов CFD-моделирования [15]. Построение конечно-элементной сетки осуществлялось в программе Ansys Fluent Mesh. Гексаэдрическая форма ячеек использовалась для областей с динамической сеткой, а тетраэдрическая форма ячеек применялась для областей со стационарной сеткой. На рис. 5 представлен внешний вид и поперечный разрез конечно-элементной модели двигателя 16Д49.

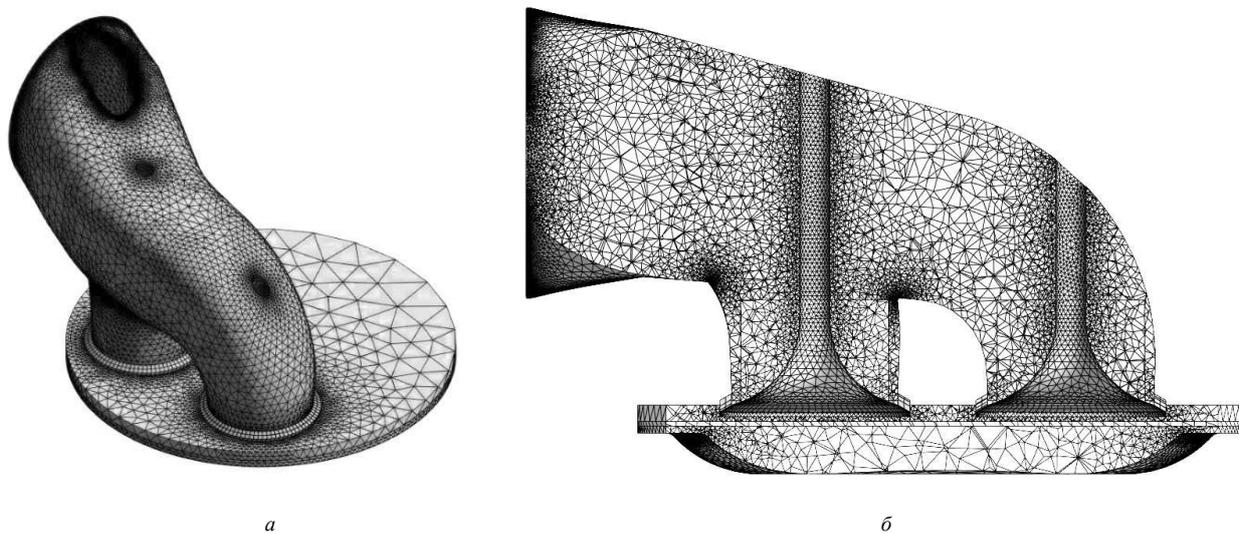


Рис. 5. Конечно-элементная модель впускного канала и камеры сгорания двигателя 16Д49:  
а — внешний вид; б — поперечный разрез

Для обеспечения высокой точности расчетов была выбрана  $k$ - $\omega$  SST (Shear Stress Transport) модель турбулентности, которая позволяет учитывать процессы в пограничном слое и объеме камеры сгорания двигателя [16]:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho k W_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \rho P_k - \rho C_\mu k \omega,$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho \omega W_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} \rho P_k - \rho \beta_3 \omega^2,$$

где  $k$  — кинетическая энергия турбулентности;  
 $\mu_t$  — турбулентная вязкость;  
 $\sigma_{k3}$  и  $\sigma_{\omega 3}$  — эмпирические константы;  
 $P_k$  — скорость генерации турбулентной энергии;  
 $C_\mu$  — константа,  $C_\mu = 0,0845$ ;  
 $\omega$  — величина, обратная времени жизни крупных вихрей;  
 $F_1$  — функция-переключатель;  
 $\alpha_3$  — обратное число Прандтля;  
 $\beta_3$  — эмпирический коэффициент.

Пульсационная скорость рассчитывалась с использованием значений кинетической энергии турбулентности ( $k$ ):

$$U' = \sqrt{2k/3}.$$

Для валидации результатов CFD-моделирования была построена зависимость давления и температуры в процессе впуска и сжатия от угла поворота коленчатого вала. Сравнение результатов CFD-моделирования с индикаторной диаграммой, построенной по результатам теплового расчета в программе DVS 3.0, показало расхождение менее 5 %.

## РЕЗУЛЬТАТЫ CFD-МОДЕЛИРОВАНИЯ И ИХ АНАЛИЗ (RESULTS OF CFD MODELING AND ANALYSIS)

В результате проведенного CFD-моделирования были получены поля средней и пульсационной скорости вихревого потока. На рис. 6 представлено векторное поле средней скорости в верхней мертвой точке при различной геометрии клапанов. Выявлено, что применение клапанов с направляющими вставками способствует формированию организованного упорядоченного движения воздуха вокруг оси цилиндра двигателя.

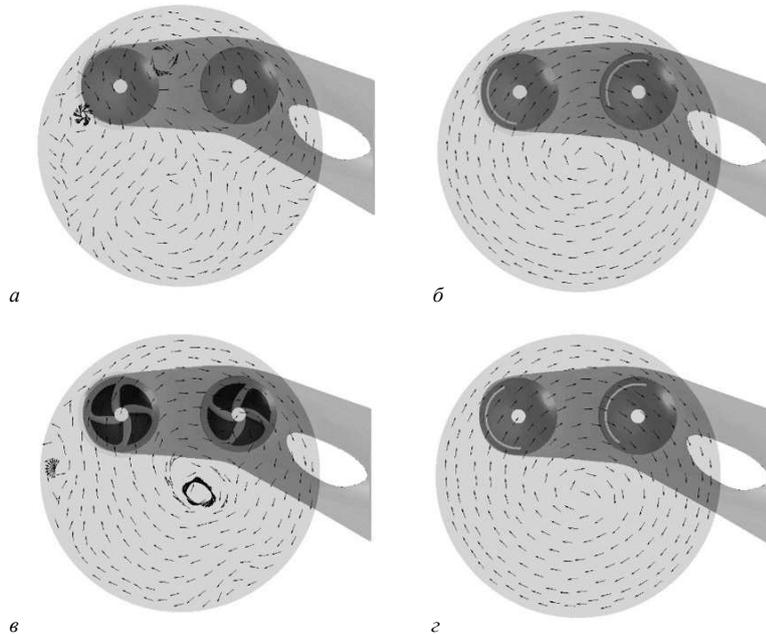


Рис. 6. Векторное поле скоростей при различной форме клапанов: а — исходный клапан; б — клапан с ширмой ( $\alpha=130^\circ$ ); в — клапан с ширмой ( $\alpha=160^\circ$ ); г — клапан со спиральными направляющими

Изучение влияния формы клапана на коэффициент наполнения показало, что использование клапанов с ширмой и спиральными направляющими приводит к незначительному уменьшению коэффициента наполнения (рис. 7). При использовании ширмы с углом охвата  $\alpha=130^\circ$  коэффициент наполнения уменьшился на 2 %, а в случае с ширмой с углом  $\alpha=160^\circ$  — на 4 %. То есть чем больше угол охвата  $\alpha$ , тем меньше коэффициент наполнения. Использование спиральных направляющих на впускных клапанах показало ухудшение коэффициента наполнения всего на 1 %.

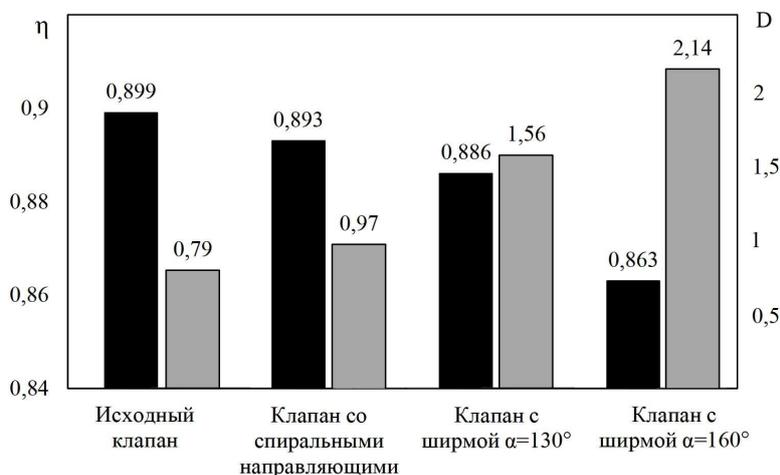


Рис. 7. Влияние формы клапана на коэффициент наполнения ( $\eta$ ) и вихревое число ( $D$ ) в цилиндре двигателя

Форма впускного клапана и угол поворота коленчатого вала двигателя оказывают существенное влияние на вихревое число (рис. 7). При использовании стандартного клапана вихревое число в верхней мертвой точке составляет  $D=0,79$ . Максимальное значение вихревого числа в камере сгорания достигло  $D_{\max}=0,87$  при положении поршня в нижней мертвой точке, а минимальное значение  $D_{\min}=0$  перед началом процесса впуска. Применением клапанов с ширмой подтвердили гипотезу о том, что преграждение части проходного сечения способствует формированию интенсивных вихрей в цилиндре двигателя. Увеличение угла  $\alpha$  приводит к увеличению вихревого числа. Для клапана с ширмой  $\alpha=130^\circ$  вихревое число в верхней мертвой точке  $D=1,56$ , а для клапана с ширмой  $\alpha=160^\circ$   $D=2,14$ , то есть вихревое число увеличилось в 2,7 раза по сравнению со стандартным клапаном. Использование клапанов со спиральными направляющими не дало таких высоких результатов. Наличие направляющих хоть и сформировало вихревое движение ( $D$  увеличилась в 1,23 раза), но менее значительное по сравнению с ширмой.

На рис. 8 представлено влияние формы клапана на пульсационную и среднюю скорость потока воздуха в цилиндре двигателя. Выявлена закономерность уменьшения пульсационной скорости и увеличения средней скорости потока при улучшении организации вихревого движения воздуха в цилиндре двигателя. Так, при положении поршня в верхней мертвой точке  $U'$  уменьшилась в 3,9 раза (т.е. с 0,456 до 0,116 м/с), а  $U_{\text{ср}}$  увеличилась в 3,6 раза (т.е. с 6,69 до 24,66 м/с). Это объясняется тем, что использование клапанов с ширмами приводит к упорядочиванию вихревых потоков, в результате турбулентная составляющая скорости уменьшается, а средняя скорость потока увеличивается.

Отметим, что чрезмерная турбулизация топливовоздушной смеси (т.е. увеличение пульсационной скорости) способствует увеличению растяжения и разрывов фронта пламени, что может в конечном счете привести к погасанию пламени в двигателе. Увеличение средней скорости потока, напротив, способствует увеличению скорости распространения пламени. Поэтому использование клапанов с направляющими вставками может быть актуально для высокооборотных поршневых двигателей, реализующих технологию сжигания бедной топливовоздушной смеси.

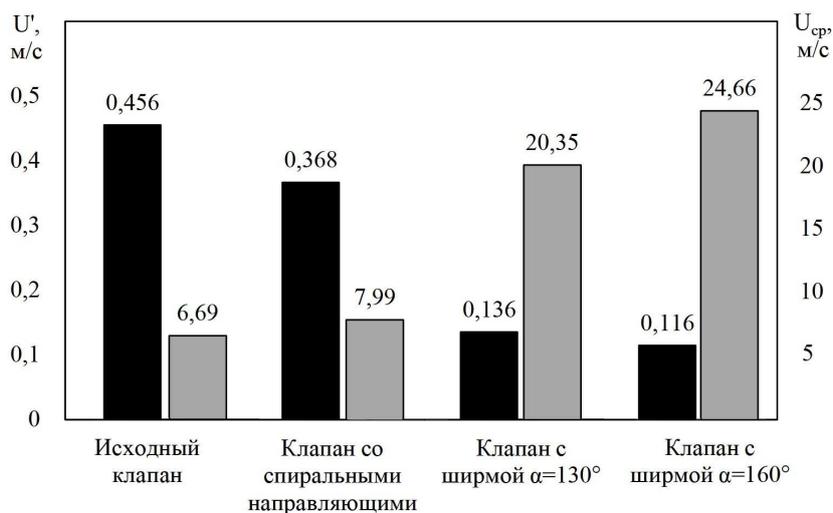


Рис. 8. Влияние формы клапана на пульсационную ( $U'$ ) и среднюю ( $U_{ср}$ ) скорость потока воздуха в цилиндре двигателя

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1) Разработаны конструкции впускных клапанов с ширмами и спиральными направляющими, позволяющие добиться увеличения вихревого числа и средней скорости воздушного потока.

2) С применением методов вычислительной гидродинамики и  $k-\omega$  SST модели турбулентности проведено CFD-моделирование рабочего процесса судового дизельного двигателя 16Д49. Сравнение результатов CFD-моделирования с индикаторной диаграммой, построенной по результатам теплового расчета, показало расхождение менее 5 %.

3) Получены закономерности влияния угла охвата ширмы и спиральных направляющих на впускном клапане на коэффициент наполнения, вихревое число, среднюю и пульсационную скорости воздушного вихря в цилиндре двигателя: чем больше угол охвата ширмы клапана, тем меньше коэффициент наполнения и больше вихревое число.

4) Выявлено, что применение клапанов с направляющими вставками способствует формированию организованного упорядоченного движения воздуха вокруг оси цилиндра двигателя; уменьшению коэффициента наполнения на 1 — 4 %; увеличению вихревого числа в 2,7 раза; уменьшению пульсационной скорости в 3,9 раза и увеличению средней скорости потока в 3,6 раза.

5) Показано, что использование клапанов с направляющими вставками может быть актуальным решением для организации вихревого движения воздуха в цилиндре судового двигателя.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шурпяк В.К. Новые требования ИМО по уменьшению выбросов углекислого газа с морских судов, совершающих транспортную работу / В.К. Шурпяк, С.А. Толмачев, М.В. Мусонов // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2021. — № 64/65. — С. 4 — 18.
2. Буянов А.С. Коэффициент энергоэффективности как инструмент определения углеродного следа от работы морских судов ледовых классов / А.С. Буянов, В.В. Якимов, А.С. Реуцкий // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2023. — № 72/73. — С. 21 — 31.
3. Shin J. Effects of swirl enhancement on in-cylinder flow and mixture characteristics in a high-compression-ratio, spray-guided, gasoline direct injection engine / J. Shin, D. Kim, Y. Son, S. Park // Case Studies in Thermal Engineering. — 2022. — № 34. DOI: 10.1016/j.csite.2022.101937.
4. Roy B. CFD investigation of 180° shrouded intake valve for assessment of pressure variation on its shroud surface / B. Roy, R. Misra // Advancements in Mechanical Engineering. ICRAMERD. — 2022. — № 5. — P. 86 — 95. DOI: 10.1007/978-981-97-0900-7\_25.
5. Choe S.G. Effect of the geometrical shapes of the helical-spiral shroud intake valve on swirl generation in cylinder of diesel engine / S.G. Choe // Results in Engineering. — 2023. — № 18. DOI: 10.1016/j.rineng.2023.101132.
6. Fratita M. Cold flow simulation for a S.I. engine with shrouded intake valve / M. Fratita, E. Rusu // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. — 2022. DOI:10.1088/1757-899X/1262/1/012066.

7. Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals* / J.B. Heywood. — New York: McGraw-Hill Education, 2018. — 1721 p.
8. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы / Р.З. Кавтарадзе. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 720 с.
9. Онищенко Д.О. Расчетное определение вихревого числа среднеоборотного двигателя путем моделирования процесса впуска / Д.О. Онищенко, С.А. Панкратов, Н.С. Ложкин, В.А. Рыжов // Сб. тез. докл. международной научно-технической конференции «Двигатель — 2017», посвященной 110-летию специальности «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. — С. 64 — 65.
10. Кавтарадзе Р.З. Влияние формы впускных каналов на эффективные и экологические показатели среднеоборотного дизеля / Р.З. Кавтарадзе, А.А. Зеленцов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. — 2015. — № 6. — С. 59 — 73. DOI: 10.18698/0236-3941-2015-6-59-73.
11. Roy B. Effect of modified shrouded intake valve on performance and emissions of spark ignition engine / B. Roy, K. Pandey // *Clean Technologies and Environmental Policy*. — 2018. — № 5. DOI: 10.1007/s10098-018-1652-x.
12. Chun X. Computational fluid dynamics study of the swirl generation analysis in four-stroke direct injection engine / X. Chun, Ch. Muk // *Journal of Applied Mechanical Engineering*. — 2016. — Vol. 5, Issue 5. DOI: 10.4172/2168-9873.1000221.
13. Abo-Elfadl S. Enhancement of swirl generation in diesel engine cylinder by using combinations of twisted tap and guide vanes with shrouded valve / S. Abo-Elfadl, A. El-Sabor // *Journal of Engineering Sciences Assiut University Faculty of Engineering*. — 2018. — Vol. 46, № 1. — P. 33 — 45. DOI: 10.21608/jesaun.2018.114415.
14. Yerrennagoudaru H. Effect of inlet air swirl on four stroke single cylinder diesel engine's performance / H. Yerrennagoudaru, S. Desai // *OSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*. — 2014. — Vol. 11. № 4. — P. 59 — 68. DOI: 10.13140/RG.2.2.35526.42568.
15. Галиев И.Р. Применение метода конечных объемов для расчета рабочего процесса в ДВС / И.Р. Галиев // Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. — 2024. — № 2 (10). — С. 25 — 31.
16. Galiev I.R. Variation patterns of turbulence characteristics in wall layer of ship's engine internal combustion chamber / I.R. Galiev // *Transactions of the Krylov State Research Centre*. — 2023. — № 1. — P. 131 — 136. DOI: 10.24937/2542-2324-2023-1-S-I-131-136.

## REFERENCES

1. Shurpyak V.K., Tolmachev S.A., Musonov M.V. New IMO requirements for reduction of carbon dioxide emissions from ships performing transport work. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2021 (64/65): 4-18.
2. Buyanov A.S., Yakimov V.V., Reutsky A.S. Energy efficiency coefficient as a tool for determining the carbon footprint from the operation of sea-going ships of ice classes. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2023 (72/73): 21-31.
3. Shin J., Kim D., Son Y., Park S. Effects of swirl enhancement on in-cylinder flow and mixture characteristics in a high-compression-ratio, spray-guided, gasoline direct injection engine. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2022 (34). DOI: 10.1016/j.csite.2022.101937.
4. Roy B., Misra R. CFD investigation of 180° shrouded intake valve for assessment of pressure variation on its shroud surface. *Advancements in Mechanical Engineering. ICRAMERD*. 2022 (5): 86-95. DOI: 10.1007/978-981-97-0900-7\_25.
5. Choe S.G. Effect of the geometrical shapes of the helical-spiral shroud intake valve on swirl generation in cylinder of diesel engine. *Results in Engineering*. 2023 (18). DOI: 10.1016/j.rineng.2023.101132.
6. Fratita M., Rusu E. Cold flow simulation for a S.I. engine with shrouded intake valve. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2022. DOI:10.1088/1757-899X/1262/1/012066.
7. Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill Education, 2018. 1721 p.
8. Kavtaradze R.Z. Teoriya porshnevykh dvigatelei. Spetsial'nye glavy [Theory of reciprocating engines. Special chapters]. M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2008. 720 p.
9. Onishchenko D.O., Pankratov S.A., Lozhkin N.S., Ryzhov V.A. Calculation of medium-speed engine swirl ratio by using the modeling of intake. *Materialy mezhdunarodnoi nauchno-tekhnikeskoi konferentsii, posvyashchennoi 110-letiyu spetsial'nosti «Porshnevyye dvigateli» MGTU im. N.E. Bauman [Proc. of the Intern. Conf. 'Engine — 2017', 110 Years of the 'Reciprocating Engines' Major]*. M., 2017. P. 64-65.
10. Kavtaradze R.Z., Zelentsov A.A. Influence of intake port shape on effective and ecological parameters of middle-speed diesel engine. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2015 (6): 59-73. DOI: 10.18698/0236-3941-2015-6-59-73.
11. Roy B., Pandey K. Effect of modified shrouded intake valve on performance and emissions of spark ignition engine. *Clean Technologies and Environmental Policy*. 2018 (5). DOI: 10.1007/s10098-018-1652-x.
12. Chun X., Muk Ch. Computational fluid dynamics study of the swirl generation analysis in four-stroke direct injection engine. *Journal of Applied Mechanical Engineering*. 2016. Vol. 5, Issue 5. DOI: 10.4172/2168-9873.1000221.
13. Abo-Elfadl S., El-Sabor A. Enhancement of swirl generation in diesel engine cylinder by using combinations of twisted tap and guide vanes with shrouded valve. *Journal of Engineering Sciences Assiut University Faculty of Engineering*. 2018. Vol. 46, № 1: 33-45. DOI: 10.21608/jesaun.2018.114415.
14. Yerrennagoudaru H., Desai S. Effect of inlet air swirl on four stroke single cylinder diesel engine's performance. *OSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*. 2014. Vol. 11. № 4: 59-68. DOI: 10.13140/RG.2.2.35526.42568.
15. Galiev I.R. Primenenie metoda konechnykh ob'emov dlya rascheta rabocheho protsessha v DVS [Application of the finite volume method for calculating the working process in internal combustion engines]. *Transactions of the St. Petersburg State Marine Technical University*. 2024. № 2 (10): 25-31.
16. Galiev I.R. Variation patterns of turbulence characteristics in wall layer of ship's engine internal combustion chamber. *Transactions of the Krylov State Research Centre*. 2023 (1): 131-136. DOI: 10.24937/2542-2324-2023-1-S-I-131-136.

УДК 629.5.011; 629.5.016; 629.5.018; 629.123

## ОПЫТ СОЗДАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК МОРСКИХ СУДОВ КЛАССА «АФРАМАКС»

**А.А. Иванченко**, д-р техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова», 198035 Россия, Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7, e-mail: IvanchenkoAA@gumrf.ru

**Г.А. Конев**, аспирант, ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова», 198035 Россия, Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7, e-mail: sigen11@yandex.ru

В статье представлен анализ опыта применения различных типов энергетических установок на судах класса «Афрамекс». Рассмотрены особенности, преимущества и недостатки паротурбинных, газотурбинных, электрических, традиционных дизельных и комбинированных установок. Особое внимание уделено внедрению многотопливных решений, интеграции технологий утилизации теплоты, электродвижения. Выполнено сравнение перспективных концепций СЭУ на основе комплекса критериев энергоэффективности, экологичности и гибкости. Предложены оптимальные конфигурации СЭУ для основных типов судов класса «Афрамекс». Сформулированы приоритетные направления в контексте трендов декарбонизации флота.

**Ключевые слова:** судовые энергетические установки, энергоэффективность, возобновляемая энергетика, концептуальное проектирование, альтернативные виды топлива, двухтопливные двигатели.

## EXPERIENCE IN CREATING DIFFERENT TYPES OF POWER PLANTS FOR AFRAMAX CLASS OFFSHORE VESSELS

**A.A. Ivanchenko**, DSc, Professor, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping, 198035 Russia, St. Petersburg, Dvinskaya ul. 5/7, e-mail: IvanchenkoAA@gumrf.ru

**G.A. Konev**, post-graduate student, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping, 198035 Russia, St. Petersburg, Dvinskaya ul. 5/7, e-mail: sigen11@yandex.ru

The article analyses the experience of application of different types of power plants on Aframax class ships. Features, advantages and disadvantages of steam turbine, gas turbine, electric, conventional diesel and combined units are considered. Special attention is paid to the introduction of multi-fuel solutions, integration of heat utilisation and electric propulsion technologies. The comparison of promising concepts of power plants based on a set of criteria of energy efficiency, environmental friendliness and flexibility is carried out. Optimal configurations of EPS for the main types of Aframax class ships are proposed. Priority areas in the context of fleet decarbonisation trends are framed.

