

16+

ISSN: 2949-558X

ВЕСТНИК

Керченского Государственного
Морского Технологического Университета

СЕРИЯ

Морские Технологии

Выпуск 2
2024

Рецензируемое научное издание «Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия «Морские технологии»» зарегистрировано как средство массовой информации (СМИ) и издается в соответствии с Законом Российской Федерации от 27.12.1991 № 2124-1 «О средствах массовой информации», Федеральным законом от 29.12.2012 № 273-ФЗ «Об образовании в Российской Федерации», уставом ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет». Учредитель научного сетевого издания «Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия «Морские технологии» – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Керченский государственный морской технологический университет". Издание зарегистрировано в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации Эл № ФС77-85910 от 04 сентября 2023 г.

Редакционный Совет журнала

Главный редактор: Виноградов Владимир Николаевич – д-р техн. наук, доцент, профессор кафедры судовождения и промышленного рыболовства

Заместитель главного редактора:

Ивановская Александра Витальевна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок

Редакционная коллегия журнала

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы (технические науки)

Авдеев Б.А.
Горелов С.В.
Емельянов В.А.
Каторин Ю.Ф.
Нырков А.П.
Саушев А.В.
Сычев Ю.А.
Титов И.Л.

2.5.20. Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные) (технические науки)

Викулов С.В.
Ениватов В.В.
Жуков В.А.
Кирюхин А.Л.
Конюков В.Л.
Матвеев Ю.И.
Николаев Н.И.
Халявкин А.А.

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография (технические науки)

Васьков А.С.
Виноградов В.Н.
Ермаков С.В.
Ивановский Н.В.
Пашков Д.П.
Субанов Э.Э.
Хекерт Е.В.

Серёгин С.С. – ответственный секретарь

Бобарькин О.В. – технический редактор, компьютерная верстка

Статьи в журнале издаются на русском и английском языках.

Позиция автора публикаций может не совпадать с точкой зрения редакционного совета и редакционной коллегии журнала.

Издается по решению НТС ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», протокол № 6 от 25.06.2024 г.

Адрес: 298309, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82

E-mail: mor.tech@vestnik-kgmtu.ru

Web: <https://mtjv.ru/>

Редакционная коллегия журнала

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы (технические науки)

1. Авдеев Борис Александрович – канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», доцент кафедры электрооборудования судов и автоматизации производства
2. Горелов Сергей Валерьевич – действительный член РАЕН, доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет водного транспорта, заведующий кафедрой ЭСЭ
3. Емельянов Виталий Александрович – доктор техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Финансовый университет при Правительстве Российской Федерации», профессор кафедры бизнес-информатики
4. Каторин Юрий Федорович – доктор воен. наук, профессор ФГБОУ ВО «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова», профессор кафедры комплексного обеспечения информационной безопасности
5. Нырков Анатолий Павлович – доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова», профессор кафедры комплексного обеспечения информационной безопасности
6. Саушев Александр Васильевич – доктор техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова, заведующий кафедрой ЭПиЭОБУ
7. Сычев Юрий Анатольевич – доктор техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II», профессор кафедры электроэнергетики и электромеханики
8. Титов Иван Леонидович – канд. техн. наук, ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», доцент кафедры электрооборудования судов и автоматизации производства

2.5.20. Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные) (технические науки)

9. Викулов Станислав Викторович – доктор техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет водного транспорта, заведующий кафедрой «Физики, химии и инженерной графики»
10. Ениватов Валерий Владимирович – канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», заведующий кафедрой кафедры судовых энергетических установок
11. Жуков Владимир Анатольевич – доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова», заведующий кафедрой судостроения и энергетических установок
12. Кирюхин Александр Львович – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры Эксплуатации СЭУ ЧВВМУ имени П.С. Нахимова
13. Конюков Вячеслав Леонтьевич – канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», доцент кафедры судовых энергетических установок
14. Матвеев Юрий Иванович – доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Волжский государственный университет водного транспорта» г. Нижний Новгород, зав. кафедрой «Эксплуатация судовых энергетических установок»
15. Николаев Николай Иванович – доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Государственный морской университет имени адмирала Ф.Ф. Ушакова», профессор

кафедры эксплуатации судовых механических установок

16. Халывкин Алексей Александрович – канд. техн. наук, доцент, Каспийский институт морского и речного транспорта имени генерал-адмирала Ф.М. Апраксина - филиал Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Волжский государственный университет водного транспорта», доцент кафедры судомеханических дисциплин

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография (технические науки)

17. Васьков Анатолий Семенович – доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Государственный морской университет имени адмирала Ф.Ф.Ушакова», профессор кафедры судовождения.
18. Виноградов Владимир Николаевич – доктор техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Керченский морской технологический университет», профессор кафедры судовождения и промышленного рыболовства
19. Ермаков Сергей Владимирович – канд. техн. наук, ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет», директор Морского института
20. Ивановский Николай Владимирович – канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО «Керченский морской технологический университет», декан морского факультета, заведующий кафедрой судовождения и промышленного рыболовства
21. Пашков Дмитрий Павлович – доктор техн. наук, профессор, филиал ФГБОУ ВО «Государственный морской университет имени Ф.Ф. Ушакова» в г. Севастополь, старший преподаватель кафедры судовождения
22. Субанов Эркин Эргешевич – канд. техн. наук, Начальник дипломного отдела, Службы капитана морского порта Новороссийск, ФГБУ «АМП Черного моря»
23. Хекерт Евгений Владимирович – доктор техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО «Государственный морской университет имени адмирала Ф.Ф. Ушакова», проректор по учебной и научной работе

СОДЕРЖАНИЕ

ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ И СИСТЕМЫ	6
Авдеев Б.А. ПРИМЕНЕНИЯ ТВЕРДОТЕЛЬНЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ В СУДОВЫХ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ	6
СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)	17
Кривцов К. А., Жуков В.А. МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ БУКСИРА ПРОЕКТА 90600	17
Ивановская А.В. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРОСОВОЙ ЧАСТИ ЛЕБЕДКИ МЕТОДОМ ЭЙЛЕРА-БЕРНУЛЛИ	28
Конюков В.Л., Горбенко А.Н. ОСОБЕННОСТИ НАСТРОЙКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РЕГУЛИРУЕМОГО СОПЛОВОГО АППАРАТА ТУРБОКОМПРЕССОРА	37
Халявкин А.А., Ивановская А.В., Симагина В.Б. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОГИБА ГРЕБНОГО ВАЛА С УЧЕТОМ НЕПОЛНОГО КОНТАКТА С КОРМОВЫМ ДЕЙДВУДНЫМ ПОДШИПНИКОМ	46
ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ	54
Ивановский Н.В. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ ВИХРЕВОЙ ПРИРОДЫ РЫБОПРОМЫСЛОВОГО СУДНА	54

ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ И СИСТЕМЫ

УДК 621.314

Авдеев Б.А.