**Key words:** ship power plants, energy efficiency, renewable energy, conceptual design, alternative fuels, dual-fuel engines.

## ВВЕДЕНИЕ

Современный этап развития мирового судоходства характеризуется ужесточением требований по энергетической эффективности и экологичности флота. Ключевым фактором выполнения целевых показателей ИМО по сокращению выбросов CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, SO<sub>2</sub> и твердых частиц становится внедрение инновационных технологий в области судовой энергетики. Суда класса «Афрамекс», играющие важную роль в региональной и магистральной транспортировке нефти, СПГ, навалочных и генеральных грузов, представляют собой перспективный сегмент для освоения решений нового поколения.

Большая размерность и энерговооруженность «афрамексов» открывают возможности для эффективной интеграции комбинированных судовых энергетических установок (КСЭУ), глубокой утилизации теплоты (ГУТ), систем аккумулирования энергии и топлива. Несмотря на значительный накопленный опыт разработки и эксплуатации традиционных СЭУ на судах класса «Афрамекс», в современных условиях остро стоит проблема поиска качественно новых решений, обеспечивающих повышение энергоэффективности и адаптивности к меняющимся рыночным требованиям и экологическим стандартам.

## 1. АНАЛИЗ ОПЫТА ПРИМЕНЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ СЭУ НА СУДАХ КЛАССА «АФРАМАКС»

Паротурбинные установки (ПТУ) стали применяться на судах класса «Афрамекс» начиная с 1950-х гг. Типовые конфигурации включали: 1 — 2 нефтяных котла паропроизводительностью 60 — 120 т/ч, одновальный турбозубчатый агрегат (ГТЗА) мощности до 20 — 36 МВт, главный конденсатор, питательные и конденсатные насосные агрегаты. Для повышения тепловой экономичности применялись промежуточный перегрев пара и многоступенчатый по-догрев питательной воды. Максимальные параметры свежего пара судовых ПТУ 2-го поколения достигали 5,5 МПа по давлению и 515 °С по температуре,  $\eta$  проточной части турбоагрегатов составлял 68 — 70 %,  $\eta_y$  в целом — 30 — 35 %. Переменные режимы эксплуатации судов обуславливали повышенный удельный расход топлива ( $b_e$ ) на уровне 250 — 320 г/(кВт·ч). Внедрение ПТУ на судах 2-го поколения способствовало существенному улучшению массогабаритных показателей по сравнению с поршневыми паровыми машинами, но энерговооруженность «афрамексов» вплоть до 1970-х гг. оставалась относительно невысокой (в диапазоне 7 — 9 МВт), что ограничивало скорость хода 14 — 15 уз. Недостатки ПТУ 2-го поколения обуславливались прежде всего их низкой топливной экономичностью и маневренностью. Неудовлетворительные динамические характеристики установок затрудняли эксплуатацию в переменных режимах, ограничивали возможности оптимизации ходового режима. Кроме того, существенную проблему представляли значительные выбросы  $SO_x$  и твердых частиц, обусловленные доминированием высокосернистых мазутов в качестве базового топлива. Определенное улучшение экологических характеристик ПТУ в 1980-е гг. было достигнуто за счет внедрения систем очистки и кондиционирования топлива, модернизации горелочных устройств и оптимизации процессов горения. В результате к началу 1990-х гг. выбросы  $SO_x$  удалось снизить до уровня 4 — 6 г/(кВт·ч),  $NO_x$  — до 7 — 8 г/(кВт·ч) [1]. Тем не менее по совокупности свойств ПТУ 2-го поколения морально устарели и были вытеснены более совершенными типами энергетических установок (см. табл. 1.1).

Таблица 1.1

### Характеристика основных этапов совершенствования СЭУ судов класса «Афрамекс»

Направление	Основные характеристики	Примеры энергетических установок
1. ПТУ	– Котлы с параметрами пара 4 — 6 МПа, 400 — 450 °С; – ГТЗА мощностью 12 — 20 МВт; – $\eta_y$ до 40 — 45 % при использовании систем ГУТ	Установки производства Mitsubishi Heavy Industries, Kawasaki Heavy Industries, Alfa Laval
2. ГТУ	– Турбины мощностью от 5 до 50 МВт; – Используются в составе различных типов ЭУ (CODOG, CODAG, COGAG, COGES); – $\eta_y$ до 45 — 55 % в КСЭУ с котлами-утилизаторами	Установки от General Electric (LM2500), Rolls-Royce (MT30), Mitsubishi Heavy Industries (MF-300), Siemens (SGT-300)
3. ЭСЭУ	– ДГ и турбогенераторы большой мощности; – ГЭД переменного и постоянного тока; – Распределенная архитектура системы, повышающая надежность и живучесть	Комплексные решения от ABB, Siemens, GE, Rolls-Royce, Wartsila, MAN
4. ТСЭУ	– МОДД $P_e = 10 — 20$ МВт; – Применение электронного управления впрыском, систем рециркуляции и очистки ОГ; – Постепенный переход на газомоторное топливо и АВТ	Двигатели серий MAN ME-GI, WinGD X-DF, позволяющие использовать газ и жидкое топливо
5. КСЭУ	– Сочетание нескольких типов первичных двигателей (ДТД, МОДД, СОД, ГТУ, ПТУ); – Интеграция с ВИЭ (солнечные панели, ветрогенераторы, РП, ВД, ЖП); – Использование утилизационных паротурбогенераторов, ТЭ, ЭХГ	Установки, объединяющие газовые турбины, паровой цикл, топливные элементы и ВИЭ. Обеспечивают максимальную энергоэффективность и экологичность

ПТУ — паротурбинные установки;  $\eta_y$  — КПД установки; ГУТ — глубокая утилизация теплоты; ДГ — дизельгенераторы; ГЭД — гребные электродвигатели; ЭУ — энергетические установки; ГТУ — газотурбинные установки; ЭСЭУ — электрические судовые энергетические установки; ТСЭУ — традиционные судовые энергетические установки; КСЭУ — комбинированные судовые энергетические установки; ДТД — двухтопливные двигатели; МОДД — малооборотные двухтактные двигатели;  $P_e$  — эффективная мощность, МВт; ОГ — отработанные газы; СОД — среднеоборотные двигатели; ВИЭ — возобновляемые источники энергии; РП — роторные паруса; ВД — волнодвижители; ЖП — жесткие паруса; ТЭ — топливных элементов; ЭХГ — электрохимические генераторы; АВТ — альтернативные виды топлив.

Применение ГТУ на крупнотоннажных танкерах и балкерах в 1970 — 1980-е гг. было обусловлено их превосходством над ПТУ по таким ключевым показателям, как агрегатная мощность (до 30 — 40 МВт), удельная масса (менее 5 кг/кВт),  $\eta_v$  (38 — 40 %). Ведущими производителями судовых ГТУ 3-го поколения являлись General Electric, Rolls-Royce, ПАО «ОДК-Сатурн». Широкому распространению ГТД в качестве главных двигателей «афрамаксов» препятствовала их относительно высокая стоимость и чувствительность к качеству топлива. Вплоть до конца 1980-х гг. единичные мощности серийно выпускаемых корабельных ГТД не превышали 20 — 25 МВт при ресурсе до первого капитального ремонта в пределах 30 — 40 тыс. ч. Эксплуатация ГТУ в составе пропульсивных комплексов 3-го поколения осуществлялась по нескольким схемам: механической передачи мощности на гребной винт (COGAG), электродвижения с полным электроснабжением от турбогенератора (COGES), комбинированной газотурбинно-паротурбинной (COGAS) с промежуточным перегревом пара.

Наиболее перспективной является система COGES, обеспечивающая гибкость размещения, высокий  $\eta_v$  на частичных режимах и хорошие экологические характеристики. Характерные проблемы ГТУ 3-го поколения были сопряжены с узким диапазоном рабочих режимов по нагрузке (50 — 100 % номинальной мощности), резким снижением экономичности и экологичности при частичных нагрузках. Кроме того, высокие температуры и скорости истечения ОГ (400 — 500 °С, 40 — 60 м/с) обостряли проблему шумового загрязнения и тепловой сигнатуры судна. Концентрация  $\text{NO}_x$  в ОГ ГТУ 3-го поколения могла достигать 50 — 70 ppm на номинальном режиме.

Концепция полного электродвижения получила развитие на судах класса «Афрамакс» с 1970-х гг. Основными движущими факторами явились стремление к повышению гибкости компоновочных решений, улучшению грузоемкости, снижению механических потерь и вибраций. К числу важных предпосылок относится и интенсивное развитие технологий силовой электроники — управляемых выпрямителей и автономных инверторов напряжения большой мощности на базе тиристорных ключей. Первые промышленные образцы полноценных ЭСЭУ были реализованы на серии балкеров и навалочных судов в середине 1980-х гг. Типовая конфигурация представляет собой единую электроэнергетическую систему, обеспечивающую питание общесудовых потребителей, движения и систем автоматизации (см. рис. 1.1).



Рис. 1.1. Проект Wartsila новой ЭСЭУ с ВИЭ газозова судна класса «Афрамакс»

Источниками электроэнергии являются 4 — 6 дизельгенераторных агрегатов мощностью 2 — 4 МВт, работающих параллельно на общие шины ГРЩ. Привод гребного винта осуществляется одним или двумя (в случае двухвальтовой установки) ГЭД переменного тока мощностью 6 — 20 МВт. Внедрение асинхронных и синхронных машин в 1990-е гг. позволило усовершенствовать регулировочные характеристики, снизить токи холостого хода и потери. С точки зрения массогабаритных показателей оптимальным является применение среднескоростных синхронных двигателей (1000 — 1200 об/мин) с возбуждением от постоянных магнитов [2]. Ключевым преимуществом ЭСЭУ является возможность оптимизации нагрузки первичных двигателей за счет изменения числа работающих агрегатов и перераспределения мощности. На ходовых режимах задействуется минимальное количество агрегатов, что позволяет обеспечить их работу в зоне максимальной топливной эффективности. На маневровых и специальных режимах подключаются резервные генераторы меньшей мощности. Интеллектуальные системы управления нагрузкой (PMS) обеспечивают автоматическое регулирование баланса мощностей [3]. ЭСЭУ 3 — 4-го поколений получили широкое распространение на

танкерах и балкерах класса «Афрамекс». Их сравнительные преимущества перед ТСЭУ подтверждаются улучшением топливной эффективности на 2 — 4 % за счет оптимальной загрузки ДГ и электродвижения, снижением расхода масла на 10 — 15 %, уменьшением трудоемкости технического обслуживания на 20 — 25 % [4]. Применение преобразователей частоты обеспечивает плавное регулирование частоты вращения гребных винтов в широком диапазоне, что особенно актуально для ледовых судов и челночных танкеров, работающих в сложных навигационных условиях. Наряду с достоинствами, ЭСЭУ присущи некоторые недостатки, к ним относятся повышенные потери при многократном преобразовании энергии (до 8 — 12 %), высокая стоимость электрооборудования, чувствительность к динамическим перегрузкам. В условиях нестационарных нагрузочных режимов (швартовка, маневрирование) высока вероятность просадки напряжения и отключения ответственных потребителей. Кроме того, угрозу безопасности мореплавания представляют риски электромагнитных помех и кибератак на компьютеризированные системы управления. Для минимизации рисков внедряются комплексные меры по обеспечению электромагнитной совместимости, отказоустойчивости, резервирования критически важных функций.

Традиционные дизельные СЭУ на базе МОДД являются наиболее распространенным типом ЭУ на современных судах класса «Афрамекс». Ведущие производители предлагают длинноходовые МОДД с числом цилиндров от 5 до 12, рассчитанные на сжигание тяжелых сортов топлива вязкостью до 700 сСт. Совершенствование МОДД 2 — 4-го поколений для крупнотоннажных танкеров и балкеров шло по пути форсирования рабочего процесса, интенсификации газообмена и наддува, оптимизации процессов сгорания, совершенствования материалов и систем управления. Если для МОДД 2-го поколения (1970 — 1980 гг.) типичное эффективное давление ( $p_e$ ) ограничивалось уровнем 12 — 15 бар при средней скорости поршня ( $c_m$ ) 6,0 — 6,5 м/с, то современные МОДД 4-го поколения форсированы до 20 — 22 бар по  $p_e$  и 8,5 — 9,0 м/с по  $c_m$  [5]. Благодаря совершенствованию рабочего процесса удалось существенно улучшить топливную эффективность и экологические характеристики двигателей.  $b_e$  МОДД 4-го поколения не превышает 160 — 170 г/(кВт·ч), что соответствует  $\eta_e$  52 — 53 %. Выбросы  $\text{NO}_x$  снижены до уровня менее 3,4 г/(кВт·ч),  $\text{SO}_x$  — менее 2,0 г/(кВт·ч) [6]. Этому способствовали внедрение электронных систем управления впрыском топлива (Common Rail) и газораспределением (VVT), оптимизация процессов сгорания бедных смесей, рециркуляция ОГ (EGR). Серьезный прогресс достигнут в части повышения ресурсных показателей МОДД. Средняя наработка на отказ современных МОДД превышает 6000 — 8000 ч, ресурс до первого капитального ремонта — 80 — 100 тыс. ч [7]. Существенно возросла ремонтпригодность МОДД за счет модульного исполнения, унификации узлов, применения «интеллектуальных» систем диагностики. К перспективным технологиям совершенствования МОДД следует отнести внедрение ДТД, обеспечивающих работу как на традиционном тяжелом топливе (НФО), так и на природном газе (DF), спиртовых (метанол) и других АВТ. Ведущие концепты двухтопливных МОДД, такие как MAN ME-GI, WinGD X-DF, демонстрируют сокращение выбросов  $\text{NO}_x$  на 30 — 35 %,  $\text{SO}_x$  и твердых частиц — на 90 — 99 % при работе на газе [8]. КСЭУ, основанная на совместной работе разнотипных тепловых двигателей и альтернативных источников энергии, имеет стратегические перспективы в свете тенденций декарбонизации судоходства. Базовым принципом КСЭУ является обеспечение положительного синергетического эффекта от взаимодействия отдельных элементов за счет оптимизации алгоритмов управления нагрузкой и энергетическими потоками. Комбинирование электрической и механической передачи мощности позволяет достичь высоких значений пропульсивного КПД (до 75 — 78 %) при сохранении гибкости размещения оборудования и резервирования. Интеграция утилизационных турбогенераторов в составе ГТУ или ДГ обеспечивает прирост мощности на 10 — 15 % и сокращение  $b_e$  на 7 — 12 г/(кВт·ч) [9]. Перспективные архитектуры КСЭУ для крупнотоннажных танкеров и балкеров включают различные сочетания ГТУ с паротурбинными утилизационными контурами (COGES), главных МОДД с отбором мощности от валогенераторных установок (WHR-PTI), СОД и ДТД (CODLAG). Достижимый уровень энергоэффективности КСЭУ 4-го поколения оценивается в 55 — 57 %, в перспективе возможно приближение к уровню 60 % за счет оптимизации тепловых схем и алгоритмов управления [10]. Важным трендом развития КСЭУ является интеграция ВИЭ — ветрогенераторов, солнечных панелей, РП, ВД. По оценкам, использование ВИЭ на крупнотоннажных судах способно обеспечить замещение до 10 — 15 % расхода углеводородного топлива при оптимальной конструкции и маршрутизации [11]. Наибольшей эффективностью обладают схемы параллельного подключения ВИЭ к шинам ГРЩ через преобразователи напряжения без механической связи с валопроводом. Радикального прорыва в повышении КПД и экологичности КСЭУ 5-го поколения планируется достичь за счет внедрения ЭХГ — ТЭ. Ключевыми преимуществами ТЭ являются высокий электрический КПД (50 — 60 %), бесшумность, компактность, минимальный уровень вредных выбросов. По совокупности технико-экономических показателей наиболее перспективными для судовых условий являются твердооксидные ТЭ (ТОТЭ) и ТЭ с расплавленным карбонатным электролитом (MCFC) [12]. Пилотные проекты судов с ТЭ реализованы в сегментах речных круизных лайнеров (Viking Lady), новых контейнеровозов от Wartsila (см. рис. 1.2).

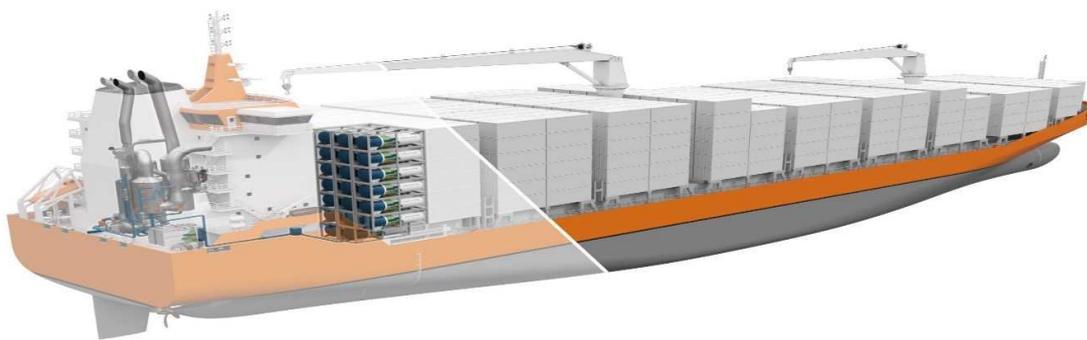


Рис. 1.2. Проект Wartsila новой КСЭУ с ВИЭ контейнеровоза судна класса «Афрамакс»

В сегменте крупнотоннажных морских транспортных судов наиболее актуальной является гибридная схема ТОТЭ с конвертацией природного газа или же водорода из специальных контейнеров. Так, японская компания NYK разработала концепт контейнеровоза вместимостью 8000 TEU с комбинированной СЭУ, включающей  $2 \times$  ТОТЭ по 2,5 МВт, работающих на ОГ ГТУ. Расчетное значение EEDI на 47 % ниже требуемого уровня [13].

## 2. ТЕНДЕНЦИИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СЭУ СУДОВ КЛАССА «АФРАМАКС»

Многотопливные СЭУ (МТСЭУ), способные работать на традиционных и АВТ, являются перспективным направлением развития СЭУ в контексте вызовов декарбонизации. Универсальность МТСЭУ определяется возможностью оперативного переключения между топливами в зависимости от их наличия в порту бункеровки, ценового дифференциала, требований зон особого экологического контроля. МТСЭУ формируется исходя из комбинации приоритетных видов топлива, специфицированных для конкретного проекта судна. Наибольшее распространение в современной практике получили ДТД МОДД.

В средне- и долгосрочной перспективе прогнозируется освоение метанола, биотоплив, аммиака и водорода. На финальном этапе декарбонизации ключевую роль сыграют водород и синтетические электротоплива с нулевым углеродным следом [14]. Представлены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Категории судовых топлив и ГСМ по химическому составу и агрегатному состоянию

Категория ГСМ	Вид топлива	Химическая формула	Агрегатное состояние	Плотность, кг/м <sup>3</sup>
Углеводороды	Судовой мазут (НFO)	$C_{20}H_{42}$	Жидкое	930 — 1010
	Дизельное топливо (MDO)	$C_{12}H_{23}$	Жидкое	820 — 890
Оксигенаты	Метанол	$CH_3OH$	Жидкое	785 — 825
	Этанол	$C_2H_5OH$	Жидкое	785 — 809
	Диметиловый эфир (ДМЭ)	$CH_3OCH_3$	Газ (сжиженный)	660 — 680
Газы	СПГ	$CH_4$	Криогенная жидкость	420 — 470
	Водород	$H_2$	Газ / криогенная	70/1340
	Аммиак	$NH_3$	Газ (сжиженный)	682
Биотоплива	Биодизель (FAME)	$C_{19}H_{34}O_2$	Жидкое	860 — 900
	Гидрогенизированное растительное масло (HVO)	$C_{17}H_{36}$	Жидкое	775 — 785
	Биометан	$CH_4$	Газ	0,656
Синтетические	Синтетический метан	$CH_4$	Газ	0,656
	Синтетический керосин	$C_{12}H_{24}$	Жидкое	730 — 770
	Диметилэфир (ДМЭ)	$CH_3OCH_3$	Газ (сжиженный)	660 — 680

Потенциал снижения выбросов  $\text{CO}_2$  при использовании СПГ составляет 20 — 28 % относительно уровня традиционного жидкого топлива. В перспективе внедрение энергоустановок на основе  $\text{NH}_3$  и  $\text{H}_2$  открывает возможности приближения к нулевому уровню выбросов в 2050-х гг.  $\text{CH}_3\text{OH}$  обладает рядом преимуществ перед СПГ: отсутствие необходимости в криогенном оборудовании, меньшие затраты на хранение и дистрибуцию. Адаптация ДТД МОДД к  $\text{CH}_3\text{OH}$  предполагает модернизацию топливной аппаратуры (увеличение проходных сечений), системы подачи воздуха (турбокомпрессор двойного действия), цилиндропоршневой группы (износостойкие покрытия).

Пионером внедрения  $\text{CH}_3\text{OH}$  топлива является компания MAN, разработавшая серию ДТД ME-LGIP мощностью 5 — 7 МВт. Расчетное снижение выбросов  $\text{CO}_2$  составляет 6 — 10 % по сравнению с ДТ, работающими на  $\text{C}_{20}\text{H}_{42}$  [15]. Проблема токсичности и агрессивности  $\text{CH}_3\text{OH}$  решается за счет применения двухконтурных схем подачи топлива с промежуточным теплообменником. Особое внимание уделяется предотвращению протечек и обеспечению взрывобезопасности при работе с  $\text{CH}_3\text{OH}$ . Перспективным направлением повышения эффективности использования  $\text{CH}_3\text{OH}$  является его конвертация в  $\text{H}_2$  на борту судна с помощью риформинг-установок. Получаемый  $\text{H}_2$  может использоваться в ТЭ или как высоко-реакционная добавка к основному топливу в камере сгорания ДВС и ГТУ. Использование  $\text{NH}_3$  в качестве судового топлива вызывает растущий интерес благодаря его высокой удельной энергоемкости (22,5 МДж/кг), отсутствию углеродного следа, доступности производственно-логистической инфраструктуры. При сжигании 1 кг  $\text{NH}_3$  выделяется в 1,8 раза меньше энергии, чем природного газа, что требует увеличения запасов топлива и модернизации систем хранения. Низкая воспламеняемость  $\text{NH}_3$  (температура самовоспламенения 650 °С) предполагает использование запального жидкого или газового топлива [16]. На сегодняшний день успешно завершены работы по адаптации ДТД МОДД к работе на  $\text{NH}_3$ . В частности, MAN разработала версию двигателя ME-LGIA с подачей жидкого  $\text{NH}_3$  под низким давлением и с возможностью замещения до 95 % топливной энергии.

Среди перспективных технологий сжигания  $\text{NH}_3$  следует отметить термохимическую диссоциацию с получением водородсодержащей смеси и использование плазменно-топливных систем зажигания. Сдерживающими факторами внедрения  $\text{NH}_3$  являются его токсичность, коррозионная активность, взрывоопасность и дефицит нормативной базы [17]. Ключевым элементом эффективности и безопасности эксплуатации МСЭУ является бортовая система хранения топлива (FSS). В случае СПГ она представляет собой криогенный танк с двойными стенками и вакуумно-порошковой изоляцией, рассчитанный на рабочее давление 4 — 10 бар. Для среднетоннажных судов типичная вместимость танков составляет 1000 — 4000 м<sup>3</sup> в зависимости от дальности плавания и профиля нагрузки. Танки оснащаются системой удержания паров, регазификации и подогрева газа до 40 — 45 °С перед поступлением в двигатель [18]. В случае  $\text{CH}_3\text{OH}$  топливные цистерны могут изготавливаться из нержавеющей или углеродистой стали и не требуют теплоизоляции. Вместимость танков сопоставима с дизельным эквивалентом с учетом более низкой теплотворной способности  $\text{CH}_3\text{OH}$  (19,9 МДж/кг против 42,7 МДж/кг у MDO).

Для минимизации рисков возгорания и токсичного воздействия реализуются схемы вентилирования и инертизации при проведении операций бункеровки и ремонта [19]. Специфические требования предъявляются к хранению и транспортировке газообразного  $\text{H}_2$  и  $\text{NH}_3$ . Наиболее компактным способом является сжижение при криогенных температурах (–253 °С для  $\text{H}_2$  и –34 °С для  $\text{NH}_3$ ) с последующим размещением в танках с вакуумной теплоизоляцией. Альтернативный подход заключается в компримировании газов до давлений 300 — 700 бар в композитных баллонах. Для снижения металлоемкости и повышения безопасности перспективными являются технологии хранения в адсорбированном виде на борту наноструктурированных материалов и в химически связанном виде в форме жидких органических носителей  $\text{H}_2$  (LOHC). Совместимость новых АВТ с маслами и продуктами сгорания представлена в табл. 1.3 [20, 21, 22].

Таблица 1.3

Совместимость АВТ с маслами и продуктами сгорания

Тип топлива	Совместимость с маслами	Продукты сгорания	Экологичность
СПГ (метан)	Хорошая, требуется специальное малозольное масло	$\text{CO}_2$ , $\text{H}_2\text{O}$ , следы $\text{NO}_x$	Высокая
Метанол	Хорошая, требуется специальное малозольное масло	$\text{CO}_2$ , $\text{H}_2\text{O}$	Высокая
Биодизель	Удовлетворительная, возможно образование отложений	$\text{CO}_2$ , $\text{H}_2\text{O}$ , следы $\text{NO}_x$ и $\text{SO}_x$	Средняя
Аммиак	Плохая, требуется специальное масло для $\text{NH}_3$	$\text{N}_2$ , $\text{H}_2\text{O}$ , следы $\text{NO}_x$	Высокая
Водород	Хорошая, требуется специальное малозольное масло	$\text{H}_2\text{O}$	Максимальная

Повышение энергоэффективности СЭУ современных транспортных судов неразрывно связано с решением задачи максимальной утилизации вторичных энергоресурсов. К наиболее значимым резервам относится теплота ОГ после ГТУ и ДВС, имеющих температуру в диапазоне 300 — 500 °С. При этом потенциал тепловой энергии ОГ превышает 50 % от теплоты сгорания топлива в первичном двигателе. Традиционные системы утилизации теплоты (HRS) представляют собой паросиловые контуры на основе котлов-утилизаторов и паровых турбин с промежуточным перегревом. КПД современных утилизационных ПТУ достигает 32 — 36 % при удельной мощности 20 — 40 кВт/(кг/с) в диапазоне температуры ОГ 350 — 550 °С [23]. Несмотря на относительную простоту и надежность, паротурбинные утилизационные контуры имеют повышенную материалоемкость и требуют наличия высококвалифицированного персонала. Перспективной альтернативой классическим схемам является применение контуров на низкокипящих органических рабочих телах (ORC). Установки ORC используют в качестве рабочих тел углеводороды, фреоны, эфиры с температурой кипения ниже 100 °С, что позволяет утилизировать теплоту в более широком диапазоне температур (100 — 400 °С). Электрический КПД ORC-модулей достигает 20 — 25 %, удельная мощность — 40 — 80 кВт/(кг/с). Компактность, полная автоматизация, отсутствие водоподготовки делает ORC привлекательным решением для утилизации теплоты на судах ограниченного водоизмещения [24]. Принципиально новые возможности открывает применение термоэлектрических генераторов (ТЭГ) с непосредственным преобразованием теплоты в электроэнергию за счет эффекта Зеебека. Лучшие современные образцы ТЭГ на основе теллуридов висмута (Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>) демонстрируют значения ZT (безразмерная термоэлектрическая добротность) 1,4 — 1,8, что соответствует КПД 8 — 10 % при перепаде температур в 200 °С. Для обеспечения конкурентоспособности с традиционными технологиями утилизации требуется повышение ZT до уровня 3 — 4 за счет применения новых наноструктурированных термоэлектриков (скуттерудиты, клатраты, полупроводниковые сверхрешетки) [25]. Важную роль играют системы утилизации теплоты для нужд теплофикации и кондиционирования. Одним из эффективных решений в данной области являются абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины (АБХМ), интегрированные с утилизационным контуром. В составе АБХМ теплота паров хладагента (воды) поглощается в абсорбере раствором бромида лития. Регенерация абсорбента осуществляется в десорбере (генераторе) за счет подвода теплоты от внешнего источника. Достоинствами АБХМ являются высокий коэффициент преобразования (0,7 — 1,4), бесшумность, экологичность, отсутствие движущихся частей. Получаемый холод может эффективно использоваться для кондиционирования воздуха в жилых помещениях и охлаждения провизионных камер [26]. Перспективным направлением является каскадная утилизация сбросного тепла посредством теплонасосных установок (ТНУ). Теплонасосный цикл основан на повышении потенциала теплоты низкотемпературного источника за счет затраты механической энергии в компрессоре. Коэффициент преобразования лучших ТНУ достигает 3 — 4, что соответствует 3 — 4 кВт тепловой мощности на 1 кВт затраченной электроэнергии. В составе СЭУ ТНУ целесообразно использовать для утилизации теплоты системы охлаждения, рециркуляционных газов, нагретой воды после скрубберов и опреснителей. Получаемая теплота среднего потенциала (60 — 90 °С) может направляться на подогрев хозяйственно-бытовой воды, отопление, подогрев топлива и масла [27]. Комплексная ГУТ способна обеспечить повышение КПД СЭУ на 10 — 15 % при сокращении  $b_e$  на 30 — 40 г/(кВт·ч). При этом возможна реализация энергоизбыточных схем когенерации с полным обеспечением судовых потребителей электроэнергии, теплотой и холодом при любых режимах.

Электрификация СЭУ открывает качественно новые возможности оптимизации состава и режимов работы СЭУ в соответствии с профилем нагрузки и маршрутом плавания судна. Благодаря исключению длинного промежуточного валопровода повышается гибкость размещения оборудования, снижаются массогабаритные показатели и уровень вибраций. Применение частотно-регулируемых приводов обеспечивает экономичный режим движения во всем диапазоне эксплуатационных скоростей при сохранении высокого КПД движителей. Типовая архитектура ЭСЭУ представляет единую электроэнергетическую систему, объединяющую все источники и потребители через звено постоянного тока или с помощью общей высоковольтной шины переменного тока. Источниками электроэнергии могут выступать дизельгенераторы и турбогенераторы мощностью 4 — 12 МВт, работающие параллельно на частично изолированные секции ГРЩ. Пропульсивная мощность обеспечивается одним или двумя ГЭД в диапазоне 6 — 20 МВт, питание которых осуществляется от преобразователей частоты (ПЧ) на базе активных выпрямителей и автономных инверторов напряжения с широтно-импульсной модуляцией [28]. На сегодняшний день доминирующим типом ГЭД являются асинхронные двигатели (АД) с короткозамкнутым ротором. Благодаря отсутствию скользящих контактов и систем возбуждения АД отличаются повышенной надежностью и способны длительно работать в погруженном состоянии при давлении до 30 бар. Единичные мощности АД судового исполнения достигают 20 — 25 МВт при КПД 96 — 98 % [29]. Для повышения удельной мощности и

снижения массы перспективным направлением является внедрение АД с совмещенным многофазным статором и распределенными обмотками. Растущее распространение получают синхронные двигатели с возбуждением от постоянных магнитов (СДПМ).

Применение ВПМ из редкоземельных металлов (Nd-Fe-B) позволяет уменьшить габариты и повысить КПД до уровня 98 %, однако сопряжено с высокой стоимостью активных материалов. Дальнейшее повышение удельных показателей СДПМ связано с разработкой ВПМ на базе сверхпроводящих материалов, работающих при температуре жидкого азота (77К) [30]. В качестве силовых преобразователей в ЕСЭУ используются неуправляемые и активные выпрямители совместно с автономными инверторами напряжения с векторной ШИМ. Силовые ключи выполняются на базе биполярных транзисторов с изолированным затвором (IGBT) на номинальные напряжения до 6,5 кВ и токи до 2500 А. Для судовых условий наиболее часто используются 3-уровневые инверторы на напряжение 3 — 3,3 кВ с водяным охлаждением [31]. Важную роль в электродвижении играет система управления электроэнергетической установкой (PMS). Она обеспечивает оптимальное распределение нагрузки между параллельными генераторами, поддержание напряжения и частоты в допустимых пределах, защиту оборудования при перегрузках и авариях. Одной из ключевых функций PMS является предотвращение блэкаута — полного обесточивания судовых шин при потере генерирующих мощностей. Для этого используются быстродействующие алгоритмы выявления небаланса активной и реактивной мощности и селективного отключения второстепенных потребителей [32]. Важным преимуществом электродвижения является возможность применения нетрадиционных типов движителей — аzipодов и винторулевых колонок (ВРК). Благодаря возможности произвольного разворота упор создается в любом направлении, что значительно повышает маневренность судна. ГЭД располагаются в обтекаемых гондолах вне корпуса, что позволяет генерировать равномерный упор по диску винта и снизить кавитацию. КПД современных аzipодов достигает 70 — 72 %, номинальная мощность — 7,5 — 15 МВт [33]. Главным недостатком является повышенная уязвимость к механическим повреждениям. Для повышения живучести в составе пропульсивного комплекса используют 2 — 3 независимых аzipода. Перспективы электродвижения на судах класса «Афрамакс» связаны с разработкой интегрированных энергетических систем, обеспечивающих совместную работу разнородных источников энергии постоянного и переменного тока. Благодаря применению твердотельных трансформаторов и многоуровневых каскадных преобразователей достигается бесшовная интеграция валогенераторов, утилизационных турбин, накопителей, ТЭ и ВИЭ в составе единой судовой микросети (MicroGrid) [34]. Архитектура микросетей строится на базе распределенных контроллеров, координирующих энергообмен между источниками и потребителями по беспроводным каналам связи. Для повышения устойчивости и управляемости применяются алгоритмы и протоколы интеллектуальных активно-адаптивных сетей SmartGrid и SuperGrid. Использование нейросетевого прогнозирования нагрузки позволяет оптимизировать состав работающего генерирующего оборудования и добиться экономии топлива до 2 — 4 % на переходных режимах [35]. Характерным примером реализации концепции MicroGrid (см. рис. 1.3) является серия танкеров «Афрамакс» «Gagarin Prospect» с двухтопливными МОДД WinGD 7X62DF (14,7 МВт), валогенераторами с ВРШ (2 × 2 МВт), утилизационной паротурбиной (1,2 МВт) и литий-ионной АКБ (500 кВт·ч).

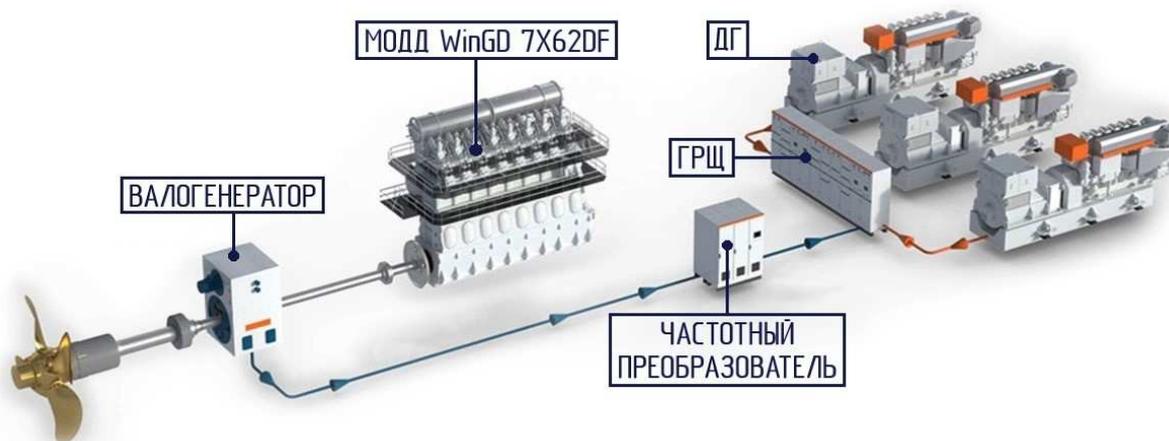


Рис. 1.3. Проект Wartsila новой КСЭУ танкера судна класса «Афрамакс»

PMS обеспечивает оптимальное распределение нагрузки между тепловыми и электрическими источниками при изменении ходового режима и условий погоды. На ходовом режиме 50 — 70 % мощности поступает от ВРШ, что позволяет разгрузить главный двигатель и  $b_e$  на 7 — 9 г/(кВт·ч) [36].

### 3. КОНЦЕПТУАЛЬНЫЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ СЭУ СУДОВ КЛАССА «АФРАМАКС»

Анализ доминирующих трендов эволюции судовой энергетики в контексте ужесточения требований ИМО по энергоэффективности и экологичности, волатильности глобальных рынков бункерного топлива, со всей очевидностью свидетельствует о назревшей необходимости кардинального пересмотра устоявшихся подходов к проектированию СЭУ крупнотоннажных транспортных судов. Традиционная парадигма, базирующаяся на использовании унифицированных дизельных, паротурбинных и газотурбинных установок, работающих на тяжелых сортах нефтяного топлива, не в полной мере соответствует императивам низкоуглеродного развития и критериям технологического суверенитета страны в условиях турбулентной геополитической обстановки.

Исходя из вышеизложенного, стратегическим приоритетом для отечественного судостроения должна стать разработка инновационных проектов СЭУ, максимально задействующих достижения национальной фундаментальной и прикладной науки, передовых конструкторских школ и производственных предприятий военно-промышленного и топливно-энергетического комплексов. Синергетическая интеграция наработок в области корабельной ядерной энергетики, ракетного двигателестроения, электрохимических генераторов и накопителей, сверхпроводниковых технологий открывает качественно новые возможности по созданию высокоэффективных и экологичных СЭУ, не имеющих аналогов на глобальном рынке гражданского судостроения.

В качестве приоритетной ниши для имплементации передовых отечественных решений целесообразно рассматривать сегмент крупнотоннажных танкеров, газовозов, балкеров и контейнеровозов класса «Афрамакс», играющих ключевую роль в обеспечении национальной морской транспортной системы. Дефвейт данной категории судов в диапазоне 80 — 120 тыс. тонн, с одной стороны, обеспечивает достаточные габариты и грузоподъемность для размещения энергоемкого оборудования, с другой стороны, позволяет эффективно оперировать в большинстве ключевых портов и терминалов РФ.

В сегменте танкеров и балкеров класса «Афрамакс» наиболее целесообразной представляется разработка комбинированной СЭУ на базе двухтопливных среднеоборотных газотурбинных двигателей мощностью 8 — 12 МВт, интегрированных с утилизационным контуром на ORC. Ключевыми преимуществами ГТУ 4-го поколения разработки АО «ОДК-Сатурн», создаваемых на базе газогенератора морского исполнения М90ФР, являются компактность, малая масса,  $\eta_y$  (до 40 %), возможность работы на различных видах газового топлива, включая СПГ, этан, ШФЛУ. ГУТ ОГ ГТУ посредством ORC-модуля обеспечит повышение общего  $\eta_y$  до 55 — 58 % при электрической мощности в диапазоне 2 — 4 МВт. В составе единой электроэнергетической системы судна рационально предусмотреть литий-ионные АКБ емкостью 5 — 10 МВт·ч для покрытия пиковых нагрузок, повышения качества электроэнергии, обеспечения резервного электроснабжения. Гребная установка может быть выполнена в виде 2 ВРК типа «Азипод» с приводными АД или индукторными машинами суммарной мощностью 12 — 15 МВт. Для повышения экологических показателей целесообразно интегрировать в состав энергокомплекса ВИЭ в виде РП и солнечных панелей суммарной мощностью 0,5 — 1 МВт.

Применительно к газовозам класса «Афрамакс» перспективным направлением инновационного развития представляется разработка ПТУ нового поколения на базе высокофорсированных главных котлов, обеспечивающих генерацию пара суперсверхкритических параметров. Повышение начального давления до 35 — 38 МПа и температуры до 650 — 700 °С в сочетании с промежуточным перегревом и многоступенчатой системой регенеративного подогрева питательной воды позволит достичь  $\eta_p$  паротурбинного цикла в диапазоне 50 — 55 %, что соответствует лучшим мировым образцам стационарных энергоблоков на ископаемом топливе. Конструктивно главные котлы целесообразно выполнить по прямоточной схеме с встроенной паровой турбиной, приводящей питательные насосы, и многоходовой топкой с низким выбросом  $\text{NO}_x$ . В качестве основного топлива рационально использовать отпарной газ, получаемый при регазификации СПГ из грузовых емкостей. Для обеспечения маневренности, живучести и резервирования на переходных режимах предусматривается комбинированное сжигание газового и жидкого топлива с помощью специальных многотопливных горелок.

Система электродвижения газозовов может быть реализована по схеме ЕСЭУ постоянного тока с 2 — 3 ВРК азиподного типа и приводными СДПМ из высокотемпературных сверхпроводников 2-го поколения с рабочей температурой 65 — 77 К. Использование криогенных электрических машин позволит радикально повысить удельную мощность и экономичность пропульсивного комплекса при снижении массогабаритных характеристик и шумности.

Суммарная мощность ГЭД может достигать 30 — 40 МВт в зависимости от конструктивного типа и дедвейта судна. Важным конкурентным преимуществом разрабатываемых ПТУ для газозовов станет глубокая интеграция с общесудовыми системами и технологическим оборудованием для транспортировки и хранения СПГ. В частности, теплота ОГ котлов может эффективно утилизироваться в АБХМ для получения холода, используемого в установках повторного сжижения испарившегося газа. Потенциал увеличения коэффициента использования теплоты топлива за счет когенерационных схем оценивается на уровне 85 — 90 %. Ключевой задачей для практической реализации высокоэффективных ПТУ суперсверхкритических параметров является разработка и освоение производства основного и вспомогательного оборудования на отечественных предприятиях энергомашиностроительного профиля. Необходимо создание паровых турбин мощностью 20 — 30 МВт с начальными параметрами пара 35 МПа и 700 °С, рассчитанных на длительный ресурс эксплуатации в морских условиях. Прототипами для них могут служить стационарные турбины нового поколения, разрабатываемые АО «Силовые машины» для перспективных энергоблоков суперсверхкритического давления. Не менее сложной является задача проектирования и производства высокофорсированных прямоточных котлов паропроизводительностью 120 — 150 т/ч, способных обеспечить непрерывную генерацию пара суперсверхкритических параметров при сжигании газового и жидкого топлива. Нарботки в данной области имеются у АО «ЗиО-Подольск», ПАО «ЗиО», образующих технологическую цепочку по созданию котельного оборудования большой мощности. Ключевыми инновационными решениями должны стать монолитные цельноковано-сварные барабаны высокого давления, мембранные панели из аустенитных жаропрочных сталей, системы кардинального снижения вредных выбросов. Для контейнеровозов класса «Афрамекс» целесообразна разработка ЭХГ на базе высокотемпературных твердооксидных ТЭ и расплавкарбонатных ТЭ электрической мощностью 20 — 30 МВт. Благодаря электрохимической конверсии синтез-газа, вырабатываемого в риформере из СПГ, становится возможным достижение  $\eta_v$  до 60 — 65 % при экстремально низком уровне вредных выбросов. Интеграция с паровыми утилизационными турбинами и абсорбционными бромистолитиевыми тепловыми насосами позволит повысить  $\eta_y$  до 75 — 80 %, что на данный момент недостижимо для любого типа тепловых двигателей. Гребная установка может быть выполнена в составе 3 — 4 ВРК с приводными СДПМ из высокотемпературных сверхпроводников суммарной мощностью 50 — 60 МВт. Ключевым элементом разрабатываемых архитектур перспективных СЭУ должны стать интеллектуальные системы управления, базирующиеся на технологиях нейронных сетей, нечеткой логики, мультиагентного моделирования.

Применение предиктивной аналитики нагрузки, погодных условий, навигационной обстановки в сочетании с оптимизационными алгоритмами распределения мощности между тепловыми и электрическими источниками сулит потенциал повышения энергоэффективности на 5 — 10 %, особенно в динамических режимах плавания. Интеграция всех источников и потребителей электроэнергии при помощи твердотельных трансформаторов, многоуровневых преобразователей, коммутационных и защитных устройств нового поколения в единую микросеть, функционирующую по технологии Smart Grid, обеспечит беспрецедентный уровень надежности, живучести и гибкости СЭУ. Для обоснования технико-экономических и экологических показателей предложенных архитектур СЭУ целесообразно задействовать комплекс средств математического и имитационного моделирования, верифицированный по результатам стендовых и натурных испытаний ключевых подсистем. Ввиду значительной капиталоемкости и длительности цикла разработки инновационных компонентов энергокомплексов представляется целесообразным использовать поэтапный подход от автономных прототипов и демонстраторов до опытных образцов СЭУ в целом. При этом ключевое значение будет иметь объединение организационных, интеллектуальных и производственных ресурсов ведущих предприятий судостроительной, двигателестроительной, атомной, энергетической и радиоэлектронной отраслей в рамках национальных программ и инновационных кластеров.

## ВЫВОДЫ

Резюмируя вышеизложенное, представляется возможным сформулировать следующие ключевые выводы.

1. Достижение стратегических целей повышения энергетической эффективности, экологичности и конкурентоспособности отечественного гражданского флота в условиях ужесточения требований ИМО и турбулентности глобальных рынков возможно исключительно на основе существенной технологической модернизации судовой энергетики. Магистральным направлением инновационного развития должна стать разработка и внедрение КСЭУ нового поколения, базирующихся на синергетической интеграции наиболее передовых достижений национальной науки и техники.

2. Наиболее перспективной нишей для апробации и коммерциализации отечественных прорывных решений в области судовой энергетики является сегмент крупнотоннажных судов класса «Афрамекс», играющих ключевую роль в национальной морской транспортной системе. Оптимальной размерностью для размещения инновационных энергоемких технологий обладают танкеры, газовозы, балкеры и контейнеровозы дедевейтом 80 — 120 тыс. тонн.

3. Применительно к танкерам и балкерам класса «Афрамекс» наиболее рациональной перспективной СЭУ является комбинированный дизель-газотурбозлектрический энергокомплекс на базе среднеоборотных ГТУ 4-го поколения с утилизационным ОРС-контуром, литий-ионными АКБ большой емкости, азиподом с АД или ИМ, фотоэлектрическими установками.

4. Для газовозов класса «Афрамекс» перспективной является разработка ПТУ нового поколения на базе котлов с параметрами пара 35 — 38 МПа и 650 — 700 °С, обеспечивающих электрический КПД 50 — 55 %. Система электродвижения может быть реализована на основе азипода с приводом от СДПМ из ВТСП суммарной мощностью 30 — 40 МВт. Ключевым преимуществом станет интеграция ПТУ с общесудовыми системами и оборудованием для транспортировки СПГ, реализующая когенерационный принцип использования теплоты.