ПРИМЕНЕНИЯ ТВЕРДОТЕЛЬНЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ В СУДОВЫХ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Аннотация. Твердотельные трансформаторы являются инновационным решением в области электроэнергетики, предлагая ряд преимуществ по сравнению с традиционными низкочастотными трансформаторами. Рассмотрены особенности и потенциал применения твердотельных трансформаторов в судовых электроэнергетических системах, а также представлен сравнительный анализ с традиционными низкочастотными трансформаторами. Исследование показывает, что твердотельные трансформаторы могут значительно повысить эффективность, надежность и компактность судовых электроэнергетических систем, что делает их обещающим решением для малогабаритного и прибрежного морского транспорта. В статье приведены принципиальные однолинейные схемы применения твердотельных трансформаторов в схемах генерирования и распределению электроэнергии на судах. Особое внимание уделяется применению систем постоянного тока, которые позволяют раскрыться потенциалу силовой преобразовательной техники в области надежности, экономичности и компактности. Также внимание уделяется интегрированию гребного электропривода в судовую электростанцию и эффективность применения нескольких шин постоянного тока с высоким и средним напряжением для более экономичной работы судовых электроприёмников.

Ключевые слова: твердотельный трансформатор, постоянный ток, судовая электростанция, синхронный генератор, ГРЦ, гребной электродвигатель.

Avdeev B.A.

APPLICATIONS OF SOLID-STATE TRANSFORMERS IN THE SHIP'S ELECTRIC POWER SYSTEMS

Abstract. Solid-state transformers are an innovative solution in the field of energy, offering a number of advantages over traditional low-frequency transformers. The features and potential of using solid-state transformers in marine power systems are considered, and also present a comparative analysis with traditional low-frequency transformers. The study shows that solid-state transformers can significantly improve the efficiency, reliability and compactness of marine electric power systems, which makes them a promising solution for small-sized and coastal marine transport. The article presents basic one-line schemes for the use of solid-state transformers in schemes for generating and distributing electricity on ships. Particular attention is paid to the use of DC systems that allow the potential of power converter technology to be revealed in order to be reliable, economical and compact. Attention is also paid to the integration of a rowing electric drive into a ship's power plant and the efficiency of using several DC buses with high and medium voltage for more economical operation of ship's electric receivers.

Keywords: solid-state transformer, direct current, marine power plant, synchronous generator, MSB, rowing electric motor.

Введение. Для электроснабжения всех судовых потребителей предусмотрена судовая электроэнергетическая станция (СЭЭС). Конфигурация СЭЭС должна быть такой, чтобы

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

надёжно и как можно наиболее экономичным способом обеспечить электроэнергией все потребители, работающие в различных режимах работы судна [1]. Пример типичной СЭЭС приведен на рисунке 1. Эта электростанция содержит три параллельно работающих дизель-генератора и один аварийный дизель-генератор. С основных генераторов трехфазное напряжение поступает на главный распределительный щит (ГРЩ), откуда оно распределяется на судовую нагрузку 380 В. Для питания нагрузкой 220 В имеются трансформаторы *TV1* и *TV2*. В случае выхода из строя ГРЩ контакт *QF12* теряет питание и отключает аварийный распределительный щит (АРЩ) от ГРЩ и включается аварийный дизель-генератор с помощью автоматического выключателя *QF13*. Также на схеме обозначены типы электроприёмников: 1 – особоответственные электроприемники; 2 – ответственные электроприемники; 3 – неответственные электроприемники.

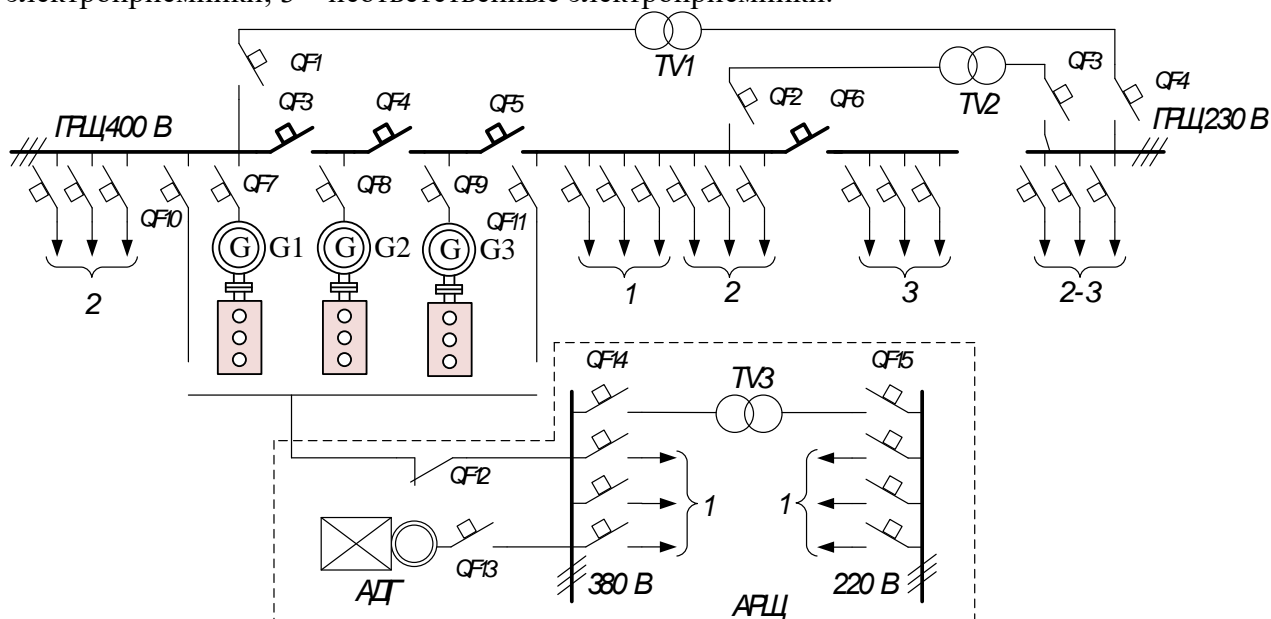


Рисунок 1 – Типовая схема генерирования и распределения электрической энергии на судне

Дизель-электрическая СЭЭС переменного тока – это зрелая технология, которая практически достигла своего предела эффективности и перспективы дальнейшего увеличения эффективности практически исчерпаны. Кардинальное улучшение СЭЭС должно произойти за счёт внедрения новых технологий, которые позволят сделать судовые сети похожими на береговые высокоэффективные интеллектуальные сети. Для последних характерно применение систем распределения постоянного тока, а также интенсивное использование силовой электроники, что необходимо для обеспечения большей управляемости электроприводов и облегчения интеграции накопителей электроэнергии.

По сравнению с судовыми распределительными сетями переменного тока сети постоянного тока обладают такими преимуществами как надёжность, эффективность, компактность и способны ограничивать токи короткого замыкания [2]. Обширный обзор судовых сетей постоянного тока, представляющих различные конфигурации систем и преобразователей мощности, приведен в [3]. С быстрым развитием полупроводниковых преобразователей в систему выработки электроэнергии могут быть интегрированы не только обычные генераторы и топливные элементы, но и возобновляемые источники энергии и системы накопления энергии [4].

За счёт применения постоянного и переменного тока в сетях электроснабжения узловым элементом стандартно выступает низкочастотный трансформатор (НЧТ), обеспечивающий гальваническую развязку и преобразование уровней напряжения. Морские силовые трансформаторы имеют сухое воздушное охлаждение, с принудительным охлаждением или без него в зависимости от их размера. Масляные трансформаторы не используются на морских судах из-за повышенной пожаро- и взрывоопасности. В контексте применения на судне при

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

выборе подходящего НЧТ основное внимание следует уделять его размеру, КПД, качеству электроэнергии и схемам защиты. Основными преимуществами традиционных трансформаторов являются высокая эффективность при прямом преобразовании переменного тока в переменный ток и ограничение тока короткого замыкания. Недостатками являются потери на холостом ходу, чувствительность к гармоникам, чувствительность к дисбалансу нагрузки при смещении постоянного тока, падение напряжения под нагрузкой и большой объем/вес [5]. Улучшения в разработке традиционных НЧТ опираются в основном на разработку новых магнитных и изоляционных материалов, однако перечисленные проблемы сохраняются. Некоторые недостатки НЧТ можно смягчить, используя твердотельные трансформаторы (ТТТ). Обзор современных достижений в технологии ТТТ можно найти в [6, 7].

Целью исследования является анализ возможности применения ТТТ в СЭЭС.

Материалы и методы исследования. Для начала проведем кратное сравнение ТТТ и НЧТ для трёх вариантов использования: нагрузка исключительно переменного тока, половина нагрузки переменного тока и половина - постоянного тока и последний случай – нагрузка только постоянного тока.

В первом варианте используется только ТТТ и только НЧТ. Второй вариант использования ТТТ находится между трехфазной высоковольтной сетью и низковольтной распределительной системой постоянного тока. Данный вариант относится ближе к современным децентрализованным береговым сетям электроснабжения, у которых имеются целые микросети постоянного тока, поскольку многие нагрузки (например, приводы, компьютеры, освещение и т.д.), а также генераторы (солнечные панели) – это устройства с портом постоянного тока. Во втором варианте ТТТ имеет преобразователь напряжения понижающего типа для работы с постоянным током, в то время как НЧТ имеет выпрямитель такой же мощности. В третьем варианте использование ТТТ сводится до второй вставки постоянного тока, а НЧТ работает с выпрямителем и инвертором.

На рисунке 2 приведено сравнение двух трансформаторов мощностью в 1 МВт [8]: ТТТ и НЧТ для вариантов, описанных выше. Сравнение осуществляется по пятибалльной шкале по четырём параметрам: стоимость, объём, вес и потери. При работе со смешанной нагрузкой ТТТ уже может конкурировать с НЧТ. В случае работы нагрузки на постоянном токе ТТТ превосходит НЧТ по всем показателям, за исключением затрат: оно использует только треть объема решения на основе НЧТ, имеет только треть веса и его потери в 2 раза меньше, чем у НЧТ. Следует отметить, что модульность системы ТТТ допускает множество различных номинальных значений мощности переменного и постоянного тока низкого напряжения, поэтому не требует дополнительных блоков питания и других преобразователей уровней напряжения, что ещё более удешевит окончательную схему.