5. В сегменте контейнеровозов класса «Афрамекс» магистральным направлением инновационного развития должно стать создание ЭХГ мегаваттного класса на базе высокотемпературных твердооксидных и расплавкарбонатных ТЭ с конверсией СПГ. Интеграция с утилизационными паровыми турбинами и абсорбционными тепловыми насосами позволит приблизиться к термодинамическому пределу эффективности, недостижимому для любого типа тепловых двигателей.

6. Ключевым фактором достижения прорывных показателей энергоэффективности, экологичности и гибкости разрабатываемых СЭУ станет внедрение интеллектуальных систем управления на основе нейросетевых технологий, оптимизационных алгоритмов и мультиагентного моделирования. Построение единой судовой микросети по технологии Smart Grid обеспечит качественно новые возможности интеграции разнородных источников и потребителей энергии.

7. Для обоснования облика и основных характеристик перспективных СЭУ целесообразно использовать современные средства полномасштабного математического моделирования, верифицированные по результатам испытаний ключевых подсистем. Успешная реализация концептуальных проектов инновационных СЭУ станет возможной исключительно на основе консолидации ресурсов ведущих отраслевых предприятий и организаций в рамках комплексных национальных программ развития. Следует подчеркнуть, что разработка и внедрение качественно новых проектов СЭУ на основе консолидации наиболее передовых отечественных технологических компетенций не только позволит существенно повысить технико-экономический уровень и конкурентоспособность отечественного гражданского флота, но и создаст предпосылки для достижения технологического лидерства и экспортного потенциала в ряде приоритетных ниш глобального судостроительного рынка. Системная реализация изложенных концептуальных подходов потребует значительной мобилизации организационных, интеллектуальных и финансовых ресурсов государства и бизнеса, однако в стратегической перспективе станет ключевым фактором достижения национальных целей инновационного развития и повышения роли РФ как великой морской державы.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ REFERENCES

1. González C. Evaluating the economic implications of the EU emissions trading system on the energy supply chain through maritime transport / C. González // *Journal of Maritime Research*. — 2023. — Vol. 20, № 2. — P. 141 — 147.
2. Abed N.Y. Power electronics equipments for all-electric ship power systems / N.Y. Abed // *Power Electronics Handbook*, 2024. — P. 965 — 975.
3. Nivolianiti E. Energy management of shipboard microgrids integrating energy storage systems: A review / E. Nivolianiti, Y.L. Karnavas, J.F. Charpentier // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. — 2024. — Vol. 189. — P. 114012.
4. Curran S. The future of ship engines: Renewable fuels and enabling technologies for de-carbonization / S. Curran, A. Onorati, R. Payri, A.K. Agarwal et al. // *International Journal of Engine Research*, 2024. — Vol. 25, Issue 1. — P. 85 — 110.
5. Жуков В.А. Совершенствование системы топливоподдачи двухтопливных судовых дизелей / В.А. Жуков, В.В. Гаврилов, А.Н. Гомбалецкий // *Транспортное дело России*. — 2023. — № 5. — С. 248 — 252. = Zhukov V.A., Gavrilov V.V., Gombalevskiy A.N. Sovershenstvovanie sistemy toplivopodachi dvukhtoplivnykh sudovykh dizeley [Improvement of the fuel supply system of dual-fuel marine diesel engines]. *Transportnoe delo Rossii [Transport Industry of Russia]*. 2023 (5): 248-252. (In Russ.)
6. Zhu S. Numerical studies on the flow characteristic of the marine two-stroke engine integrated with the high-pressure exhaust gas recirculation system / S. Zhu, Y. Tang, D. Wang, Sh. Bai et al. // *Case Studies in Thermal Engineering*. — 2024. — Vol. 53. — P. 103958.
7. Lee K.K., Hochegger W., Schönborn A. Energy-specific greenhouse gas emissions measurements from 2-stroke marine diesel engine using liquefied natural gas / K.K. Lee, W. Hochegger, A. Schönborn // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part M: Journal of Engineering for the Maritime*. — 2024. — Vol. 238, № 1. — P. 231 — 247.
8. Shi J. Combined removal experiment of NOx, SO2 and PM from marine diesel exhaust gas with SCR-DryEGCS system / J. Shi, Y. Zhu, J. Yang, Ch. Xia et al. // *International Journal of Engine Research*. — 2024. — Vol. 25, № 3. — P. 435 — 446.
9. Иванченко А.А. Организация рабочего процесса современных двухтопливных судовых дизелей / А.А. Иванченко, Г.А. Конев, В.Г. Тюркашкин // *Сб. трудов НИК ППС ГУМРФ им. адмирала С.О. Макарова*. — 2022. — С. 182 — 187. = Ivanchenko A.A., Konev G.A., Tyurgashkin V.G. Organizatsiya rabocheho protsessa sovremennykh dvukhtoplivnykh sudovykh dizeley [Organization of the working process of modern dual-fuel marine diesel engines]. *Sb. trudov NPK PPS GUMRF im. admirala S.O. Makarova [Proceedings of the Scientific and Practical Conference of the Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping]*. 2022: 182-187. (In Russ.)
10. Bayraktar M. Investigation of alternative fuelled marine diesel engines and waste heat recovery system utilization on the oil tanker for upcoming regulations and carbon tax / M. Bayraktar // *Ocean Engineering*. — 2023. — Vol. 287. — P. 115831.
11. Bottero M. Systems Engineering for Naval Ship Design Evolution / M. Bottero, P. Gualeni // *Journal of Marine Engineering*. — 2024. — Vol. 12, № 2. — P. 210.
12. Ponte A. Machine Learning-accelerated computational fluid dynamics for naval ship resistance prediction / A. Ponte. — Universitat Politècnica de Catalunya, 2023.
13. Wang Z. Status and prospects in technical standards of hydrogen-powered ships for advancing maritime zero-carbon transformation / Zh. Wang, M. Li, F. Zhao, Y. Ji et al. // *International Journal of Hydrogen Energy*. — 2024. — Vol. 62. — P. 925 — 946.
14. Papanikolaou A. On parametric modelling, digital siblings and ship design optimization // *Ship Technology Research*. — 2024. — Vol. 71. — P. 92 — 101.
15. Иванченко А.А. Подходы к совершенствованию судовых энергетических установок / А.А. Иванченко, Г.А. Конев, Г.Л. Ларионов // *Эксплуатация морского транспорта*. — 2023. — № 3(108). — С. 121 — 138. = Ivanchenko A.A., Konev G.A., Larionov G.L. Podkhody k sovershenstvovaniyu sudovykh energeticheskikh ustanovok [Approaches to improving ship power plants]. *Ekspluatatsiya morskogo transporta [Operation of maritime transport]*. 2023. № 3(108): 121-138. (In Russ.)
16. De Marco C. Life cycle performance assessment of alternative marine fuels for Ro-Pax vessels / C. De Marco, S. Maggi, I. Poli // *Energy*. — 2021. — Vol. 237. — P. 121549.
17. Aravelli A. FMEA study on the reliability of a marine LNG fuel gas supply system / A. Aravelli, K. Permana, H. Shen // *International Journal of Naval Architecture*. — 2021. — Vol. 13. — P. 677 — 688.
18. Jin S. A new safety assessment model for the LNG-fueled vessel fuel supply system based on Fuzzy-TOPSIS and Bayesian network / S. Jin, J. Ahn, J. Kim // *Journal of Marine Science and Engineering*. — 2021. — Vol. 9 (8). — P. 891.
19. Teng W. / W. Teng, G. Wang, Y. Yang. Fault tree analysis of the fire and explosion accidents of fuel bunkering vessels // *Journal of Marine Engineering & Technology*. — 2021. — Vol. 20 (1). — P. 1-10.
20. MAN ES. Propulsion trends in tankers. URL: [https://www.man-es.com/docs/default-source/marine/tools/propulsion-trends-in-tankers\\_5510-0031-03ppr.pdf](https://www.man-es.com/docs/default-source/marine/tools/propulsion-trends-in-tankers_5510-0031-03ppr.pdf) (accessed 08.05.2024).
21. Elkafas A. Assessment of alternative marine fuels from environmental, technical, and economic perspectives onboard ultra large container ship / A. Elkafas, M. Rivarolo, A.F. Massardo // *International Journal of Maritime Engineering*. — 2022. — Vol. 164 (A2). — P. 125 — 134.
22. Zamboni G. Comparative analysis among different alternative fuels for ship propulsion in a well-to-wake perspective / G. Zamboni, F. Scamardella, P. Gualeni, E. Canepa // *Heliyon*. — 2024. — Vol 10 (4). — e26016.
23. Ryu B.R. Comparative analysis of the thermodynamic performances of solid oxide fuel cell — gas turbine integrated systems for marine vessels using ammonia and hydrogen as fuels / B.R. Ryu, P.A. Duong, H. Kang // *International Journal of Ocean Engineering*. — 2023. — Vol. 15. — P. 100524.
24. Xu J. Dynamic investigation of the influence of propeller on the vibro-acoustic characteristics of marine propulsion systems / J. Xu, L. Xue, D. Zou, Ch. Jiao et al. // *Acta Mechanica Sinica*. — 2024. — Vol. 40 (2). P. 523330.
25. Olsen A. Preparing the vessel for Arctic operations // A. Olsen. *Ship operations in extreme low temperature environments*. Springer, 2024. — P. 85 — 116.
26. Seyam S. Optimization and comparative evaluation of novel marine engines integrated with fuel cells using sustainable fuel choices / S. Seyam, I. Dincer, M. Agelin-Chaab // *Energy*. — 2024. — P. 131629.
27. Eze V.H.U. Advancements in energy efficiency technologies for thermal systems: A comprehensive review / V.H.U. Eze, J.S. Tamball, O. Favour Uzoma, N. I. Sarah et al. // *INOSR Applied Sciences*. — 2024. — Vol. 12 (1). — P. 1 — 20.
28. Vieira G.G.T.T. Methodology to evaluate the potential reduction of CO2 emissions in hybrid powered ships: tese (doutorado) / G.G.T.T. Vieira; Universidade de São Paulo. — São Paulo, 2023.

29. González R., Gómez X. Ammonia can be currently considered as one of the best green fuels for marine applications / R. González, X.Gómez // *Sustainable Chemistry*. — 2024. — Vol. 5(2). — P. 163 — 195.
30. Li J. Suppression of hydrofoil unsteady cavitation by periodic jets based on fish gill respiration / J. Li, H. Yan, F. Wang // *Ocean Engineering*. — 2024. — Vol. 293. — P. 116584.
31. Esmailian E. A new power prediction method using ship in-service data: a case study on a general cargo ship / E. Esmailian, Y.-R. Kim, S. Sverre, K. Koushan // *Ship Technology Research*. — 2023. — P. 1 — 22.
32. Alnes Ø. Battery-powered ships: A class society perspective / Ø. Alnes, S. Eriksen, B. Vartdal // *IEEE Electrification Magazine*. — 2017. — Vol. 5, № 3. — P. 10 — 23.
33. Teng W. Fault tree analysis of the fire and explosion accidents of fuel bunkering vessels / W. Teng, G. Wang, Y. Yang // *Journal of Marine Engineering & Technology*. — 2021. — Vol. 20, № 1. P. 1 — 10.
34. Kim H. Risk assessment of LNG fuel storage tanks for LNG fueled ships through failure modes and effect analysis / H. Kim, K. Kang, G. Kim // *Energies*. — 2020. — Vol. 13, № 23. — P. 6256.
35. Sahoo Z. Reliability-based design and optimization of marine power systems: A review / Z. Sahoo, R. Soman, K. Sha // *Ocean Engineering*. — 2021. — Vol. 216. — P. 108063.
36. Bolbot V. A comparative study of EEDI versus lifetime CO<sub>2</sub> emissions of a Handymax bulk carrier / V. Bolbot, G. Theotokatos, R. Hamann // *Ocean Engineering*. — 2021. — Vol. 238. — P. 109657.

УДК 629.123; 621.432

## ВЛИЯНИЕ ТИПА ТОПЛИВА НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ ПОКАЗАТЕЛЬ УГЛЕРОДОЕМКОСТИ (СИ) МОРСКИХ СУДОВ

**В.К. Шурпяк**, канд. техн. наук, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 191181 Россия, Санкт-Петербург, Миллионная ул., 7А, e-mail: shurpyak.vk@rs-class.org

**Д.С. Семиничев**, канд. техн. наук, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 191181 Россия, Санкт-Петербург, Миллионная ул., 7А, e-mail: semionichev.ds@rs-class.org

**В.В. Корнев**, ст. инж.-инсп. 1 кат., ФАУ «Российский морской регистр судоходства», 183038 Россия, Мурманск, ул. Шмидта, д. 43, e-mail: korenev.vv@rs-class.org

Предложены два новых индикатора энергоэффективности различных типов судового топлива: коэффициент углеэнергоёмкости топлива  $CEF_{CO_2}$  и относительный коэффициент углеэнергоёмкости топлива  $KOET$ . Предложена методика оценки влияния применяемого на судне топлива на эксплуатационный показатель углеродоемкости судна СИ с помощью предложенных коэффициентов углеэнергоёмкости. Согласно методике оценки изменения СИ при переводе судов с работы на тяжелом топливе на дизельное (моторное) топливо обеспечивает улучшение показателя энергоэффективности судна СИ приблизительно на 5 — 7 %. Проведено сравнение результатов произведенной оценки с данными по эксплуатации судов типа «Атлантик» на двух типах топлива, которое показало хорошее совпадение. Приводятся данные об изменении расхода топлива и масла при использовании тяжелого топлива по сравнению с дистиллятным после перевода главных двигателей типа 6М20 фирмы «МАК» на тяжелое топливо на судах типа «Атлантик-333». На основе этих данных проводится оценка потерь тяжелого топлива, связанных с утечками и затратами на подготовку топлива для судовых потребителей. Также приводятся данные об изменении ресурса различных деталей двигателей и увеличении работ на судне по их техническому обслуживанию.

В связи с введением запрета МК МАРПОЛ на использование тяжелого топлива в полярных водах и введением требований по энергоэффективности делается вывод о тенденции более широкого применения дистиллятного дизельного топлива на судах под российским флагом.

**Ключевые слова:** судовые дизели, бункеровочное топливо, топливopодготовка, выбросы парниковых газов, углеродная интенсивность, эксплуатационный показатель углеродоемкости СИ.

## THE IMPACT OF FUEL TYPE ON CARBON INTENSITY INDICATOR (CII) OF MARINE SHIPS

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

**D.S. Semionichev**, PhD, FAI Russian Maritime Register of Shipping, St. Petersburg, e-mail: shurpyak.vk@rs-class.org

**V.V. Korenev**, 1 cat. Senior Engineer Inspector, FAI Russian Maritime Register of Shipping, 183038 Russia, Murmansk, ul. Shmidta, 43, e-mail: korenev.vv@rs-class.org

Two new energy efficiency indicators of different types of marine fuel are proposed: the coefficient of carbon intensity of the fuel  $CEF_{CO_2}$  and the relative coefficient of carbon intensity of the fuel  $KOET$ . A method is proposed for assessing the effect of the fuel used on the ship on the operational carbon intensity index of the CII vessel using the proposed carbon energy intensity coefficients. According to the methodology for assessing changes in CII when transferring ships from heavy fuel to diesel (motor) fuel, it provides an improvement in the energy efficiency of the CII vessel by approximately 5 — 7 %. The results of the assessment were compared with data on the operation of Atlantic-333 type ships using two types of fuel, which showed a good match.

The data on the change in fuel and oil consumption when using heavy fuel compared to distillate fuel after the conversion of the main engines of the 6M20 type of the company MAK to heavy fuel on ships of the Atlantic-333 type are presented. Based on these data, an assessment of heavy fuel losses associated with leaks and fuel preparation costs for marine consumers is carried out. It also provides data on changes in the life of various engine parts and an increase in maintenance work on the ship.

In connection with the introduction of the MARPOL Convention ban on the use of heavy fuel in polar waters and the introduction of energy efficiency requirements, it is concluded that there is a trend towards wider use of distillate diesel fuel on ships flying the Russian flag.

**Keywords:** marine diesel engines, bunkering fuel, fuel treatment, greenhouse gas emissions, carbon intensity, operational carbon intensity index CII.

## ВВЕДЕНИЕ

Киотский протокол к Рамочной конвенции ООН об изменении климата (РКИК ООН) определил Международную морскую организацию в качестве межправительственной площадки, в рамках которой государства должны договариваться о снижении выбросов парниковых газов в судоходстве [1]. Согласно результатам Четвертого исследования ИМО по выбросам парниковых газов [2], отражающим общий рост выбросов CO<sub>2</sub>, доля международного судоходства от совокупных выбросов в мире выросла с 2,2 % в 2012 г. до 2,9 % в 2018 г. При этом отмечается, что в среднем по сектору судоходства удельные выбросы CO<sub>2</sub> на единицу транспортной работы за рейс сократились к 2018 г. на 21 — 29% по сравнению с 2008 г. При этом если зарубежные страны используют в своей практике такие инструменты, как углеродные налоги и систему торговли квотами [3], то ИМО пока только обсуждает применение таких мер на судах.

Первоначальная стратегия ИМО содержит перечень краткосрочных (разработка и согласование в период 2018 — 2023 гг.), среднесрочных (2023 — 2030 гг.) и долгосрочных (после 2030 г.) мер. В 2018 — 2021 гг. был разработан и принят пакет краткосрочных мер технического и эксплуатационного характера. С 01.01.23 к находящимся в эксплуатации транспортным судам валовой вместимостью 5000 и более (в Части 4 Приложения VI МАРПОЛ определены и перечислены типы транспортных судов) уже применяются так называемые «краткосрочные» меры ИМО по сокращению выбросов — индексы энергоэффективности для существующих судов EEXI, показатель эксплуатационной углеродоемкости СИ и расширенный SEEMP. Для достижения соответствия этим требованиям суда должны будут, как минимум, снижать скорость или подвергаться дооборудованию, переходить на более экологичные виды топлива и т. д. При этом в случае потери экономической эффективности суда могут выводиться из эксплуатации, поэтому управление энергоэффективностью морских судов в эксплуатации становится актуальной задачей для любой судоходной компании [4 — 6].

Целью настоящей статьи является определение влияния типа топлива на показатели энергоэффективности судна в эксплуатации. Для достижения указанной цели поставлена задача разработать показатель экологичности топлива, основанный на энергетической ценности топлива и отражающий выигрыш в энергоэффективности, получаемый при переводе судна на другой тип топлива.

Показатель интенсивности выбросов углерода СИ (Carbon Intensity Indicator) — эксплуатационный показатель, учитывающий фактическое потребление топлива на судне и расстояние, пройденное для каждого отдельного судна в эксплуатации. ИМО запланировала постепенное ужесточение норм МК МАРПОЛ по СИ: до 2027 г. нормы будут корректироваться на 2 % в год [7], а как они будут корректироваться после 2027 г., пока не ясно.

Предварительные расчеты показывают, что уже сейчас многим транспортным судам будет сложно соответствовать требованиям по СИ без принятия технических и эксплуатационных мер. По итогам 2023 г. эксплуатации согласно новым требованиям каждому судну присвоен рейтинг интенсивности выбросов CO<sub>2</sub> (рейтинг СИ). В случае присвоения низкого рейтинга (D или E) судну будет необходимо разработать и представить план корректирующих действий. Наличие плана корректирующих действий и его выполнение должно контролироваться администрациями и портовыми властями, невыполнение этих мероприятий может повлечь задержание судна.

В отчете секретариата ИМО о расходе топлива за 2023 г. (документ МЕРС 82/6/38) указано, что по результатам эксплуатации в 2023 г. 1541 судно из 28 620, представивших отчет, (т.е. 5,4 %) относятся к рейтингу E, а рейтинг D присвоен 13,7 % судов. С учетом ежегодного ужесточения норм по требуемому СИ задача повышения энергоэффективности приобретает практическое значение для многих тысяч судов.

## 1. УЧЕТ ТИПА ТОПЛИВА ПРИ РАСЧЕТАХ СИ

Одним из возможных выходов для судовладельцев может служить переход на другие, более экологичные виды топлива при одновременном учете и экономии расхода топлива. Но для использования новых видов топлива, таких как СПГ или метанол, требуется серьезное дооборудование судна, а зачастую и замена двигателя, что требует существенных затрат, на которые судовладелец пойти не может. Минимум затрат по переоборудованию требует применение биотоплива, но в ИМО пока нет методики учета выбросов при его использовании, а кроме того, на отечественном бункеровочном рынке судовое биотопливо пока сложно найти.

Согласно методике расчета показателя эксплуатационной углеродоемкости (Руководство по СП МЕРС.352(78)) в наиболее простой форме фактический годовой эксплуатационный СП отдельных судов рассчитывается как отношение общей массы выбросов  $\text{CO}_2$  ( $M$ ) к общей транспортной работе ( $W$ ), выполненной в данном календарном году:

$$\text{СП} = M/W, \quad (1)$$

где  $M$  — общая масса  $\text{CO}_2$  — это сумма выбросов  $\text{CO}_2$  (в граммах) от сжигания всего судового топлива, израсходованного на борту судна в течение календарного года, которая рассчитывается следующим образом:

$$M = FC_j \times CF_j, \quad (2)$$

где:  $j$  — тип судового топлива;

$FC_j$  — общая масса (в граммах) израсходованного судового топлива типа  $j$  в календарном году;

$CF_j$  — коэффициент преобразования массы топлива в массу выбросов  $\text{CO}_2$  для топлива типа  $j$ , указанный в Руководстве 2018 г. по методу вычисления фактического конструктивного коэффициента энергоэффективности EEDI для новых судов (резолюция МЕРС.308(73)) с последующими поправками.

Значение СП напрямую зависит от преобразования массы топлива в массу выбросов  $\text{CO}_2$ , и в МЕРС.308(73) приведены значения этого коэффициента  $CF$ , который учитывает в зависимости от содержания углерода в топливе выбросы  $\text{CO}_2$ , имея размерность (т  $\text{CO}_2$ /т топлива).

Для удобства объективного сравнения экологических качеств различных топлив предлагаем ввести новый коэффициент  $CEF_{\text{CO}_2}$  — коэффициент углеэнергоёмкости топлива, представляющий из себя теплоту сгорания в МДж, отнесенную к массе  $\text{CO}_2$  в граммах, выделяющейся в результате сгорания этого топлива.

$$CEF_{\text{CO}_2j} = \frac{FC_j \cdot Q_j}{FC_j \cdot CF_j} = Q_j / CF_j, \quad (3)$$

где  $CEF_{\text{CO}_2j}$  — коэффициент углеэнергоёмкости топлива  $j$ , (МДж/т  $\text{CO}_2$ );

$Q_j$  — низшая теплотворная способность (МДж/кг) оцениваемого топлива  $j$ .

Таким образом, коэффициент представляет из себя показатель эффективности топлива, так как выделяемая теплота характеризует полезность топлива, а выделяемая масса  $\text{CO}_2$  характеризует экологический вред от его сжигания. Физический смысл коэффициента заключается в том, что чем больше тепла выделяется при сгорании топлива при одинаковых выделениях  $\text{CO}_2$ , тем эффективнее топливо и тем выше коэффициент углеэнергоёмкости этого топлива  $CEF_{\text{CO}_2}$ .

Для удобства сравнения экологических показателей различных топлив предлагаем ввести еще один безразмерный коэффициент — относительный коэффициент углеэнергоёмкости топлива  $KOET$ , который представляет из себя отношение  $CEF_{\text{CO}_2}$  какого-либо топлива  $j$  к аналогичному коэффициенту топлива, которое выбрано за эталон. В качестве эталона удобно выбрать тяжелое топливо, наиболее широко распространенное в настоящее время на судах. Тогда коэффициент  $KOET_j$  для какого-либо сорта топлива может быть определен как

$$KOET_j = CEF_{\text{CO}_2j} / CEF_{\text{CO}_2\text{HF}}, \quad (4)$$

где  $CEF_{\text{CO}_2j}$  — коэффициент углеэнергоёмкости топлива  $j$ ;

$CEF_{\text{CO}_2\text{HF}}$  — коэффициент углеэнергоёмкости тяжелого топлива.

Относительный коэффициент углеэнергоёмкости топлива  $KOET_j$  может также быть вычислен по формуле:

$$KOET_j = \frac{Q_j \cdot CF_{\text{HF}}}{CF_j \cdot Q_{\text{HF}}}, \quad (5)$$

где  $Q_j$  — низшая теплотворная способность (МДж/кг) оцениваемого топлива  $j$ ;

$Q_{\text{HF}}$  — низшая теплотворная способность (МДж/кг) тяжелого топлива;

$CF_j$  — коэффициент  $CF$  для оцениваемого топлива;

$CF_{\text{HF}}$  — коэффициент  $CF$  для тяжелого топлива.

Результаты расчета показателей экологичности  $CEF_{\text{CO}_2}$  и  $KOET$  для различных типов топлива приведены в табл. 1, теплотворная способность топлив и коэффициент перевода  $CF$  массы топлива в массу  $\text{CO}_2$  взяты из Руководства ИМО по расчетам СП МЕРС.308(73). Если топливо соответствует какому-либо стандарту с данными, отличными от приведенных в табл. 1, коэффициенты  $CEF_{\text{CO}_2}$  и  $KOET$  могут быть откорректированы с помощью формулы (5).

Таблица 1

## Экологические показатели различных топлив

Тип топлива		Низшая теплотворная способность $Q_T$ (МДж/т)	$CF$ (т CO <sub>2</sub> /т топлива)	$CEF_{CO_2}$ (МДж/т CO <sub>2</sub> )	$KOET$
Дизельное/газойль		42 700	3,206	13 320	1,03
Легкое топливо (ЛТ)		41 200	3,151	13 080	1,01
Тяжелое топливо (ТТ)		40 200	3,114	12 910	1,00
Сжиженный нефтяной газ (СНГ)	Пропан	46 300	3,000	15 430	1,20
	Бутан	45 700	3,030	15 080	1,17
Сжиженный природный газ (СПГ)		48 000	2,750	17 450	1,35
Метанол		19 900	1,375	14 470	1,12
Этанол		26 800	1,913	14 010	1,09

Таким образом, предложенный коэффициент  $KOET$  позволяет путем простого деления на него оценить, во сколько раз изменится СИ при переходе на другое топливо по сравнению с тяжелым топливом. Однако такая оценка будет весьма приблизительной, так как будет учитываться только топливо, сгоревшее в двигателе, то есть совершившее полезную работу. Топливо, масса которого по какой-то причине была потеряна, энергия которого была употреблена на вспомогательные нужды, например нагрев топлива при хранении, или топливо, попавшее в нефтяные остатки, отфильтрованное, отсепарированное, утилизированное на судне в инсинераторе или сданное в приемные сооружения на берегу, также учитывается при расчетах СИ как сгоревшее. Аналогично утечки газообразного метана, не сгоревшего в цилиндре в результате отсутствия воспламенения, не участвуют в производстве транспортной работы, но должны учитываться при расчетах СИ.

Для учета таких потерь топлива предлагается ввести еще один коэффициент, который назовем коэффициент потерь  $\Psi$ , для учета утечек и других потерь топлива. Коэффициент потерь  $\Psi$  является отношением топлива, принятого на борт, к топливу, сгоревшему в двигателе, то есть участвующему в совершении полезной работы. Задача оценки  $\Psi$  не может быть однозначно решена вне зависимости от состава и устройства судовой энергетической установки и человеческого фактора на конкретном судне. Какие-либо осредненные оценки могут быть произведены на основе многолетних наблюдений, примеры такого длительного наблюдения и учета расхода топлива весьма редкие, тем интереснее показали авторам сравнительные данные о расходе тяжелого и дизельного топлива на серии рыболовных судов, которые удалось разыскать среди информации об опыте технического надзора, представленной Мурманским филиалом Регистра в 2010 г. Представленные данные позволят определить коэффициент потерь  $\Psi$  при использовании тяжелого топлива по сравнению с дистиллятным дизельным топливом.

## 2. СЛОЖНОСТИ ПРИ ПЕРЕХОДЕ НА ДРУГОЙ ВИД ТОПЛИВА

Как известно [8], основной проблемой судовых дизелей при переводе на тяжелое топливо является ухудшение качества рабочего процесса, что приводит к увеличению расхода топлива и смазочного масла. Кроме того, увеличивается скорость изнашивания узлов трения и топливной аппаратуры. Однако подтвердить эти проблемы конкретными надежными цифрами расхода топлива было всегда непросто, так как обычно никто не проводил специальных экспериментов за достаточно длительный период эксплуатации. Достоверность данных по расходу топлива ограничивается результатами сертификационных испытаний головного образца двигателя на нескольких видах топлива, использование которых предусмотрено производителем двигателя. Обычно такие испытания с замерами расхода топлива длятся не более нескольких часов. Поскольку вопрос использования различных сортов топлива в настоящее время вновь становится актуальным в связи с новыми экологическими требованиями ИМО, авторам показалось, что будет полезно вспомнить о данных использования 10 судов типа «Атлантик-333» на двух сортах топлива. Эти суда эксплуатировались сначала несколько лет на дизельном топливе, а затем были переведены на тяжелое топливо.

Рыболовные морозильные траулеры типа «Атлантик» строились в ГДР в 1970 — 1980-х гг. Всего было построено 134 судна. Длина наибольшая 82 м, водоизмещение полное 3362 т. С постройки суда снабжались СЭУ с двумя главными двигателями фирмы SCL 8NVD48.2AU ( $2 \times 855$  кВт), работающими на ВРШ через суммирующий редуктор. Утилизационный котел на судне отсутствует.

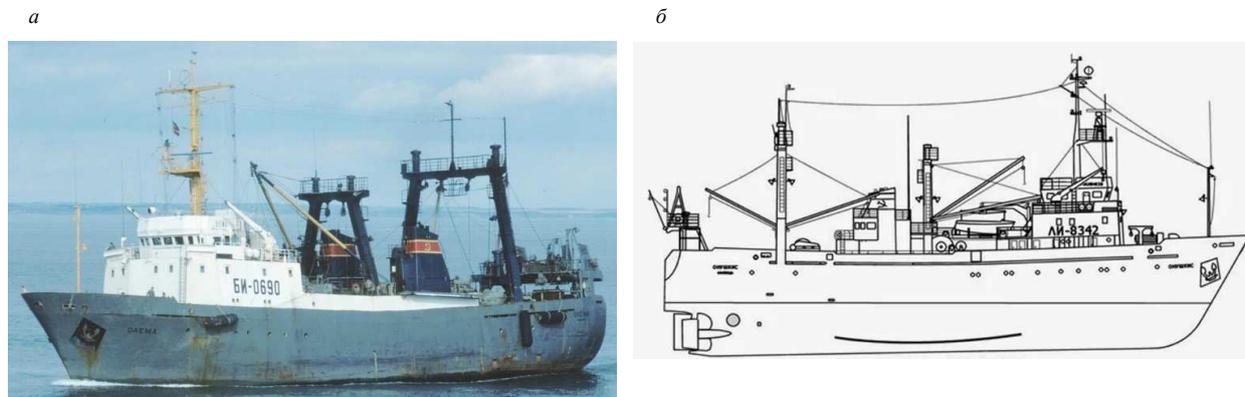


Рис. 1. Рыболовное судно проекта 696<sup>1</sup>

На десяти судах типа «Атлантик-333», проекта 696 в 1999 г. по решению судовладельца была произведена замена главных двигателей фирмы «SKL» на двигатели типа 6M20 фирмы «МАК» мощностью  $2 \times 1020$  кВт. После замены двигателей суда несколько лет эксплуатировались только на дистиллятном дизельном топливе.

В 2005 г. был разработан проект перевода СЭУ на тяжелое топливо с кинематической вязкостью не более 80 сСт при 50 °С. Проектом предусматривалась установка специального оборудования, монтаж дополнительных трубопроводов и перераспределение запасов топлива (дизельного и тяжелого).

Главные двигатели типа 6M20, вспомогательные типа 6VD26/20 и вспомогательные котлы были дооборудованы в соответствии с рекомендациями заводов-изготовителей. Существующие сепараторы топлива и масла были заменены на сепараторы типа MAPX 207-S-20 фирмы «Alfa-Laval» производительностью 5000 л/ч. Для перекачки тяжелого топлива произведена замена одного из двух существующих шестеренчатых насосов на винтовой.

Кроме этого, проектом предусматривалась установка нового оборудования:

- электрические подогреватели для подогрева топлива и масла перед сепарацией;
- блок охлаждения форсунок ВДГ, состоящий из двух насосов, бака форсуночного масла и охладителя, для обеспечения работы дизель-генераторов на тяжелом топливе;
- насосные агрегаты подачи дизельного топлива к главным двигателям, вспомогательным дизель-генераторам, помимо оборудования топливоподготовки;
- бустерный модуль топливоподготовки, который состоит из автоматического самоочищающегося фильтра, смесительного бака, циркуляционных насосов, подкачивающих насосов, подогревателей топлива, вискозиметра, компенсационного бака;
- в систему смазки ГД установлены дополнительные автоматические самоочищающиеся фильтры.

После модернизации система дизельного топлива использовалась только для розжига парового котла, работы аварийного дизель-генератора, для запуска и остановки вспомогательных двигателей. Для хранения дизельного топлива используются существующие отстойная цистерна и расходная цистерна аварийного дизель-генератора. Все остальные существующие цистерны дизельного топлива были дооборудованы змеевиками обогрева и предназначены для хранения тяжелого топлива. Всего 10 судов типа «Атлантик-333», проекта 696 прошли такую модернизацию в 2005 г. В дальнейшем, после получения опыта эксплуатации судов на тяжелом топливе, был проведен сравнительный анализ затрат и изменения ресурса различных деталей двигателей по сравнению с периодом работы этих судов на дизельном топливе. Необходимо отметить, что каких-либо отказов, связанных с переводом судов на тяжелое топливо, отмечено не было.

<sup>1</sup> Открытый источник <https://dzen.ru/a/ZfJufwPJj3LV4xQ4> (дата обращения 26.11.2024) (а); справочник Гипрорыбфлота по судам Министерства рыбной промышленности СССР (б).

### 3. ДАННЫЕ ПО УВЕЛИЧЕНИЮ РАСХОДА ТОПЛИВА И ИХ АНАЛИЗ

Данные по увеличению расхода топлива и масла в сутки на различных режимах работы судна приведены в табл. 2. Как видно из таблицы, на всех режимах расход топлива увеличивался в среднем приблизительно на 10 %. Из чего складываются такие большие дополнительные потери? Увеличение расхода связано с дополнительными затратами на необходимость подогрева тяжелого топлива, сепарацию, фильтрацию и ухудшение качества протекания рабочего процесса в двигателе. Соотношение этих дополнительных затрат топлива зависит прежде всего от качества топлива.

Таблица 2

Изменение расхода топлива

Режим работы судна	Расход дизельного топлива, т/сут	Расход тяжелого топлива, т/сут	Увеличение расхода топлива, %
Переход	9,5	10,4	9,5
Донный лов	7,5	8,25	10,0
Пелагический лов	8,25	9,1	10,3
Ярусный лов	9,3	10,2	9,7
Стоянка в море	2	2,2	10,0

Главная часть потерь заключается в уменьшении теплоты сгорания, сопоставление теплоты сгорания тяжелого топлива и дизельного дает потери порядка 6 % (согласно ISO 8217 — 40 200 КДж/кг для ТТ против 42 700 КДж/кг для ДТ).

Дополнительная фильтрация топлива производится с отсевом частиц более 5 мкм. Кроме того, согласно стандарту ISO 8217:2024, тяжелое топливо может содержать в своем составе до 0,5 % воды. Российский ГОСТ 1667-68 «Топливо моторное для среднеоборотных и малооборотных дизелей, ТУ» допускает до 2 % воды, которая удаляется путем отстоя и сепарации.

Для нагрева мазута от температуры хранения до температуры, обеспечивающей вязкость топлива, необходимую для потребления в двигателе или котле, требуется энергия не менее чем выделяемая при сгорании 0,5 % от массы нагреваемого тяжелого топлива. Но реальные затраты теплоты в виде расхода пара на отопление топливных танков будут существенно больше, так как кроме этого при хранении на судне необходимо поддерживать температуру топлива выше температуры помутнения мазута, а это требует постоянного расхода пара, то есть присутствуют постоянные затраты тепла на поддержание мазута в годном состоянии в танках запаса, оценить которые весьма затруднительно, так как расход пара зависит от температуры забортной воды и наружного воздуха, расположения танка на судне и площади контакта с наружной обшивкой.

В связи с вводом ИМО требований МК МАРПОЛ об энергоэффективности и контроле индекса энергоэффективности судна в эксплуатации СИ [7] можно сделать промежуточный вывод, что перевод судна на дистиллятное дизельное (моторное) топливо положительно сказывается на показателе СИ. Рассмотрение сравнительных данных эксплуатации судов на двух видах топлива позволяет заключить, что переход на дизельное дистиллятное топливо обеспечивает улучшение показателя СИ приблизительно на 6,5 — 7 %. Используемый в расчетах СИ коэффициент выбросов CO<sub>2</sub> CF для дизельного топлива больше на 3 % по сравнению с аналогичным показателем для тяжелого топлива, но это увеличение с лихвой компенсируется уменьшением расхода топлива на 10 %.

Уменьшение расхода дизельного топлива обусловлено двумя основными причинами: более высокой теплотой сгорания (разница составляет 6 %) и потерями на подготовку к горению, подогрев, фильтрацию, сепарацию. Зная, что при переходе на тяжелое топливо увеличение его расхода составило 10 %, можно вычислить вторую составляющую, которая для судов рассматриваемого проекта будет 4 %, а коэффициент потерь Ψ для тяжелого топлива будет равен 1,04.

Можно ли применять для оценки потерь топлива на других судах данные о потерях на рыболовных траулерах типа «Атлантик»? Другими словами, какие факторы могут повлиять на коэффициент потерь Ψ и насколько сильно? Прежде всего на величину потерь влияет качество тяжелого топлива и количество воды и шлама, которые сепарируются. Как говорилось выше, содержание воды в тяжелом топливе в зависимости от применяемого стандарта может колебаться от 0,5 до 2 %. Кроме того, существенным фактором являются затраты на подогрев топлива, которые могут составлять до 0,5 % от использованного топлива. Эти потери можно исключить, если использовать для подогрева топлива энергию, получаемую в утилизационном котле, чего не было предусмотрено на судах типа «Атлантик». В результате в общем случае можно оценить

коэффициент потерь  $\Psi$  для тяжелого топлива диапазоном 1,02 — 1,04, при этом меньшее значение следует учитывать, если используется топливо, соответствующее ISO 8217:2024 и имеющее на судне утилизационные котлы, производительность которых достаточна для подогрева запаса тяжелого топлива. Большее значение диапазона будет соответствовать судну без утилизационных котлов, использующее отечественные сорта тяжелого топлива.

#### 4. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТЯЖЕЛОГО ТОПЛИВА

Хотя данные, приведенные в настоящем разделе, не влияют непосредственно на энергоэффективность и показатель СИ, они могут представлять интерес для судовладельца при принятии решения об используемом топливе. Поскольку длительные сравнительные испытания двигателей при работе на различных типах топлива являются редкостью, то полученные от судовладельца данные об изменении расхода масла на угар и расхода ресурса отдельных деталей двигателей представляют определенную научную ценность, и поэтому авторы решили сохранить их в этом разделе.

По данным судовладельца при переходе на тяжелое топливо в двигателях существенно увеличился расход масла на угар, что можно увидеть в табл. 3. Увеличение потерь масла на угар (около 10 %) связано прежде всего с ускоренным износом поршневых колец и цилиндрических втулок, что можно проиллюстрировать данными табл. 3, где показано, что срок службы поршневых колец уменьшается на 20 — 33%, а цилиндрических втулок на 33 — 37,5 %.

Таблица 3

Изменение расхода масла

Режим работы судна	Расход смазочного масла, л/сут		Увеличение расхода масла, %
	На дизельном топливе	На тяжелом топливе	
Переход	96	106	10,4
Донный лов	73	80	9,6
Пелагический лов	80	88	10,0
Ярусный лов	91	100	9,9
Стоянка в море	29	29	0,0

В целом, представленные ниже данные (табл. 4, 5) говорят о том, что в случае использования тяжелого топлива срок службы практически всех деталей двигателя, кроме деталей остова, уменьшается на 20 — 30 % при уменьшении периодичности технического обслуживания в среднем в 1,5 раза и увеличении соответствующих затрат труда плавсостава.

Таблица 4

Изменение срока службы деталей двигателей

Детали ГД 6М20	Срок службы, тыс. ч				% мин.	% макс.
	Работа на ДТ		Работа на ТТ			
Поршень	72	96	60	72	–16,7	–25,0
Поршневые кольца	15	24	12	15	–20,0	–37,5
Цилиндрическая втулка	72	90	45	60	–37,5	–33,3
Впускной клапан	30	48	30	36	0,0	–25,0
Выпускной клапан	30	36	24	30	–20,0	–16,7
Форсунка	4	6	4	6	0,0	0,0
Рамовый подшипник	36	45	30	36	–16,7	–20,0
Шатунный подшипник	30	36	24	30	–20,0	–16,7

Таблица 5

## Изменение периодичности технического обслуживания

Детали ГД 6М20	Периодичность ТО, тыс. ч				% мин.	% макс.
	Работа на ДТ		Работа на ТТ			
Поршень	45	60	30	36	-33,3	-40,0
Цилиндровая втулка	24	30	24	30	0,0	0,0
Цилиндровая крышка	15	24	6	12	-60,0	-50,0
Впускной клапан	15	24	12	15	-20,0	-37,5
Выпускной клапан	15	24	6	12	-60,0	-50,0

В 2007 г. компания подвела некоторые итоги первых лет эксплуатации судов на тяжелом топливе и пришла к выводу, что перевод СЭУ судов на тяжелое топливо с экономической точки зрения оправдан и выгоден в связи с постоянным ростом цен на топливо. Это объясняется прежде всего зависимостью между стоимостью сырой нефти и судовым топливом с учетом того, что на топливо приходится до 60 — 70 % расходов судна в эксплуатации. Но с учетом сложностей с поиском и поставкой запасных частей двигателей внутреннего сгорания, особенно для старых двигателей, сокращение срока службы деталей движения двигателей при работе на тяжелом топливе может перевесить выгоду от разницы в цене топлива. Кроме того, в последнее время важным критерием для судовладельца при выборе топлива становятся экологические ограничения, вводимые ИМО: запрет использования высокосернистого топлива и запрет использования мазута в Арктике, а также обсуждаемые ограничения по выбросам сажи.

## 5. МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ИЗМЕНЕНИЯ СП ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ТИПА ТОПЛИВА

Подводя итоги, можно описать предлагаемый способ оценки изменения СП при переходе с одного типа топлива, которому присвоим индекс  $i$ , на другой тип топлива, которому присвоим индекс  $j$ . Ожидаемый показатель интенсивности выбросов углерода судна при работе на новом типе топлива  $СП_j$  может быть оценен по формуле (6):

$$СП_j = СП_i \frac{КОЕТ_i \Psi_j}{КОЕТ_j \Psi_i}, \quad (6)$$

где  $СП_i$  — показатель интенсивности выбросов углерода судна при работе на используемом типе топлива  $i$ , который известен из данных по эксплуатации судна;

$КОЕТ_i$  и  $КОЕТ_j$  — относительный коэффициент углеэнергоёмкости используемого топлива  $i$  и оцениваемого перспективного топлива  $j$ , который может быть взят из табл. 1 или вычислен по формулам (4) или (5);

$\Psi_i$  и  $\Psi_j$  — коэффициент потерь для тяжелого топлива  $\Psi = 1,02 — 1,04$ , выбирается с учетом состава энергоустановки, способа подогрева топлива, количества сдаваемого на берег или утилизируемого шлама и количества воды в топливе. Для газового топлива коэффициент потерь  $\Psi$  можно принять равным величине утечки метана (methane slip) в процессе работы двигателя, которые определяются по результатам испытаний головного образца двигателя на стенде и указываются производителем в документации на двигатель, обычно составляют от 2 до 3,5 %. Кроме этого, для подачи газа потребителям на судне требуется испарить СПГ, нагреть газ до +25 °С и сжать до давления около 5 или 8 бар (в зависимости от типа двигателя), если двигатель работает по циклу Отто, и до 300 бар, если двигатель работает по циклу Дизеля. Это требует определенного количества энергии, но далеко не всегда на судне для этого можно использовать бросовую теплоту забортной воды или воздуха, чаще приходится использовать пар для нагрева и электроэнергию для привода компрессоров [9]. Аналогичные потери могут быть при работе двигателя на смеси пропана и бутана.

Для других видов топлива отсутствуют постоянные потери, связанные с непрерывной работой топлива в цикле, но возможны разовые потери, связанные с неплотностями элементов систем или обводнением топлива, которые можно учитывать из опыта эксплуатации или на первых порах принять равными единице.

Пользуясь предложенной методикой, оценим величину изменения СП на судне при переводе его с тяжелого на дистиллятное дизельное топливо, используя формулу (6). Согласно табл. 1, относительный коэффициент углеэнергоёмкости для тяжелого топлива  $КОЕТ_i$  равен 1,0, а  $КОЕТ_j$  для дистиллятного дизельного топлива равен 1,03. Коэффициент потерь для тяжелого топлива выбираем  $\Psi = 1,04$  для судов без использования утилькотла для подогрева и использования топлива, соответствующего ГОСТ. В случае наличия на судне утилизационного котла для подогрева топлива и использования мазута, соответствующего стандартам ISO, принимаем  $\Psi = 1,025$ . В результате в первом случае СП при работе на дистиллятном топливе составит 0,933 от СП на тяжелом топливе, то есть уменьшится (улучшится) на 7 %. Во втором случае СП при работе на дистиллятном топливе составит 0,947 от СП на тяжелом топливе, то есть уменьшится на 5 %.

Полученные результаты можно сравнить с данными по эксплуатации судов типа «Атлантик» на двух типах топлива. Приведенные данные в табл. 2 указывают на увеличение расхода топлива на 10 %.

Отношение показателей  $СП_{HF}$  для тяжелого топлива и  $СП_{DF}$  для дистиллятного топлива при одинаковой совершенной транспортной работе будет равно соотношению выбросов  $CO_2$ , которые можно подсчитать с учетом формул (1) и (2):

$$\frac{СП_{HF}}{СП_{DF}} = \frac{M_{HF}CF_{HF}}{M_{DF}CF_{DF}} = 1,1 \frac{3,114}{3,206} = 1,068.$$

Таким образом, расчеты по предложенной методике и по результатам фактических данных эксплуатации судов на различных типах топлива показали хорошее совпадение.