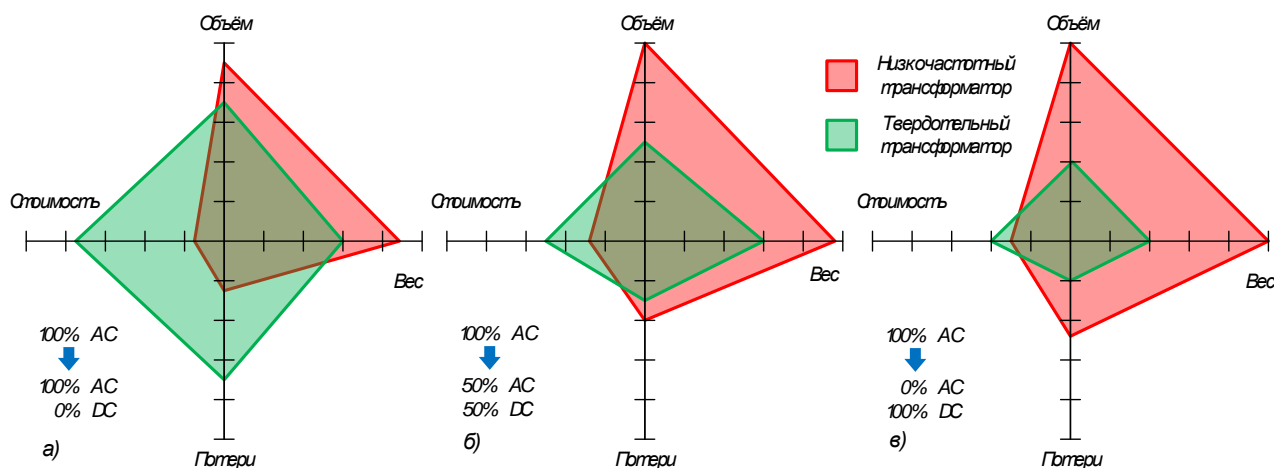


Рисунок 2 – Сравнение рабочих характеристик ТТТ и НЧТ: а) при работе на переменном токе; б) при работе на переменном и постоянного тока в равных пропорциях; в) при работе на постоянном токе

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

Для судовой энергетики вес и занимаемый объём не являются самыми важными параметрами при выборе оборудования для большинства судов торгового и рыболовного флотов. При мощностях судовой электростанции в несколько сот или даже тысяч киловатт, основными критериями выбора будут являться экономичность работы и цена. Однако, данные параметры становятся более значимыми в определенных нишах: для морских дронов, подводных аппаратов, маломерных судах и судах с накопителями электроэнергии [9, 10]. Также ТТТ будет целесообразен при большом количестве приёмников постоянного тока за счёт уменьшения количества ступеней преобразования и для повышения качества электроэнергии (регулирование коэффициента мощности, стабилизация напряжения при пуске мощных приёмников и т.д.). В этих областях ТТТ явно превосходит решения на основе НЧТ в отношении объема, веса, а также эффективности, что компенсирует более высокие закупочные цены в долгосрочной перспективе из-за снижения затрат на электроэнергию примерно вдвое. Количественно оценить экономический эффект от этих дополнительных функций практически невозможно на общей основе. Пример того, как конкретный сценарий применения может изменить результат сравнения решений применить ТТТ, можно найти в более современных приложениях, таких как работа на переменном/постоянном токе, где ТТТ в основном действует как источник питания большой мощности.

Объем любого трансформатора может быть выражен следующей формулой [11]:

$$V = K_V A_p^{3/4},$$

где K_V – коэффициент веса, A_p – коэффициент, характеризующий геометрию магнитопровода.

$$A_p = \frac{10^4 P_{ном}}{k_{зан} J B_{max} f} = W_0 A_c,$$

где J – максимальная амплитуда плотности магнитного потока B , $k_{зан}$ – коэффициент заполнения трансформатора, $P_{ном}$ – номинальная мощность трансформатора, f – частота сети, W_0 , A_c – площадь поперечного сечения железного сердечника и площадь окна обмотки, соответственно.

Зависимость объёма (а) и веса (б) от произведения площадей поперечного сечения железного сердечника и площадь окна обмотки A_p для трансформатора с Ш-образным сердечником приведены на рисунке 3.

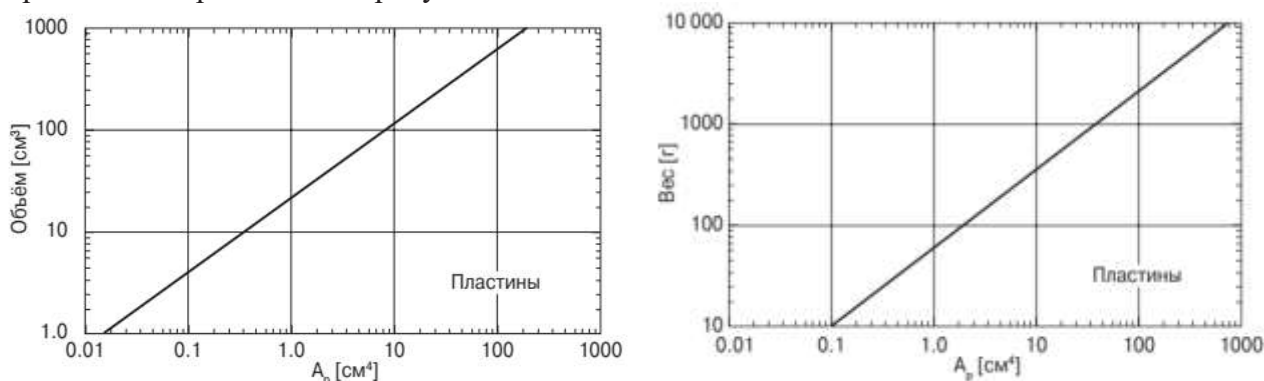


Рисунок 3 – Зависимость объёма (а) и веса (б) от произведения площадей A_p для трансформатора с Ш-образным сердечником

Т.е. зависимость между объёмом трансформатора и частотой можно записать в следующем виде:

$$V \sim \frac{1}{f^{3/4}}.$$

Соотношение между уменьшением объема трансформатора и увеличением рабочей частоты по сравнению с трансформаторами низкого напряжения 50 Гц показано на рисунке 4.

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

Следует отметить, что более высокая рабочая частота также приводит к увеличению вихревых токов в сердечнике и более высоких коммутационных потерей в силовых полупроводниковых ключах, которые могут снизить эффективность ТТТ.