Дополнительно следует заметить, что пользоваться формулой (6) можно в случае, если переход на другое топливо не связан с существенными изменениями в экономичности двигателя. Например, при замене ДВС на газовую турбину необходимо учитывать разницу в КПД двигателе. Аналогично при приспособлении ДВС к работе на газе с изменением степени сжатия в цилиндре путем расточки блока цилиндров также надо учесть изменение КПД дизеля, который зависит от степени сжатия.

Отдельно хочется отметить влияние на индекс СП способа измерения расхода топлива, принятого на судне. В документе МЕРС 82/6/10, представленном Международной палатой судоходства (ICS) на 82-ю сессию Комитета по защите морской среды ИМО, приводятся данные, что примерно в 75 % случаев расход топлива определялся судовладельцами по бункерным накладным, около 20 % по результатам мониторинга танков и только 4 % по данным расходомеров. Установка в топливной системе расходомеров позволяет учитывать в отчете по расходу топлива только топливо, дошедшее до судовых потребителей (двигателей и котлов), исключая потери на сепарацию, что позволяет улучшить показатель СП для тяжелого топлива на 2 — 4 % без изменений типа топлива и каких-либо модернизаций энергетической установки.

## ВЫВОДЫ

1. Предложены два индикатора экологичности различных судовых топлив для удобства сравнения их экологических качеств: коэффициент углеэнергоемкости топлива  $CEF_{CO_2}$  и относительный коэффициент углеэнергоемкости топлива  $KOET$ .

2. Предложена методика предварительной оценки влияния применяемого на судне топлива на эксплуатационный показатель энергоэффективности судна СП с помощью предложенных коэффициентов углеэнергоемкости.

3. Согласно предложенной методике, оценка изменения СП при переводе судов с работы на тяжелом топливе на дизельное (моторное) топливо обеспечивает улучшение показателя энергоэффективности судна СП приблизительно на 5 — 7 %. Результаты произведенной оценки совпадают с данными по эксплуатации судов типа «Атлантик» на двух типах топлива.

4. Для улучшения показателя СП при использовании топлива можно рекомендовать переход с тяжелого топлива на дизельное моторное. В связи с грядущими изменениями экологических требований ИМО для работающих в Арктике судовладельцев [10] возврат к использованию дистиллятных сортов топлива представляется авторам весьма вероятным.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Толмачев С.А. Перспективы введения мер рыночного характера по сокращению выбросов парниковых газов с судов / С.А. Толмачев // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2023. — № 70/71. — С. 4 — 12. — EDN KECUTR.
2. МЕРС 75/7/15 — Fourth IMO GHG Study 2020. International Maritime Organization (IMO), London, UK, July 2020.
3. Буянов А.С. Формирование методологического подхода к процессу определения углеродного следа транспортной услуги с использованием коэффициентов энергоэффективности судна / А.С. Буянов, А.С. Реуцкий // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2023. — № 70/71. — С. 13 — 28. — EDN QJKBC.
4. Живлюк Г.Е. Энергоэффективность судов современного коммерческого флота: инструменты регулирования и методы достижения / Г.Е. Живлюк, А.П. Петров // Вестник Государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. — 2024. — Т. 16, № 2. — С. 301 — 317. — DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-2-301-317. — EDN EJFORQ.

5. Москаленко В.М. Операционная энергоэффективность морского судна / В.М. Москаленко // Вестник Морского государственного университета. — 2021. — № 88. — С. 13 — 18. — EDN HNWRME.
6. Рак А.Н. Управление энергоэффективностью на морских судах / А.Н. Рак, Е.Л. Игнаткина, И.П. Арзютов // Техническая эксплуатация водного транспорта: проблемы и пути развития: Материалы Шестой национальной (всероссийской) научно-технической конференции, Петропавловск-Камчатский, 09 — 10 ноября 2023 г. — Петропавловск-Камчатский: КамГТУ, 2024. — С. 73 — 77. — EDN BYJLSH.
7. Шурпяк В.К. Новые требования ИМО по уменьшению выбросов углекислого газа с морских судов, совершающих транспортную работу / В.К. Шурпяк, С.А. Толмачев, М.В. Мусонов // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2021. — № 64/65. — С. 4 — 17.
8. Митягин В. Г. Проблемы эксплуатации судовых дизелей на различных видах топлива / В.Г. Митягин, В.Н. Окунев, В.В. Мартянов // Журнал Университета водных коммуникаций. — 2011. — Вып. 3. — С. 49 — 53.
9. Шурпяк В.К. Анализ характерных опасностей установок регазификации сжиженного природного газа на судах-газовозах / В.К. Шурпяк, А.А. Власов // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2016. — № 44/45. — С. 111 — 120.
10. Толмачев С.А. Запрет на использование тяжелого топлива на судах в Арктике — итоги работы ИМО / С.А. Толмачев // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2021. — № 62/63. — С. 6 — 13. — EDN XTUWKY.

## REFERENCES

1. Tolmachev S.A. Perspectives of the introduction of market-based measures to reduce greenhouse gas emissions in the shipping sector. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2023 (70/71): 4 — 12. (In Russ.)
2. MEPC 75/7/15 — Fourth IMO GHG Study 2020. International Maritime Organization (IMO), London, UK, July 2020.
3. Buyanov A.S., Reutsky A.S. Formation of a methodology for determining the carbon footprint of a transport service using ship energy efficiency coefficients. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2023 (70/71): 13 — 28. (In Russ.)
4. Zhivljuk G.E., Petrov A.P. Energy efficiency of modern commercial fleet vessels: regulatory tools and methods of achievement. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*. 2024. № 2(16): 301 — 317. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-2-301-317. (In Russ.)
5. Moskalenko V.M. Operational energy efficiency of the marine vessel. *Bulletin of the Maritime State University*. 2021 (88): 13 — 18. EDN HNWRME. (In Russ.)
6. Rak A.N., Ignatkina E.L., Arzyutov I.P. Upravleniye energoeffektivnost'yu na morskikh sudakh [Energy efficiency management on sea vessels]. *Technical operation of water transport: problems and ways of development: Proceedings of the Sixth National (All-Russian) Scientific and Technical Conference, Petropavlovsk-Kamchatsky, November 9–10, 2023*. Petropavlovsk-Kamchatsky: Kamchatka State Technical University, 2024. P. 73 — 77. EDN BYJLSH. (In Russ.)
7. Shurpyak V.K., Tolmachev S.A., Musonov M.V. New IMO requirements for reduction of carbon dioxide emissions from ships performing transport work. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2021 (64/65): 4 — 17. (In Russ.)
8. Mityagin V. G. Problemy ekspluatatsii sudovykh dizeley na razlichnykh vidakh topliva [Problems of operation of marine diesels on various types of fuel]. *Journal of the University of Water Communications*. 2011 (3): 49 — 53. (In Russ.)
9. Shurpyak V.K., Vlasov A.A. Specific hazards analysis of the regasification plants on gas carriers. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2016 (44/45): 111 — 120. (In Russ.)
10. Tolmachev S.A. Ban on the use of heavy fuel oil on ships in the Arctic — outcome of IMO work. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2021 (62/63): 6 — 13. (In Russ.)

УДК [629.5.083.5:621.824]:621.7

## ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ПРАВКИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

**П.А. Дорохов**, канд. техн. наук, ФАУ «Российский морской регистр судоходства», Астраханский филиал, 414040 Россия, Астрахань, Коммунистическая ул. / ул. Хлебникова, 30/8, e-mail: dorohov.pa@rs-class.org

**С.А. Каргин**, канд. техн. наук, доцент, Астраханский государственный технический университет, 414025 Россия, Астрахань, ул. Татищева, 16, e-mail: serjxxx@inbox.ru

**В.В. Вязанкин**, аспирант, Астраханский государственный технический университет, 414025 Россия, Астрахань, ул. Татищева, 16, e-mail: mogoy@mail.ru

Рассматривается коленчатый вал как главная деталь судового двигателя внутреннего сгорания. В качестве объекта исследования выбран коленчатый вал дизеля 6ЧН 31,8/33, используемый на судах как главный судовой двигатель. Определены причины, приводящие к нарушению геометрии продольной оси коленчатого вала. Систематизированы случаи прогибов коленчатых валов, превышающие допустимые значения. Зафиксирован максимальный прогиб 4,10 мм при допустимом значении 0,03 мм. Отмечена четвертая рамовая шейка, на которую приходится наибольшее количество искривлений продольной оси коленчатого вала. Определена зависимость величины прогибов от номера рамовой шейки и ремонтного размера. Рассмотрена термическая правка с нагревом газокислородным пламенем коленчатого вала, утвержденная и применяемая на ремонтных предприятиях ОАО «РЖД». Отмечено, что температура нагрева шейки при термической правке значительно выше температуры, при которой происходят структурные изменения в материале вала, а точечный нагрев может привести к появлению напряжений, превышающих предел прочности материала вала. Предложена термомеханическая правка коленчатых валов, основанная на явлениях ползучести и релаксации напряжений. Предложено рассчитывать усилие, с которым воздействуем на вал, по формулам сопротивления материалов, а величину напряжения контролировать расчетом стрелки прогиба. Подтверждена необходимость продолжения исследования в области эксплуатационной надежности коленчатых валов судовых ДВС после восстановления их термомеханической правкой, основанной на явлении ползучести и релаксации напряжений.

**Ключевые слова:** коленчатый вал, шейка, прогиб, правка, напряжение, ремонтный размер, ползучесть, термомеханическая правка.

## CHOOSING AND JUSTIFYING THE CORRECTION METHOD FOR MARINE DIESEL CRANKSHAFTS

**P.A. Dorokhov**, PhD, FAI Russian Maritime Register of Shipping, Astrakhan branch, 414040 Rus-sia, Astrakhan, Kommunisticheskaya ul. / ul. Khlebnikova, 30/8, e-mail: dorohov.pa@rs-class.org

**S.A. Kargin**, PhD, Associate Professor, Astrakhan technical state university, 414025 Russia, Astrakhan, ul. Tatishcheva, 16, e-mail: serjxxx@inbox.ru

**V.V. Vyazankin**, postgraduate student, Astrakhan technical state university, 414025 Russia, Astrakhan, ul. Tatishcheva, 16, e-mail: mogoy@mail.ru

The crankshaft is considered as the main part of a marine internal combustion engine. As the object of research, the crankshaft of the 6CHN 31.8/33 diesel engine used on ships as the main marine engine is chosen. The reasons leading to the violation of the geometry of the longitudinal axis of the crankshaft are determined. The cases of crankshaft deflections exceeding the permissible values are systematized. A maximum deflection of 4.10 mm is recorded with an acceptable value of 0.03 mm. The fourth frame neck is marked, which accounts for the largest number of curvatures of the longitudinal axis of the crankshaft. The dependence of the deflection value on the number of the frame neck and the repair size is determined. The thermal correction with heating by an oxygen-gas flame of the crankshaft approved and used at repair enterprises of JSC Russian Railways is considered. It is noted that the neck heating temperature during thermal correction is significantly higher than the temperature at which structural changes occur in the shaft material, and spot heating can lead to stresses exceeding the tensile strength of the shaft material. A thermomechanical correction of crankshafts based on the phenomena of creep and stress relaxation is proposed. It is proposed to calculate the force with which we act on the shaft according to the formulas of the resistance of materials, and to control the magnitude of the stress by calculating the deflection arrow. The necessity of continuing research in the field of operational reliability of crankshafts of marine internal combustion engines after their restoration by thermomechanical correction based on the phenomenon of creep and stress relaxation is confirmed.

**Keywords:** crankshaft, neck, deflection, correction, stress, repair size, creep, thermomechanical correction.

## ВВЕДЕНИЕ

Коленчатый вал (КВ), имея сложную геометрию, нагружен силами от давления сгорающих газов, собственного веса и сил инерции. Работоспособность дизеля после ремонта зависит от полноценного восстановления КВ. При замене КВ значительно возрастает стоимость ремонта [1].

По статистике повреждения, которые приобретает КВ за время эксплуатации, связаны с износом вследствие трения поверхности шеек, что отмечается ростом температуры, увеличением зазора в сопряжении пары скольжения «шейка — вкладыш», что ведет в свою очередь к увеличению скорости износа. При определенной температуре нагрева структура металла КВ меняется, внутренние напряжения возрастают, и далее, при остывании, продольная ось приобретает изгиб. Задиры шеек в большинстве случаев появляются как следствие искривления оси коленчатого вала, о чем свидетельствуют дефектовочные акты. Замеры биения рамовых шеек не всегда корректны, на чем на судоремонтных предприятиях стараются не акцентировать внимание. Как правило, ремонт КВ заключается шлифованием его шеек, что является недостаточной мерой, так как продольная ось остается искривленной. В методических рекомендациях Российского морского регистра судоходства предложены для рассмотрения методы правки деталей класса валов [2].

Таким образом, целью данного исследования является технология ремонта судовых КВ, исключающая появление трещин в местах правки.

## МАТЕРИАЛЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объект исследования: коленчатый вал дизеля 6ЧН 31,8/33 (Заводская марка Д50). Общий вид объекта исследования представлен на рис 1. КВ изготовлен из поковки Сталь 35 ГОСТ 1050–88. Химический состав стали представлен в табл. 1.



Рис 1. Коленчатый вал дизеля 6ЧН 31,8/33

Таблица 1

## Химический состав и механические свойства материала судового коленчатого вала дизеля 6ЧН 31.8/33

Сталь 35 ГОСТ 1050-88	Химический состав							
	Содержание элементов, %							
	C	Mn	Si	Cr	Ni	P	S	Cu
	0,32 ... 0,40	0,50 ... 0,80	0,17 ... 0,37	0,25	0,25	0,035	0,04	0,25
	Механические свойства образцов							
	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа	$\delta$ , %	$\psi$ , %	$a_n$ , кг·см/см <sup>2</sup>	HB		
275	530	20	40	7,8 ... 8,2	156 ... 197			

Задачи исследования:

1. Анализ статистических данных о прогибах коленчатых валов.
  2. Обзор существующих способов правки коленчатых валов.
  3. Анализ правки коленчатых валов термическим способом.
  4. Правка коленчатых валов термомеханическим способом на основе явления ползучести и релаксаций напряжений.
  5. Выводы. Рекомендации к разработке технологии правки.
- Авторами было исследовано 20 КВ. Результаты замеров стрелок прогиба коренных шеек коленчатого вала представлены в табл. 2.

Максимальный прогиб был зафиксирован на четвертой коренной шейке и составил 4,10 мм.

Таблица 2

## Результаты замеров стрелок прогиба коренных шеек коленчатого вала

№ КВ	Градация (ремонтные размеры)	Максимальный прогиб, мм	№ шейки с максимальным прогибом
1	6	1,24	2
2	5	1,34	2
3	4	1,57	3
4	5	2,44	3
5	2	2,12	3
6	4	2,14	3
7	3	2,56	3
8	10	2,01	3
9	8	1,84	3
10	5	4,10	4
11	4	2,42	4
12	5	3,08	4
13	4	2,41	4
14	4	3,81	4
15	6	2,13	4
16	4	2,18	4
17	4	3,54	4
18	4	2,14	4
19	4	3,64	4
20	4	2,11	4

В результате анализа данных табл. 2 можно сделать вывод, что максимальные прогибы приходятся на четвертую рамовую шейку. При этом наибольшее количество искривлений продольной оси КВ происходит на шейках четвертого ремонтного размера. Распределение прогибов по шейкам коленчатых валов представлено на рис. 2 — 4.



Предприятия, осуществляющие капитальный ремонт большемерных двигателей внутреннего сгорания, исправляют коленчатые валы, получившие прогиб продольной оси, согласно накопленному практическому опыту. Применение этих способов не всегда возможно и обосновано, так как они не гарантируют надежность при дальнейшей эксплуатации КВ после его ремонта [5]. Восстановленные КВ не всегда надежны в работе.

Авторами предложено рассматривать искривления оси деталей класса валов следующими группами:

- механическая правка: для выправления продольной оси используется внешнее усилие;
- термическая правка: для выправления вал нагревается до определенной температуры;
- термомеханическая правка валов: при нагреве вала производится воздействие внешним усилием;
- термомеханическая правка методом релаксации напряжений и явления ползучести. Ползучесть — явление непрерывной деформации при действии постоянного напряжения, температуры и времени.

Подробно рассмотрим известную технологию термической правки.

На предприятиях ОАО «РЖД» утверждена и широко применяется термическая правка с нагревом газокислородным пламенем. На рис. 5 представлен стенд для правки КВ, используемый на АО «Желдорремаш» (г. Астрахань).



Рис 5. Стенд для правки коленчатых валов

Коленчатый вал устанавливают на стенд для правки коленчатых валов (рис. 5) по двум крайним коренным шейкам. С помощью индикатора часового типа на всех коренных шейках измеряют биение, учитывая знаки замеров «-» и «+» [3]. Полученные данные записывают в журнал регистрации правки. Из полученных замеров выбирают наибольшее биение со знаком «+». На рис. 6 показано определение места максимального прогиба.



Рис 6. Определение места максимального прогиба

С помощью ацетиленовой горелки производят нагрев шейки в месте с наибольшим биением со знаком «+». Нагрев шейки производят круговым движением горелки при температуре нагрева  $850 \pm 100$  °С, что определяется визуально по цвету каления металла. Пятно нагрева должно быть круглое, не более 50 мм, что показано на рис. 7.



Рис 7. Пятно нагрева

При нагреве наблюдают за показаниями индикаторной головки — когда прогиб вверх в 2 раза превысит биение, нагрев прекращают. Коленчатый вал остужают в цеху на спокойном воздухе без сквозняков. Не допускается принудительное охлаждение воздухом и тем более водой. После остывания производят замер биения коренной шейки, результаты заносят в журнал регистрации правки коленчатого вала, если деформация не устранена до допустимого значения, то операцию нагрева повторяют на соседней шейке с наибольшим биением. Выправленный КВ проверяют в местах правки магнитным дефектоскопом на отсутствие трещин.

В табл. 3 представлены результаты магнитной дефектоскопии на предмет обнаружения трещин после термической правки газокислородным пламенем.

Таблица 3

**Обнаружение трещин магнитным дефектоскопом после применения термической правки с нагревом газокислородным пламенем**

Год исполнения	Наличие трещин		№ шейки	Количество трещин	Длина трещины (мм)
	до шлифовки	после шлифовки			
2007		+	4 к.ш.	1	70
1988	+		4 к.ш.	1	200
2006	+		4 ш.ш.	1	200
1977		+	4 к.ш.	1	90
1968	+		6 ш.ш.	1	90
2010		+	2 ш.ш.	1	180
1972	+		3 ш.ш.	5	90

В табл. 4 представлена статистика по отбраковке коленчатых валов после правки.

Таблица 4

**Выбракованные КВ**

Период	Кол-во валов, подвергнутых правке	Кол-во КВ, выбракованных после правки	На какой ремонтный размер шлифовали после правки
08 — 12.2020	7	1	10
01 — 12.2021	19	7	7
01 — 12.2022	26	8	3
01 — 12.2023	—	7	6
01 — 12.2024	2	2	4

Таким образом, недостатки термической правки КВ следующие:

- температура нагрева составляет  $850 \pm 100$  °С, что выше температуры структурных изменений (рекристаллизации), то есть во время нагрева происходит укрупнение аустенитного зерна, что приводит к снижению сопротивления усталости КВ;
- прогрев ограниченного участка коренной шейки, что приводит к появлению растягивающих и сжимающих внутренних напряжений;
- неравномерный нагрев по диаметру коренной шейки;
- при повторном нагреве используется соседняя коренная шейка, что увеличивает остаточные напряжения в КВ в целом;
- вероятность появления напряжений, превышающих величину предела прочности материала КВ.

Авторами предложена технология термомеханической правки, основанная на явлении ползучести — непрерывной деформации под действием постоянного усилия, температуры, времени и релаксации напряжений, обеспечивающая частичное или полное уменьшение напряжений в материале.

Температура нагрева шейки не более 650 °С. Шейку КВ прогреваем по всему диаметру и на полную глубину в месте выявленного максимального искривления продольной оси. Механическое воздействие (нажим) осуществляем в точке, ближайшей к наибольшему прогибу продольной оси, так как место наибольшего прогиба закрыто устройством для нагрева, обозначенным на рис. 8 как печь. Используя релаксационные характеристики материала вала, выбираем время нахождения его под нагрузкой [4, 6].

На рис. 8 представлена схема правки экспериментальных образцов по предлагаемой технологии.

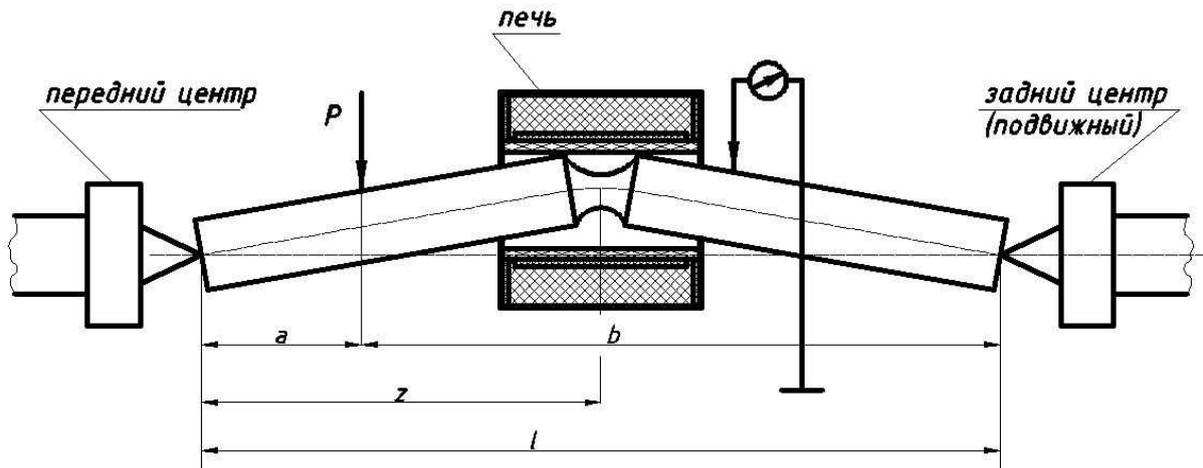


Рис 8. Схема правки экспериментальных образцов

Сила, с которой необходимо давить на образец при термомеханической правке, определяется по формуле:

$$P = \frac{\sigma_{\max} l \cdot \pi \cdot d^3}{32\alpha(1-z)},$$

где  $z$  — расстояние от левой опоры до выточки на образце;

$d$  — диаметр выточки на образце;

$a$  — расстояние от левой опоры до точки приложения нагрузки;

$l$  — длина образца;

$\sigma_{\max} = 78$  МПа — максимальное напряжение при термомеханической правке на основе явления ползучести и релаксационных свойств материала образца при  $T = 650$  °С.

Расчетом стрелки прогиба проверяем величину воздействия нагружающим устройством на образец. Стрелка прогиба рассчитывается по формуле:

$$f = \frac{P \cdot b \cdot z}{6E \cdot J \cdot l} (z^2 - l^2 + b^2) - \frac{P(z-a)^3}{6E \cdot J},$$

где  $b$  — расстояние от правой опоры до точки приложения нагрузки;

$E = 1410$  МПа — модуль Юнга материала образца при  $T = 650$  °С;

$J = 0,05d^4$  — момент инерции в месте выточки образца.

После истечения времени воздействия убираем усилие с шейки вала, изолируем ее асбестом и охлаждаем на спокойном воздухе без сквозняков с медленным вращением таким образом, чтобы не допустить повторный прогиб.