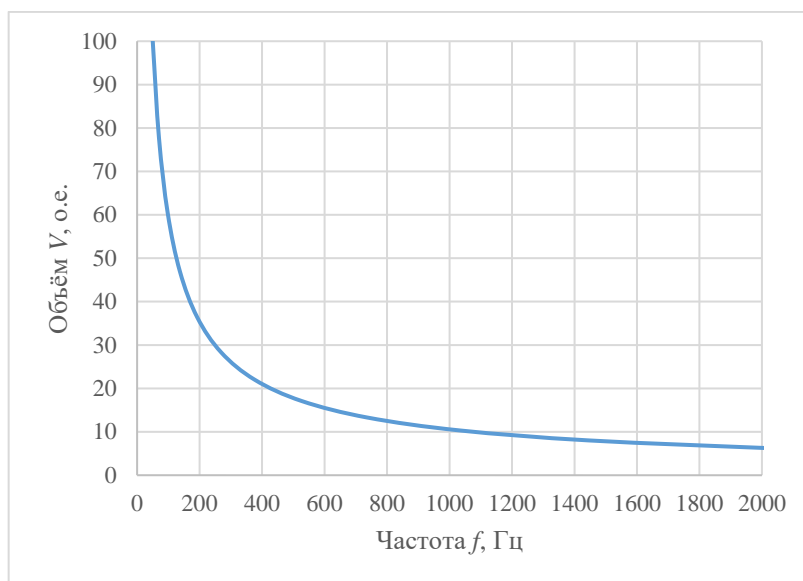


Рисунок 4 – Взаимосвязь между объемом трансформатора и частотой сети, на которой он работает

Системы, позволяющие ТТТ полностью раскрыть свой потенциал, — это гребные электродвигатели, сети постоянного тока и гибридные силовые установки с накопителями энергии [12, 13]. Судовая сеть постоянного тока среднего напряжения является наиболее многообещающей технологией для улучшения СЭЭС с электрическим гребным приводом, поскольку она устраняет необходимость синхронизации первичных источников электроэнергии и громоздких распределительных НЧТ. Это также позволяет первичным двигателям генератора работать с переменной скоростью в зависимости от нагрузки, что обеспечит работу с низким удельным расходом топлива в гораздо более широком диапазоне мощностей. Также устраняются проблемы с гармоническими и реактивными токами.

Результаты исследования и их обсуждение. Выбор электрической тяги вместо механической заключается в следующих нескольких преимуществах. Электрическая тяга более эффективна на низких скоростях и для судов с сильно изменяющимся профилем нагрузки по сравнению с механической тягой, обеспечиваемой приводами с регулируемой скоростью вращения [14]. Однако удобство использования электрической тяги обычно зависит от конкретного применения, например, грузовое судно не может извлечь выгоду из электрической тяги из-за более низкого КПД чем при использовании традиционной схемы, в то время как круизное судно получает существенную выгоду, учитывая, что их эксплуатация направлена на потребление энергии на более низких скоростях. Тем не менее, электрическая тяга является наиболее подходящим вариантом для интегрированной энергосистемы. Интегрированный подход позволяет оптимизировать систему для более экономичной эксплуатации, возрождая интерес к разработке эффективных СЭЭС, в которых распределение постоянного тока считается основой будущей электрификации судна [15].

На рисунке 5 показана СЭЭС стометровой суперяхты Moonrise 2020 года постройки с энергосистемой постоянного тока [16]. Система имеет конфигурацию двойной шины постоянного тока с основными дизель-генераторами, систему хранения электроэнергии с помощью блоков аккумуляторных батарей и вспомогательные блоки питания. На принципиальной схеме показан только электрический привод, однако концепция сетей постоянного тока в СЭЭС также осуществима с гибридными силовыми установками.