Авторы видят основное преимущество предлагаемой технологии в том, что процесс правки проводится при напряжениях, значительно меньших предела текучести. Вследствие этого не возникают опасные внутренние напряжения в процессе правки, а после правки опасные внутренние напряжения отсутствуют, что обеспечивает стабильность вала при дальнейшей его эксплуатации.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Необходимо создать технологию правки методом релаксации напряжений с последующим исследованием результатов правки на экспериментальных образцах на усталостную прочность.

Ожидаемые преимущества предложенной технологии термомеханической правки коленчатых валов с использованием явления ползучести и релаксационных свойств материала вала подтверждают необходимость проведения дальнейших испытаний на эксплуатационную надежность выправленных с ее помощью коленчатых валов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Корнейчук Ю.А. Исследование предельного состояния коленчатого вала судового среднеоборотного дизеля / Ю.А. Корнейчук // Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер.: Морская техника и технология. — 2017. — № 3. — С. 53 — 61.
2. Методические рекомендации по техническому наблюдению за ремонтом морских судов. НД № 2-039901-005 / Российский морской регистр судоходства. — Санкт-Петербург, 2018. — С. 55 — 104.
3. Димов Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация / Ю.В. Димов. — СПб.: Питер, 2010. — 464 с.
4. Беньковский Д.Д. Технология судоремонта / Д.Д. Беньковский, В.П. Сторожев, В.С. Кондратенко. — М.: Транспорт, 1986. — 288 с.
5. Румб В.К. Основы расчета остаточной долговечности деталей судовых ДВС / В.К. Румб, В.В. Медведев, А.В. Серов // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2007. — № 30. — С. 179 — 190.
6. Малышевский В.А., Томашевский В.Т. Некоторые проблемы металловедения в современном и перспективном судостроении / В.А. Малышевский, В.Т. Томашевский // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2017. — № 46/47. — С. 57 — 64.

## REFERENCES

1. Korneichuk Iu.A. Issledovanie predel'nogo sostoiianiia kolenchatogo vala sudovogo sredneoborotnogo dizelia [Investigation of limit state of crankshaft of marine medium-speed diesel engine]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaiia tekhnika i tekhnologiia*. 2017 (3): 53 — 61. (In Russ.)
2. ND 2-039901-005. Metodicheskie rekomendatsii po tekhnicheskomu nabludeniuiu za remontom morskikh sudov. ND No. 2-039901-005 [Guidelines for technical supervision of repair of sea vessels] / Russian Maritime Register of Shipping. St. Petersburg, 2018. P. 55 — 104. (In Russ.)
3. Dimov Iu.V. Metrologiia, standartizatsiia i sertifikatsiia [Metrology, standardization and certification]. St. Petersburg: Piter, 2010. 464 p. (In Russ.)
4. Ben'kovskii D.D., Storzhev V.P., Kondratenko V.S. Tekhnologiia su-doremonta [Ship repair technology]. Moscow: Transport, 1986. 288 p. (In Russ.)
5. Rumb V.K., Medvedev V.V., Serov A.V. Osnovy rascheta ostatochnoy dolgovechnosti detaley sudovykh DVS [The basics of calculating the residual durability of marine internal combustion engine parts]. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2007 (30): 179 — 190. (In Russ.)
6. Malyshevskiy V.A., Tomashevskiy V.T. Nekotorye problemy metallovedeniya v sovremennom i perspektivnom sudostroenii [Some problems of metal science in modern and promising shipbuilding]. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2017 (46/47): 57 — 64. (In Russ.)

УДК: 629.5.065, 629.5.067

## УСТРОЙСТВО WALK TO WORK ДЛЯ ПЕРЕСАДКИ ЛЮДЕЙ В МОРЕ

**С.Ю. Афанасьева**, инженер-конструктор 2 кат. ООО ПКБ «Петробалт», 199106 Россия, Санкт-Петербург, ул. Карташкина, 1-3А, e-mail: S\_Afanasyeva@petrobalt.ru

Целью работы является представление основных результатов, полученных автором в ходе разработки концептуального проекта устройства Walk to Work. Это устройство предназначено для пересадки людей в условиях открытого моря с судна-носителя на морское сооружение или другое судно и представляет собой телескопический трап, который оснащен системой компенсации ускорений и перемещений, вызываемых качкой судна. Особенностью проекта является возможность эксплуатации устройства во всех российских морях, где в этом ожидается необходимость.

Актуальность разработки продиктована потребностями политики импортонезависимости: устройства данного типа не производятся в России, а лидерами в этой области являются недружественные государства.

Ход работы предполагал формирование и анализ статистической базы данных существующих устройств Walk to Work и их характеристик с привязкой к судну-носителю; анализ баз данных погодных и климатических условий российских морей; изучение и сравнение требований российских и зарубежных нормативных документов к устройствам Walk to Work, позволяющее в дальнейшем провести освидетельствование классификационным обществом. Последующие расчеты конструкций позволили определить основные характеристики устройства.

Данные, собранные в ходе работы, будут играть важную роль при дальнейшей разработке описанного концептуального проекта, создании новых видов устройств, формировании проектов переоборудования судов, а также дополнении и уточнении Правил Классификационного общества.

Внедрение устройств Walk to Work будет способствовать повышению безопасности, эффективности и комфорта при доставке людей на морские сооружения в российских акваториях.

**Ключевые слова:** устройство Walk to Work, переходной трап, пересадка людей в море, освоение океана, безопасность на морских нефтегазопромыслах, средство эвакуации, импортонезависимость.

## WALK TO WORK SYSTEM FOR OFFSHORE PEOPLE TRANSFER

**S.Yu. Afanasieva**, 2 cat. Design Engineer, Petrobalt Design Bureau Ltd, 199106 Russia, St. Petersburg, Kartashikhina str., 1-3A, e-mail: S\_Afanasyeva@petrobalt.ru

The object of this paper is to present the main results of a Walk to Work system conceptual design.

The main purpose of a Walk to Work system is offshore people transfer to various technological means of ocean development, such as oil/gas platforms, wind turbines and, potentially, other objects: unmanned vessels, fish farms etc. The main elements of a Walk to Work system are a telescopic gangway and a compensating system which minimizes the effect of vessel rolling, pitching and heaving on people crossing the gangway to an offshore structure or a vessel. The main particularity of the designed system is its capability of operating in all of Russia's offshore areas where expected to be necessary.

The relevancy of this work is defined by Russia's import independence policy as such systems are currently not produced in the country. The fact that the leading positions in the Walk to Work sphere are taken by the 'unfriendly states' leads to severe limitations in technological interaction and therefore, a need for Russia's own systems of such type.

The pre-design stage included creation of a database concerning the specifications of existing Walk to Work systems and vessels, research of weather and climate conditions in the expected regions of operation as well as other theoretical data collection. This was done with the aid of manufacturers' official websites, register records of ship classification societies, official reference sources as well as various media materials as additional sources of information. The further determination of the system's main characteristics was based on strength, stiffness and deflection calculations.

The design is based primarily on the Code for Offshore Personnel Transfer Systems by Lloyd's Register as this Code contains the most precise and detailed guidelines on offshore gangway systems. However, the requirements of Rules for the Cargo Handling Gear of Sea-Going Ships by the Russian Maritime Register of Shipping as well as of DNV-ST-0358 'Offshore Gangways' by Det Norske Veritas are also met.

The data collected during the design process shall be of a significant aid during further development of the described conceptual design as well as creation of new types of Walk to Work systems and development of projects for re-equipment of vessels. It can also be important for preparation of amendments to the Rules of the Classification Society.

The integration of Walk to Work systems into the offshore industry shall contribute to safety, efficiency and comfort during personnel transfer operations to marine installations in the seas of Russia.

**Keywords:** Walk to Work system, gangway, offshore people transfer, ocean development, offshore oil-and-gas-operation safety, means of evacuation, import independence.

## ВВЕДЕНИЕ

### 1. Тенденции развития технических средств.

Освоение континентального шельфа и нейтральных зон океана — важный двигатель российских технологий и экономики. Создаются средства добычи, транспортировки и переработки углеводородов и других полезных ископаемых со дна моря; развиваются технологии для изучения и мониторинга акваторий; исследуются возможности получения электроэнергии из энергии волн и приливов. За рубежом водные пространства активно используются для размещения ветряных электростанций.

Научно-технический прогресс сопровождается повышением уровня автоматизации технических средств. Численность экипажей судов и персонала морских сооружений сокращается, в судоходство начинает внедряться автономное судовождение, на континентальном шельфе строятся необитаемые морские сооружения.

Изменяется характер взаимодействия человека с техническими средствами. Постоянное присутствие специалистов сменяется эпизодическим: их участие необходимо при строительстве автономных технических комплексов, а впоследствии для их инспекции, контроля и ремонта.

В нефтегазовой сфере практикуется модель работы, когда на морской платформе постоянно находится только персонал, отвечающий непосредственно за ее функционирование. Специалисты, занятые в проведении дополнительных работ (установка или замена оборудования, ремонт и т. д.), размещены на судне снабжения и доставляются с судна на платформу и обратно в начале и в конце рабочего дня.

В таких условиях особенно важны безопасность и комфорт персонала при его перемещении между судном снабжения и морским сооружением.

### 2. Устройство Walk to Work.

Одним из наиболее совершенных средств перемещения людей между судами или между судном и морским сооружением является устройство типа Walk to Work (W2W) (рис. 1). Оно представляет собой телескопический трап (телетрап), оснащенный системой компенсации ускорений и перемещений, возникающих при качке судна.

Это устройство характеризуется высокой скоростью разворачивания; безопасностью, удобством и быстротой перемещения людей между объектами в море, а также возможностью доставки грузов в ручной клади, на тележке или при использовании W2W в режиме грузового крана. Некоторые из устройств W2W могут применяться в качестве средств эвакуации.

Упрощенный алгоритм разворачивания устройства для передачи людей представлен в таблице 1 [1].

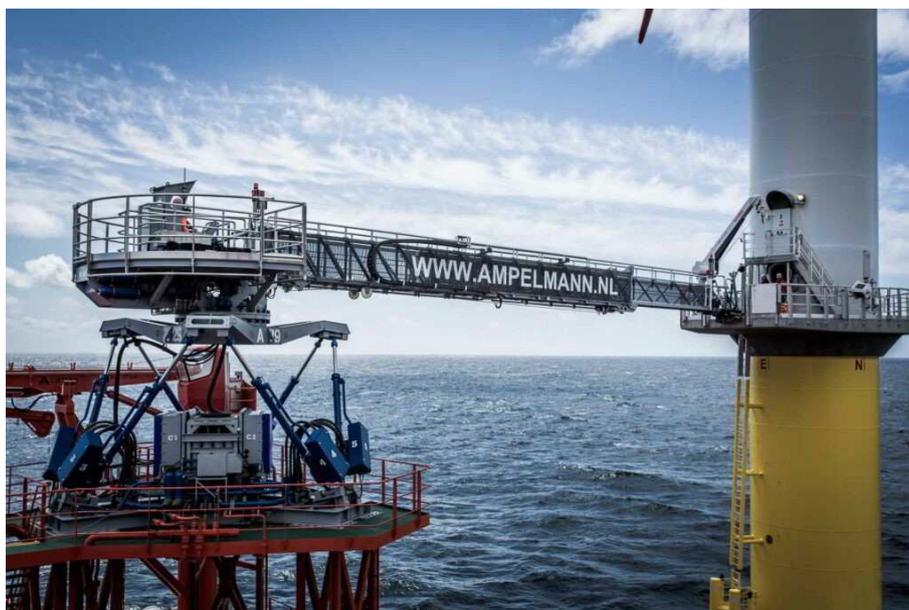


Рис. 1. Устройство Walk to Work производства компании Ampelmann<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Портал Windpower1. URL: <https://windpower1.com/tag/access-system/> (дата обращения: 30.08.2024).

Таблица 1

Алгоритм развертывания устройства Walk to Work

Этап	Люди на телетрапе	Описание этапа
1	нет	Устройство закреплено на судне W2W.
2	возможны	Персонал перемещается на площадку устройства W2W, в зону ожидания (напрямую или по телетрапу).
3	нет	Устройство W2W начинает разворот в сторону принимающего сооружения, активируется система компенсации качки.
4	нет	Телетрап наклоняется и выдвигается до длины, необходимой для стыковки с принимающим сооружением.
5	нет	Выполняется стыковка с принимающим сооружением.
6	да	Разрешается переход людей по телетрапу.

Устройство Walk to Work применяется или может применяться в следующих сферах:

- доставка людей на морские стационарные платформы (для несения вахты или для разового выполнения определенных работ);
- доставка людей для инспекции, обслуживания и ремонта морских ветрогенераторов;
- доставка людей на другие виды морских сооружений и судов (маяки, морские фермы, беспилотные суда, научные станции и т.д.);
- передача на борт и снятие лоцмана;
- проведение контрольно-инспекционных мероприятий патрульными судами;
- использование в эвакуационных мероприятиях (спасательные суда, плавучие госпитали).

### 3. Развитие и перспективы в России и за рубежом.

В настоящий момент в России отсутствуют отечественные действующие прототипы устройства Walk to Work. Неизвестно и о завершенных проектах данного устройства. При этом с повышением автономности технологических комплексов различного назначения необходимость в таких устройствах будет расти.

В европейских странах первые устройства Walk to Work появились около 2006 г., однако их развитие не прекращается по сей день. Об этом свидетельствует ряд научных работ [2 — 4] и др., появление на рынке все новых моделей устройств (см. «Методы и материалы»), а также все более значительная их диверсификация в зависимости от назначения и условий эксплуатации.

В современной мировой практике устройства W2W прежде всего применяются в нефтегазодобывающей и ветроэнергетической сферах. В России не развита морская ветроэнергетика и нет предпосылок к тому, чтобы это направление стало востребованным. Поэтому в России применение устройства W2W в первую очередь актуально в морской нефтегазодобывающей отрасли.

### 4. Цель работы.

Целью настоящей статьи является представление основных результатов, полученных автором в ходе создания концептуального проекта устройства Walk to Work. Главной особенностью проекта является возможность эксплуатации устройства во всех российских акваториях, где это актуально, а также учет требований Российского морского регистра судоходства (РС) при проектировании.

## 1. МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

На предварительной стадии проектирования устройства типа Walk to Work был проведен сбор и анализ базы данных прототипов: существующих устройств W2W и судов-носителей данных устройств. Для создания базы данных использовались регистровые книги РС, Det Norske Veritas (DNV), Регистра Ллойда (Lloyd's Register, LR), Американского бюро судоходства (American Bureau of Shipping, ABS); официальные сайты компаний-производителей W2W: Ampelmann<sup>2</sup>, Safeway Gangway<sup>3</sup>, Uptime International AS<sup>4</sup>, Barge Master<sup>5</sup>. Вспомогательную функцию выполняли фото- и видеоматериалы, расположенные в открытом доступе, а также данные сайтов marinetraffic.com и fleetmon.com.

<sup>2</sup> Официальный сайт компании. URL: <https://www.ampelmann.nl/> (дата обращения: 30.08.2024).

<sup>3</sup> Официальный сайт компании. URL: <https://safewaygangway.com/> (дата обращения: 30.08.2024).

<sup>4</sup> Официальный сайт компании. URL: <https://uptime.no/> (дата обращения: 30.08.2024).

<sup>5</sup> Официальный сайт компании. URL: <https://www.barge-master.com/products/bm-gangway/> (дата обращения: 30.08.2024).

Характеристики нефтегазовых платформ для доставки людей, где предполагается использовать спроектированное устройство, были собраны при помощи статьи Э.А. Ахмадуллина и В.А. Мнацаканова [5], официальных сайтов владельцев платформ, а также регистровой книги РС.

Для сбора данных о климатических и погодных условиях российских морей — волнении, ледовых условиях, средних температурах января и июля, скоростях ветра — были использованы соответствующие справочники [6 — 11] и научные работы [12, 13] и др.

Собранные данные позволили провести первичную оценку требуемых характеристик проектируемого устройства.

Дальнейшая проработка проекта была выполнена с помощью Правил РС [14, 15], а также отечественных и зарубежных нормативных документов и научных трудов [1 — 4, 16 — 19]. С их помощью были определены нагрузки на конструкции устройства, выбраны материалы и выполнены расчеты необходимых размеров конструкций. Ввиду того, что в Правилах РС [14] отсутствуют специализированные требования к устройствам Walk to Work, при проектировании было принято решение руководствоваться в первую очередь требованиями Правил Регистра Ллойда [1] и DNV [17]. При этом требования РС обеспечивались в тех случаях, когда они были более жесткие, чем требования зарубежных классификационных обществ.

Расчеты прочности и жесткости стержневых элементов выполнены в программе APM Structure 3D.

Полученные данные позволили рассчитать массу, элементы системы компенсации и необходимую мощность устройства, что может быть использовано при подготовке проекта переоборудования судна для установки на нем устройства W2W.

## 2. РЕЗУЛЬТАТЫ

### 2.1 Регионы эксплуатации и внешние условия.

Как определено выше, основным назначением устройства является доставка людей на морские нефтегазовые сооружения, поэтому его характеристики должны соответствовать климату и погодным условиям российских регионов, перспективных с точки зрения морской нефтегазодобычи. К таким регионам в первую очередь относятся Карское, Охотское, Баренцево, Печорское и Каспийское моря, что определяется количеством распределенных лицензий на недра шельфа [5]. При этом предполагается морская нефтегазодобыча и в других морях.

Следует учитывать, что ряд акваторий (Карское, Печорское, Восточно-Сибирское, Чукотское моря) покрыты льдом круглый год или в течение большей части года. Это означает, что в акваториях этих морей нецелесообразно применение устройств W2W с развитой компенсацией качки, так как в ледовых условиях отсутствует или слабо выражено волнение, а следовательно, качка отсутствует или незначительна.

Таким образом, применение устройства W2W в первую очередь оправдано в акваториях Балтийского, Баренцева, Охотского и Японского морей, где присутствует значительная высота волны (максимальная из средних высот волн — 3,0 м и более), а также ведется или планируется нефтегазодобыча. Также устройство применимо в Белом, Каспийском и Черном морях (максимальная из средних высот волн превышает 2,0 м).

Баренцево и Охотское моря характеризуются наиболее суровыми погодными и климатическими условиями из перечисленных акваторий. Это предполагает применение хладостойких материалов, определяет наличие у устройства стен и крыши в зонах нахождения людей, а также может требовать установки средств обогрева этих зон.

### 2.2 Базовые характеристики устройства. Прототипы.

Принципиальная схема устройства типа Walk to Work, необходимая для проектирования и расчетов, приведена на рис. 2.

Анализ прототипов, погодных и климатических условий, а также тенденций развития устройств показывает, что устройство W2W должно иметь следующие базовые эксплуатационные характеристики:

- максимальная длина телетрапа ок. 30,0 м, ширина свободного прохода не менее 0,9 м (для обеспечения прохода людей в зимней одежде);
- эксплуатационные температуры от  $-40$  °С, все зоны нахождения людей — крытые;
- угол наклона телетрапа при нормальной эксплуатации для передачи людей —  $\pm 20^\circ$ ;
- предусмотрена возможность использования в качестве грузового крана грузоподъемностью ок. 1000 кг (рис. 3);
- предусмотрена возможность эксплуатации в качестве средства эвакуации;
- установка на судне-носителе длиной не менее 80 — 90 м;
- компенсируемая высота волнения — ок. 3,5 м.

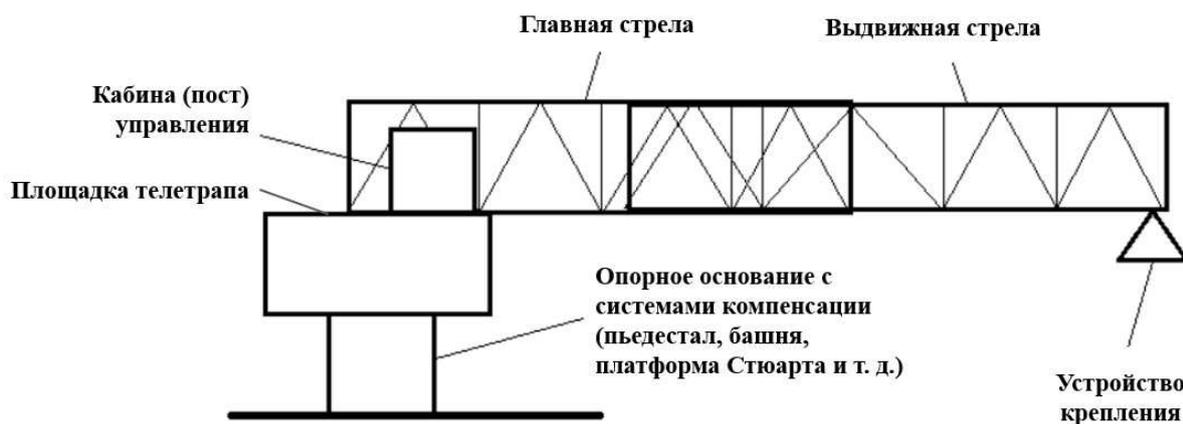


Рис. 2. Принципиальная схема устройства типа Walk to Work [18]

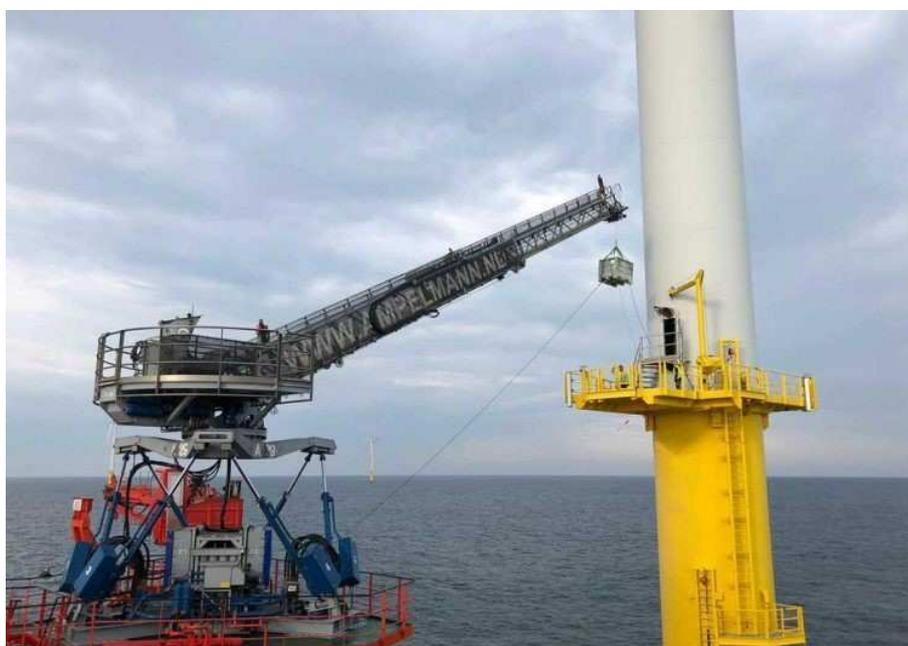


Рис. 3. Применение устройства Walk to Work в качестве грузового крана<sup>6</sup>

В качестве основного прототипа выбрано устройство Ampelmann N (рис. 4), характеризующееся минимальной температурой эксплуатации  $-28^{\circ}\text{C}$ . Данная модель устройства эксплуатировалась на судне снабжения «Степан Макаров» в Охотском море на Пильтун-Астохском месторождении.