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

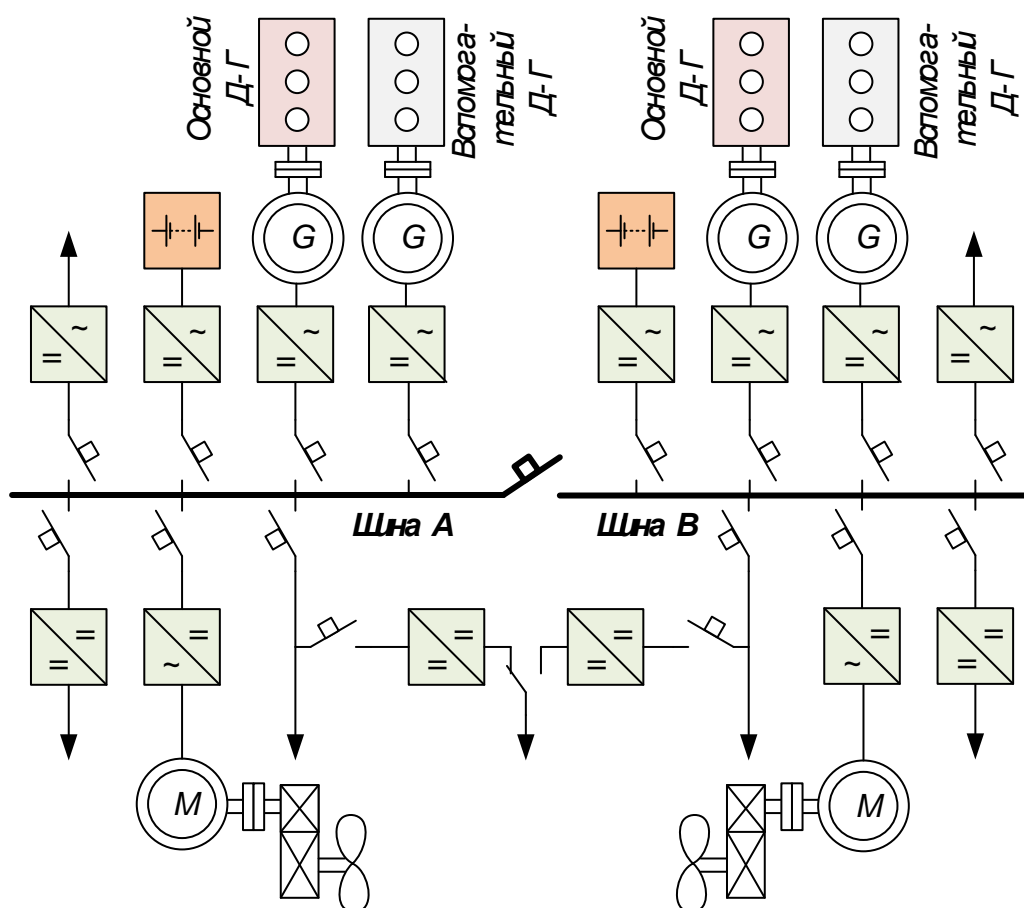


Рисунок 5 – СЭЭС суперяхты Moonrise

Данная система может быть модернизирована в сторону уменьшения количества преобразователей за счёт применения ТТТ и разбивки шин постоянного тока на 2 секции: высоковольтную и низковольтную. Использование системы с двойными шинами постоянного тока позволяет повысить надёжность и живучесть электроэнергетической системы, улучшить эксплуатационные, энергетические и массогабаритные характеристики электродвигательного комплекса, а также сократить выбросы загрязняющих веществ в окружающую среду и обеспечить экономию топлива в пределах 10–15 % по сравнению с существующими структурами систем электродвижения [17]. Пример такой интеграции ТТТ в СЭЭС приведен на рисунке 6. Данная принципиальная схема демонстрирует, как может осуществляться работа цепей постоянного тока. Так, для выработки электроэнергии с данной СЭЭС используются высоковольтные синхронные генераторы, с напряжением в 6 кВ. Это напряжение непосредственно запитывает мощные приёмники электроэнергии в машинном отделении, а также якорно-швартовные и грузовые лебёдки. Электродвижение осуществляется с помощью высоковольтного электродвигателя, работающего от высоковольтной шины постоянного тока, получаемая от входного выпрямителя ТТТ. Причём, гребной электродвигатель и инвертор для него может быть не только трёхфазным, но и многофазным [18]. Переход от высоковольтной шины к низковольтной осуществляется с помощью изолированного двунаправленного преобразователя постоянного напряжения (двойной активный мост). Напряжение в 600 В позволит обеспечивать питанием маломощные потребители постоянного тока и получать электроэнергию от солнечных панелей при их наличии. С помощью выходного трёхфазного инвертора будет обеспечиваться нагрузка переменного тока.

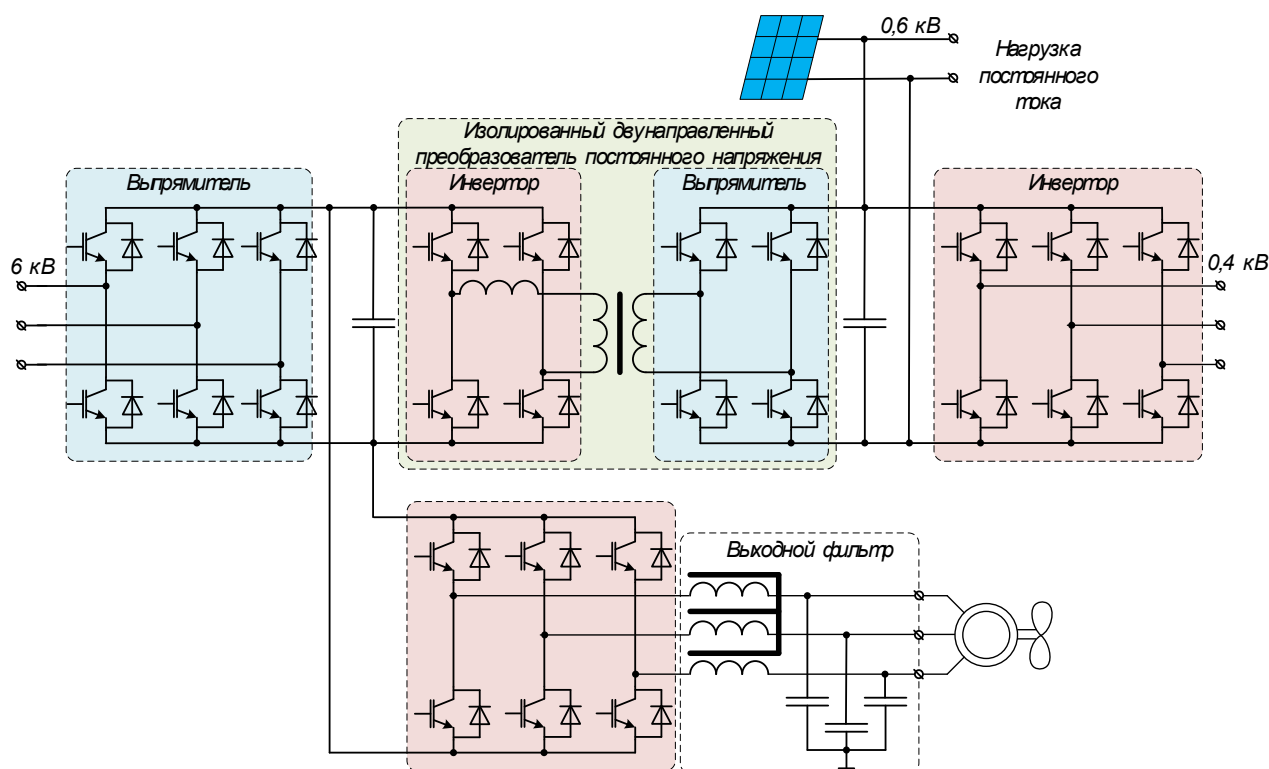


Рисунок 6 – СЭЭС с высоковольтным гребным электродвигателем и двумя шинами постоянного тока

Судовые системы постоянного тока являются гибкими, масштабируемыми, управляемыми, имеют повышенную объемную плотность мощности и более простую интеграцию с системами накопления энергии по сравнению с системами переменного тока. Требования к синхронизации и ограничения скорости, связанные с технологией переменного тока, больше не требуются, что позволяет оптимально проектировать и эксплуатировать ДВС и генераторы [19]. Кроме того, масштабируемость судовой системы может упростить схему резервирования и повысить надежность на борту, потенциально повышая живучесть и снижая требования к техническому обслуживанию. Системы защиты от постоянного тока потребовали переделки технологии переменного тока, и многочисленные работы, показывают прогресс в этом вопросе, часто фокусируясь на схемах заземления, устройствах защиты и реконфигурации.

Другим примером гибридной установки может служить схема, представленная на рисунке 7. Двигательная установка состоит из дизельных двигателей и системы аккумуляторных батарей. В этом случае аккумуляторы можно заряжать либо от дизель-генераторов, либо через щит питания с берега. Также имеется АРЩ, который запитывает особоответственные приёмники на судне в случае, если ГРЩ вышел из строя. Во время плавания с малой нагрузкой судно также может работать только от батарей, питающих гребные электродвигатели. ТТТ уменьшает влияние высокочастотных гармоник на работу судовых приёмников электроэнергии и обеспечивает регулирование частоты вращения асинхронного гребного электродвигателя [20].

Гибридная дизель-электрическая силовая установка будет использовать как минимум на 20% меньше топлива для судовой энергетической установки, чем эквивалентная дизель-механическая силовая установка, работающая на проектной скорости с полностью загруженным судном. Эта экономия топлива в целом зависит от стоимости электроэнергии береговой сети. Это также приведет к сокращению выбросов CO₂, а на более низких скоростях и в условиях малой нагрузки может быть достигнута большая экономия топлива. Гибридная силовая установка, таким образом, допускает дополнительную степень гибкости конструкции, позволяя конфигурировать судно так, чтобы сбалансированно уравновешивать ограничения

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

экономики и окружающей среды, комбинируя различные источники энергии для удовлетворения требований рабочего профиля [22]. Несмотря на значительные усилия, приложенные к исследованию ТТТ, многочисленные вопросы требуют решения для повышения экономичности и надежности работы всего комплекса СЭЭС.

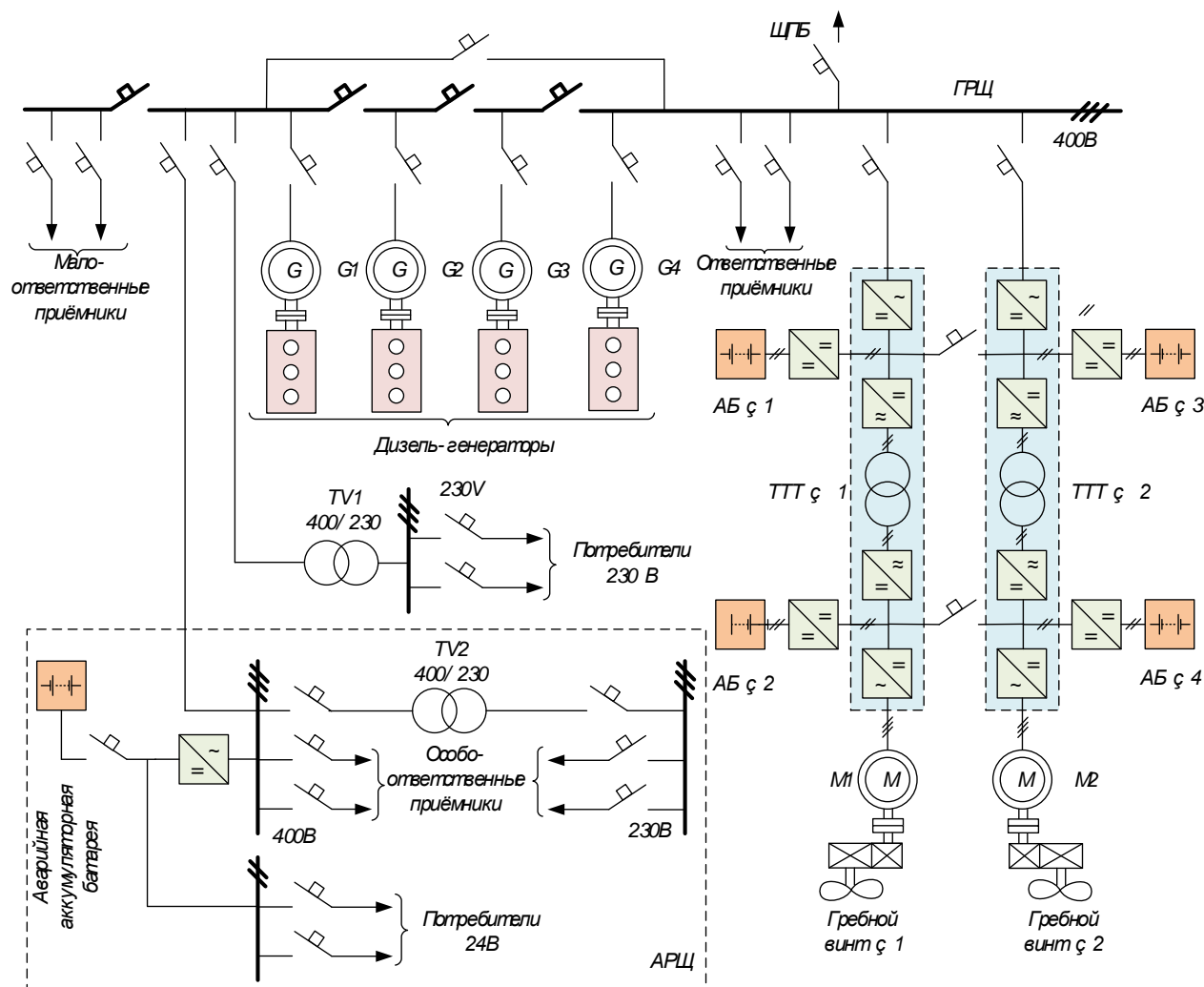


Рисунок 7 – Судовая электростанция с гибридной установкой

Выводы. Твердотельный трансформатор является перспективной технологией для использования в судовом электротехническом комплексе. Он позволит уменьшить массу и в целом более компактен, а также позволит автоматически повышать качество электроэнергии на судне. Благодаря наличию вставок постоянного тока можно повысить экономичность работы потребителей постоянного тока, а также упростить интеграцию систем накопления электроэнергии, что особенно выгодно для автономных аппаратов и судов прибрежного плавания. Особенно перспективным применением твердотельного трансформатора является суда с электродвижением и двумя шинами постоянного тока разного уровня напряжения.

Список использованной литературы:

1. Яковлев Г.С. Судовые электроэнергетические системы: учебник для судостроительных техникумов. М.: Транспорт, 1982. 382 с.
2. Ulissi G., Kim S., Dujic D. Solid-State Technology for Shipboard DC Power Distribution Networks // IEEE Trans. Ind. Electron. 2021. Vol. 68. Pp. 12100–12108
3. Романовский В.В., Малышев В.А., Бежик А.С. Судовые гибридные электроэнергетические системы с распределенной шиной постоянного тока // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. 2020. Т. 12. № 3. С. 591-605.