Устройство Ampelmann N не предполагает использования в качестве подъемного крана, поэтому при разработке конструкций в качестве прототипов также использовались устройства производства компании Ampelmann, имеющие грузоподъемность в режиме крана 1000 кг и 5000 кг.

### 2.3 Материалы.

Выбранные материалы приведены в табл. 2. Подбор материалов осуществлялся исходя из их массы, минимальной температуры эксплуатации и обеспечения пожаробезопасности. Материалы несущих конструкций определены с учетом результатов расчетов их прочности, жесткости и деформаций.

Закрытый проход обеспечивается за счет установки тента, подобно тому, как это реализовано на прототипе Ampelmann N (см. рис. 3).

<sup>6</sup> Портал Windpowernl. URL: <https://windpowernl.com/tag/access-system/> (дата обращения: 30.08.2024).

Рис. 4. Устройство Ampelmann N, общий вид<sup>7</sup>

Таблица 2

Материалы элементов устройства Walk to Work

Элемент	Профиль	Материал	Минимальная температура эксплуатации
Несущие конструкции	Угловой или труба прямоугольного сечения	Хладостойкая сталь повышенной прочности ( $R_{eH} = 315$ МПа) [14, п. 3.1.2; 15, п. 1.2.3]	-50 °С
Настил	Панель ячеистой структуры	Изофталевая полиэфирная смола с негорючим компонентом. Поверхность нескользящая	-60 °С
Тент	—	Огнеупорная ПВХ-ткань, иллюминаторы из полиуретана	-50 °С
Краска	—	Акрус-Эпокс С Акрус-Полиур или аналоги	-60 °С

## 2.4 Нагрузки и деформации.

В соответствии с требованиями Правил Регистра Ллойда [1] и исследованиями [3, 4] выбрано 6 случаев нагрузки, которым может подвергаться устройство в процессе эксплуатации. Характеристики этих случаев представлены в табл. 3.

Из приведенных случаев нагрузки очевидно, что наиболее критичными для конструкции устройства являются № 5 и № 6. Поэтому все расчеты выполняются исходя из требований обоих этих случаев.

Эффект отсутствия компенсации ускорений (при выведенной из строя системе компенсации) моделируется путем введения в расчет дополнительных ускорений, действующих на конструкции, на основе работ [4] и [16].

<sup>7</sup> Видеоматериал «Ampelmann's N-type Icecann celebrates one-year anniversary». URL: <https://www.youtube.com/watch?v=pppeIuctXhg> (дата обращения: 30.08.2024).

Таблица 3

Случаи нагрузки при эксплуатации Walk to Work

Параметр	Случаи нагрузки					
	1	2	3	4	5	6
Режим эксплуатации	норм.	норм.	норм.	авар.	авар.	авар.
Объект транспортировки	груз	груз	1 чел.	3 чел.**	груз	люди
Длина телтрапа	мин.	макс.	макс.	макс.	макс.	макс.
Система компенсации	не акт.*	акт.	акт.	акт.	не акт.	не акт.
Нагрузка точечная, кг	999	999	120	360	999	—
Нагрузка распределенная, кг/м <sup>2</sup>	—	—	—	—	—	360
Закрепление	консоль	консоль	опертая	опертая	консоль	опертая
Запас прочности	2,5					
Давление ветра, Па	400					

\* Предполагается, что система компенсации неактивна, если она отключена или повреждена.  
 \*\* Предполагается эвакуация пострадавшего: два человека несут носилки с третьим.

## 2.5 Система компенсации.

В качестве системы компенсации выбрана платформа Стюарта (см. рис. 1 — 3), которая имеет 6 степеней свободы.

Управление осуществляется посредством программируемого логического контроллера (ПЛК). К нему доставляется информация от датчика перемещений палубы в месте установки W2W, после чего ПЛК определяет требуемую длину гидроцилиндров и соответствующим образом активирует арматуру гидроцилиндров. Данные о длине гидроцилиндров передаются обратно к ПЛК (рис. 5).



Рис. 5. Алгоритм действия системы управления Walk to Work [2]

Исследование качки судна длиной ок. 90 м показало, что амплитуда вертикальных колебаний, требующих компенсации, составляет ок. 3,0 м для высоты волнения 3%-й обеспеченности 4,0 м (или ок. 3,5 м обеспеченности 1/3) при расположении устройства на верхней палубе судна в наименее благоприятном месте из возможных. Вычисления позволяют принять период качки равным 4,5 с.

На основе приведенных данных была получена необходимая приводная мощность устройства, равная ок. 1060 кВт.

## 2.6 Результаты проектирования.

Основные характеристики устройства Walk to Work, специализированного для эксплуатации в российских акваториях, приведены в табл. 4. На рис. 6 приведен результат первичного моделирования рассчитанных несущих конструкций устройства и системы компенсации, полученный с помощью программы «Компас-3D».

Таблица 4

## Основные характеристики Walk to Work

Характеристика	Ед. изм.	Значение
Тип системы компенсации	—	платформа Стюарта
Тип привода	—	гидравлический
Классификационные общества	—	РС, LR, DNV
Длина телетрапа (мин./макс.)	м	20, 25/32
Ширина свободного прохода (мин./макс.)	м	0,9/1,2
Тип телетрапа	—	закрытый
Высота свободного прохода	м	2,2
Масса устройства, не считая привод	т	ок. 100
Габариты основания устройства	м	8,5 × 8,5
Высота компенсируемого волнения	м	4,0 (РС), ок. 3,5 (LR, DNV)
Рабочие температуры	°С	−40 ... +35
Эксплуатационная скорость ветра	м/с	20
Угол вращения	°	360
Угол наклона телетрапа (рабочий)	°	±20/ ±25 для передачи людей
Грузоподъемность в режиме крана	кг	0 ... +45 для передачи груза
Установленная мощность	кВт	999
Человек одновременно на телетрапе	чел.	1060
Длина судна-носителя	м	1 — при норм. экспл., неограниченно — при эвакуации

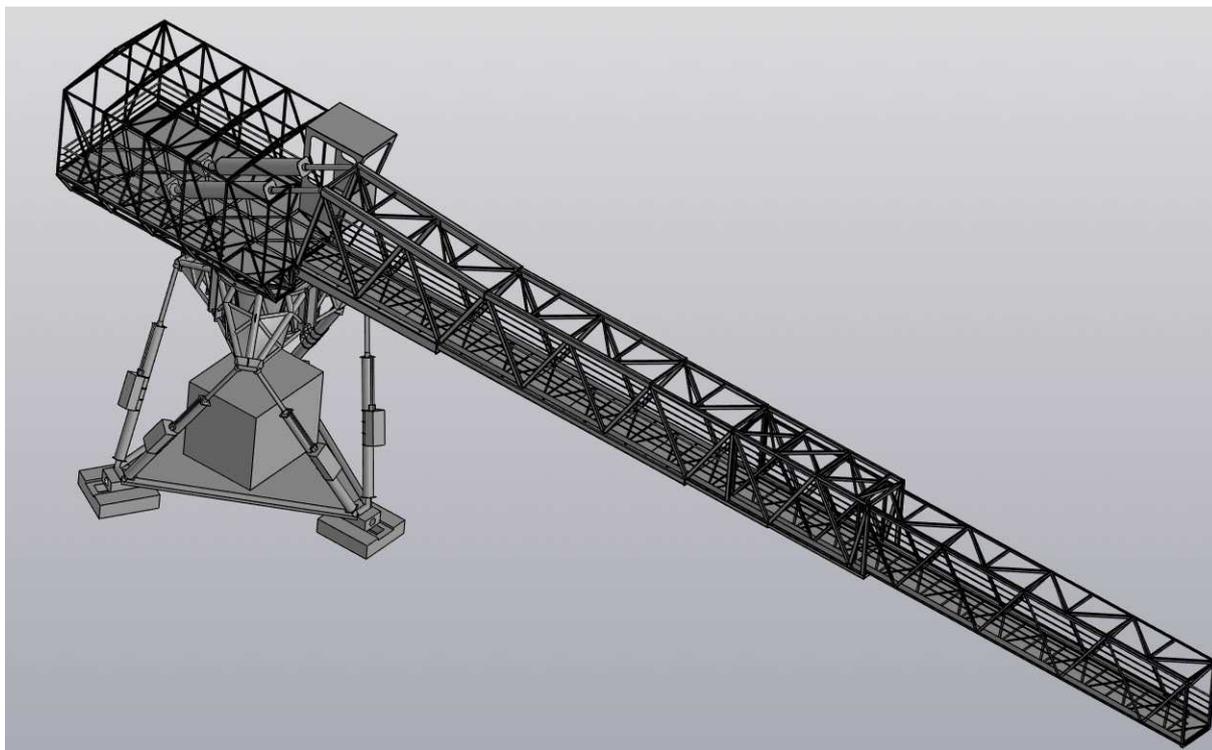


Рис. 6. Упрощенная 3D-модель несущих конструкций и системы компенсации спроектированного устройства

### 3. ОБСУЖДЕНИЕ

#### 3.1 Вопросы классификации.

В ходе разработки проекта важную роль играло обеспечение соответствия характеристик устройства требованиям классификационных обществ. Сравнение этих требований показало, что отсутствие специализированной документационной базы для устройств Walk to Work в Российском морском регистре судоходства создает ряд сложностей при проектировании и дополнительных ограничений относительно зарубежных нормативных баз.

Например, в соответствии с требованиями DNV [17, п. 7.3.2] и Регистра Ллойда [1, гл. 1, разд. 5.10, табл. 1.5.1] полное значение прогиба телетрапа в состоянии балки на двух шарнирно-неподвижных опорах составляет  $1/200$  длины телетрапа; в состоянии консольной балки —  $1/100$  длины, и грузоподъемность устройства не влияет на эти значения. Максимальные же значения прогиба судовых подъемных платформ, требования к которым применимы и к устройствам Walk to Work, согласно Правилам РС [14, п. 9.2.3] составляют не более  $1/250$  части длины между опорами платформы при ее грузоподъемности 1,0 т и более.

В настоящий момент для проектирования устройств W2W грузоподъемностью менее 1,0 т целесообразно использовать зарубежные нормативные документы, принимая ряд расчетных значений из Правил РС [14]. При значениях грузоподъемности, превышающих 1,0 т, роль отечественных требований и ограничений увеличивается, однако не всегда является исчерпывающей.

Создание специализированной нормативной базы для устройств W2W со стороны РС может стать важным шагом на пути к производству и эксплуатации данных устройств на акваториях Российской Федерации. Расширение и углубление нормативной базы также необходимо для обеспечения нормативно-правовой возможности использования устройства W2W в качестве средства эвакуации, регламентируя его использование в спасательных операциях [20].

#### 3.2 Вопросы диверсификации.

Устройство Walk to Work, результаты создания концептуального проекта которого представлены в настоящей работе, спроектировано для работы в любой акватории России, где это может быть целесообразно. Тем не менее по мере расширения областей применения данных устройств следует ожидать и их диверсификацию, повышение степени специализированности для определенных условий.

Так, например, для объектов марикультуры будут актуальны малые устройства, характеризующиеся небольшой массой, возможностью установки на малые суда, высокой скоростью разворачивания, но и слабо развитой системой компенсации качки.

Для некоторых объектов освоения океана могут быть актуальны устройства с увеличенной высотой доступа. Одно из таких устройств приведено на рис. 7.

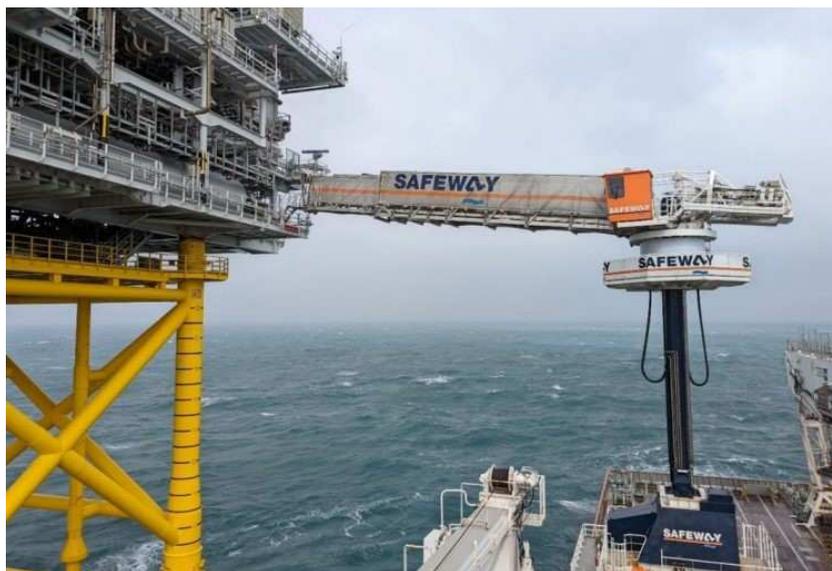


Рис. 7. Устройство Walk to Work с увеличенной высотой доступа производителя Safeway Gangway<sup>8</sup>

<sup>8</sup> Портал Windpowernl. URL: <https://windpowernl.com/tag/greater-changhua-1-and-2a/> (дата обращения: 30.08.2024).

При организации производства устройств Walk to Work следует предусмотреть наиболее вероятные перспективы их развития для повышения адаптивности линейки продукции к требованиям отрасли.

### 3.3 О флоте судов-носителей.

Зарубежный опыт (как европейских, так, например, и азербайджанского судовладельцев) показывает, что существует необходимость в специализированных пассажирских судах Walk to Work, не выполняющих функции судов снабжения. С учетом тенденций к универсализации российского судостроения трудно предполагать, что в российской нефтегазовой отрасли строительство таких судов в ближайшие годы будет актуальным. Поэтому в контексте внедрения устройств Walk to Work на российские суда следует в первую очередь рассматривать переоборудование судов снабжения.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследование, проведенное в рамках проектирования устройства Walk to Work, показывает, что актуальность этих устройств будет повышаться по мере развития областей, связанных с освоением океана. Данные, полученные при проектировании, помогают сформировать базовое представление о модели использования устройства, а также характеристиках судна, на котором оно может быть установлено.

Результаты дальнейшего развития проекта могут быть востребованы нефтегазовой отраслью в ходе ее расширения, поэтому создание и развитие устройств Walk to Work в России должно происходить комплексно с другими областями морских технологий.

Помимо совершенствования технической части проекта целесообразно обратить внимание на создание соответствующей нормативной документации и/или дополнение существующей.

Создание отечественных устройств Walk to Work станет шагом к повышению комфорта и безопасности работы в море, а также к увеличению технологического суверенитета нашей страны.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Code for Offshore Personnel Transfer Systems (COPTS). Lloyd's Register. — London, 2023. — 92 p.
2. Chung Y. Ch. Dynamic analysis of the Ampelmann G25 Gangway: Master of Science thesis / Y. Ch. Chung; Delft University of Technology. — Delft, 2016. — 77 p.
3. Thuis J. R. Saving weight and increasing performance by introducing a composite gangway for the Ampelmann: Master of Science thesis / J.R. Thuis; Delft University of Technology. — Delft, 2017. — 105 p.
4. Cerda Salzmann D. J. Ampelmann: development of the access system for offshore wind turbines: PhD thesis / D. J. Cerda Salzmann; Delft University of Technology. — Delft, 2010. — 205 p.
5. Ахмадуллин Э.А. Плавучие буровые установки российских компаний-операторов / Э.А. Ахмадуллин, В.А. Мнацаканов // *Neftegaz. RU.* — 2023. — № 8. — С. 25 — 33.
6. Справочные данные по режиму ветра и волнения Японского и Карского морей. НД № 2-029901-007 / Российский морской регистр судоходства. — СПб., 2009. — 356 с.
7. Справочные данные по режиму ветра и волнения Балтийского, Северного, Черного, Азовского и Средиземного морей. НД № 2-029901-006 / Российский морской регистр судоходства. — СПб., 2006. — 451 с.
8. Справочные данные по режиму ветра и волнения Баренцева, Охотского и Каспийского морей. НД № 2-029901-004 / Российский морской регистр судоходства. — СПб., 2003. — 214 с.
9. Справочные данные по режиму ветра и волнения шельфа Баренцева и Карского морей. НД № 2-029901-010 / Российский морской регистр судоходства. — СПб., 2013. — 335 с.
10. Справочные данные по режиму ветра и волнения Берингова и Белого морей. НД № 2-029901-009 / Российский морской регистр судоходства. — СПб., 2010. — 566 с.
11. ГОСТ Р 58283-2018 — Краткая характеристика ледового режима морей Российской Федерации.
12. Рябченко С.В. Тематический отчет № 2 по ледовым условиям Печорского моря / С.В. Рябченко, Л.Н. Драчкова, И.О. Евдокимова, Л.А. Зарубина и др.; Северный (Арктический) федеральный университет (САФУ). — Архангельск, 2020. — 40 с.
13. Ильин Г.В. Гидрологический режим Обской губы как новой области морского природопользования в Российской Арктике / Г.В. Ильин // *Наука юга России.* — 2018. — № 2. — С. 20 — 32.
14. Правила по грузоподъемным устройствам морских судов. НД № 2-020101-179 / Российский морской регистр судоходства. — СПб., 2023. — 148 с.
15. Правила классификации и постройки морских судов. Часть II. Корпус. НД № 2-020101-174 / Российский морской регистр судоходства. — СПб., 2024. — 333 с.
16. Живица С.Г. Ускорения от качки и их учет при оценке мореходности судна / С.Г. Живица // *Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства.* — 2022. — № 68/69. — С. 20 — 33. — EDN EKTWQI.
17. Offshore Gangways. DNV-ST-0358 / Det Norske Veritas. — Høvik, 2017 (2022). — 89 p.
18. Guide for Certification of Offshore Access Gangways / American Bureau of Shipping. — Houston, 2016. — 69 p.
19. Code for Lifting Appliances in a Marine Environment (CLAME) / Lloyd's Register. — London, 2023. — 267 p.

20. Вальдман Н.А. Концептуальные нормативно-правовые и технические аспекты развития требований к морским операциям / Н.А. Вальдман, Ф.Д. Виноградов, В.Н. Илюхин, В.И. Таровик // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2021. — № 64/65. — С. 145 — 155. — EDN DSPPDC.

## REFERENCES

1. Code for Offshore Personnel Transfer Systems (COPTS). Lloyd's Register. London, 2023.
2. Chung Y. Ch. Dynamic analysis of the Ampelmann G25 Gangway: Master of Science thesis / Delft University of Technology. Delft, 2016. 77 p.
3. Thuis J. R. Saving weight and increasing performance by introducing a composite gangway for the Ampelmann: Master of Science thesis / Delft University of Technology. Delft, 2017. 105 p.
4. Cerda Salzman D. J. Ampelmann: development of the access system for offshore wind turbines: PhD thesis / Delft University of Technology. Delft, 2010. 205 p.
5. Akhmadullin E.A., Mnatsakanov V.A. Plavuchie burovye ustanovki rossiyskikh kompaniy-operatorov [Floating offshore drilling installations of Russian operators]. *Neftegaz.RU*. 2023 (8): 25 — 33. (In Russ.)
6. Reference Data on Wind and Wave Regime of the Sea of Japan and the Kara Sea. ND No. 2-029901-007-E. Russian Maritime Register of Shipping. St. Petersburg, 2009. 356 p.
7. Reference Data on Wind and Wave Regime of the Baltic, North, Black, Azov and Mediterranean Seas. ND No. 2-029901-006 / Russian Maritime Register of Shipping. St. Petersburg, 2006. 451 p.
8. Reference Data on Wind and Wave Climate of the Barents Sea, the Sea of Okhotsk and the Caspian Sea. ND No. 2-029901-004 / Russian Maritime Register of Shipping. St. Petersburg, 2003. 214 p.
9. Reference Data on Wind and Wave Regime of the Barents and Kara Sea Shelf. ND No. 2-029901-010-E / Russian Maritime Register of Shipping. St. Petersburg, 2013. 335 p.
10. Reference Data on Wind and Wave Regime of the Bering and White Seas. ND No. 2-029901-009-E / Russian Maritime Register of Shipping. St. Petersburg, 2010. 566 p.
11. GOST R 58283-2018 — A brief specification of ice regime of the seas of the Russian Federation. (In Russ.)
12. Ryabchenko S.V., Drachkova L.N., Evdokimova I.O., Zarubina L.A. et al. Tematicheskiy otchet No. 2 po ledovym usloviyam Pechorskogo morya [Topic report No. 2 on ice conditions of the Pechora Sea] / Northern (Arctic) Federal University (NARFU). Arkhangelsk, 2020. 40 p.
13. Ilyin G.V. Gidrologicheskiy rezhim Obskoy guby kak novoy oblasti morskogo prirodopolzovaniya v Rossiyskoy Arktike [The hydrology regime of the Gulf of Ob as a new are of sea resource management in the Russian Arctic]. *Nauka yuga Rossii [Science of the South of Russia]*. 2018 (2): 20 — 32.
14. Rules for the Cargo Handling Gear of Sea-Going Ships. ND No. 2-020101-179-E / Russian Maritime Register of Shipping. St. Petersburg, 2023. 134 p.
15. Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships. Part II. Hull. ND No. 2-020101-174-E / Russian Maritime Register of Shipping. St. Petersburg, 2024. 316 p.
16. Zhivitsa S.G. Uskoreniya ot kachki i ih uchety pri otsenke morehodnosti sudna [Accelerations from vessel motions and their consideration in navigability evaluation]. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2022 (68/69): 20-33. EDN EKTBIQI.
17. Offshore Gangways. DNV-ST-0358. Det Norske Veritas. Høvik, 2017 (2022). 89 p.
18. Guide for Certification of Offshore Access Gangways. American Bureau of Shipping. Houston, 2016. 69 p.
19. Code for Lifting Appliances in a Marine Environment (CLAME). Lloyd's Register. London, 2023. 267 p.,
20. Valdman N.A., Vinogradov F.D., Ilyukhin V.N., Tarovik V.I. A concept of legal, regulatory and technical aspects concerning development of requirements for offshore operations. *Research Bulletin by Russian Maritime Register of Shipping*. 2021 (64/65): 145-155. EDN DSPPDC.

# 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](http://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]. *Mineralnye resursy Rossii. Ekonomika i upravlenie*, 2006, no. 5. (In Russ.) Available at: <http://www.vipstd.ru/gim/content/view/90/278/>. (accessed on 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 sistem"* [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](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 kolichestva 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 (kuteynikov.ma@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/](http://www.fonstola.ru/)  
[www.wallpapers.ru/](http://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://kmtп.ru/>  
<http://www.efg-berlin.de/>  
<http://maritimeforum.net/>  
<http://korabley.net/>  
<http://demoweb.hermosoft.com/efos/>  
<https://cdo.smolgu.ru/>

Фото для обложки журнала предоставлено Мажириным Ильей Аркадьевичем,  
инженером-инспектором Дальневосточного филиала РС

Российский морской регистр судоходства  
**Журнал**  
**«Научно-технический сборник**  
**Российского морского регистра судоходства»**  
**вып. 76**

*Редакционная коллегия журнала*

Редактор *Е.П. Чебучева*  
Компьютерная верстка *В.Ю. Пирогов*  
Дизайн концепции *М.В. Ведмеденко*

Подписано в печать 10.10.2024. Формат 60 × 84/8  
Усл. печ. л.: 12,3. Уч.-изд.л.: 12,1. Тираж 200

Российский морской регистр судоходства  
191181, г. Санкт-Петербург, ул. Миллионная, д. 7, литера А  
[www.rs-class.org/ru/](http://www.rs-class.org/ru/)