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

4. *Hansen, J.F.; Wendt, F.* History and state of the art in commercial electric ship propulsion, integrated power systems, and future trends. Proc. IEEE 2015, vol. 103, pp. 2229–2242
5. *Вынгра А.В.* Разработка алгоритмов и программного обеспечения для силовых активных фильтров судовых электроэнергетических систем // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2022. № 2. С. 73-79.
6. *Авдеев Б.А., Вынгра А.В.* Совершенствование системы регулирования напряжения твердотельного трансформатора в интеллектуальных сетях электроснабжения // Изв. вузов. Электромеханика. 2022. Т. 65. № 3. С. 64-69.
7. *Cervero D., Fotopoulou M., Muñoz-Cruzado Alba J., Rakopoulos D. and ets.* Solid State Transformers: A Critical Review of Projects with Relevant Prototypes and Demonstrators // Electronics. 2023. Vol. 12. Pp. 931.
8. *Huber J., Kolar J.* Volume / Weight / Cost Comparison of a 1 MVA 10 kV / 400 V Solid-State against a Conventional Low-Frequency Distribution Transformer // Proc. Energy Conversion Congr. and Expo (ECCE). 2014. Vol. 10. Pp. 4545-4552.
9. *Бурков А.Ф., Миханюшин В.В., Нгуен В.Х.* Развитие прибрежного морского транспорта с гибридными энергоустановками на примере Дальневосточного региона // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. 2021. Т. 13. № 1. С. 102-114.
10. *Кононенко С.В., Головки С.В., Надеев М.А., Павленко В.А.* Применение солнечных батарей на объектах морской инфраструктуры // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. - 2018. - № 3. - С. 101-106.
11. *Маклиман В.* Проектирование трансформаторов и дросселей. Справочник. М. : ДМК Пресс, 2016. 476 с.
12. *Савенко А.Е., Савенко П.С.* Разработка перспективной структуры электротехнического комплекса морского судна с гребной электрической установкой // Известия Тульского государственного университета 2023 №7. с. 351-354.
13. *Авдеев Б.А., Давыдова Д.Д., Подунай С.В.* Совершенствование системы регулирования выходного напряжения комплекса «валогенератор – преобразователь частоты» // Вестник Астраханского государственного технического университета. серия: морская техника и технология. № 4, 2022. С. 73-81.
14. *Cuculić A., Celic J., Prenc R.* Solid State Transformers for Ship’s Electrical Power System // Journal of Maritime & Transportation Science, 2018. Vol. 54. Pp. 53-60.
15. *Григорьев А.В.* Основные направления развития электротехники и автоматизации на судах // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. 2022. Т. 14. № 6. С. 961-973.
16. *Latorre C.A., Batista T., Geertsma R., Coraddu A., Polinder H.* Shipboard DC Systems—A Critical Overview: Challenges in Primary Distribution, Power-Electronics-Based Protection, and Power Scalability // IEEE Open Journal of the Industrial Electronics Society. 2023. PP. 1-29
17. *Гельвер Ф.А.* Структура электродвижительного комплекса судна с двойными шинами постоянного тока // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. - 2020. Т. 12. № 1. С. 174-188.
18. *Сеньков А.П., Никущенко Д.В., Кузнецов В.И.* Перспективы совершенствования единых электроэнергетических систем с цифровым управлением на судах с электродвижением // Электротехника. 2021. № 5. С. 41-46.
19. *Ismail A, Abdel-Majeed M., Metwly M., Abdel-Khalik, A., Hamad, and ets.* Solid-State Transformer-Based DC Power Distribution Network for Shipboard Applications // Applied Sciences, 2022. Vol. 12. Pp. 2001.

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

20. Авдеев Б.А. Интеллектуальные энергоэффективные системы морских судов // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. 2021. No 4. С. 99-113.
21. Zahedi B., Norum L.E., Ludvigsen K.B. Optimized efficiency of all-electric ships by dc hybrid power systems // Journal of Power Sources. 2014. Vol. 255. Pp. 341-354.
22. Романовский В.В., Мальшев В.А., Бежик А.С. Анализ схемных решений гребных электрических установок с распределенной шиной постоянного тока // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. 2019. Т. 11. № 1. С. 169-181.

References:

1. Yakovlev G.S. *Sudovyye elektroenergeticheskiye sistemy: uchebnik dlya sudostroitel'nykh tekhnikumov* [Ship electric power systems: textbook for shipbuilding technical schools]. M.: Transport, 1982. 382 p. (In Russian).
2. Ulissi G., Kim S., Dujic D. Solid-State Technology for Shipboard DC Power Distribution Networks. *IEEE Trans. Ind. Electron.* 2021. Vol. 68. Pp. 12100–12108 (In English)
3. Romanovsky V.V., Malyshev V.A., Bezhik A.S. Marine hybrid electric power systems with a distributed DC bus. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* [Bulletin of the State University of Sea and River Fleet named after Admiral S. O. Makarov]. 2020. Vol. 12. No. 3. P. 591-605. (In Russian).
4. Hansen, J.F.; Wendt, F. History and state of the art in commercial electric ship propulsion, integrated power systems, and future trends. *Proc. IEEE*. 2015, vol. 103, pp. 2229–2242. (In English)
5. Vyngra A.V. Development of algorithms and software for power active filters of ship electrical power systems. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya* [Bulletin of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technology]. 2022. No. 2. P. 73-79. (In Russian).
6. Avdeev B.A., Vyngra A.V. Improving the voltage regulation system of a solid-state transformer in smart power supply networks. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Elektromekhanika* [Russian Electromechanics]. 2022. Vol. 65. No. 3. P. 64-69. (In Russian).
7. Cervero D., Fotopoulou M., Muñoz-Cruzado Alba J., Rakopoulos D. and ets. Solid State Transformers: A Critical Review of Projects with Relevant Prototypes and Demonstrators. *Electronics*. 2023. Vol. 12. Pp. 931. (In English)
8. Huber J., Kolar J. Volume / Weight / Cost Comparison of a 1 MVA 10 kV / 400 V Solid-State against a Conventional Low-Frequency Distribution Transformer. *Proc. Energy Conversion Congr. and Expo (ECCE)*. 2014. vol. 10 pp. 4545-4552. (In English)
9. Burkov A.F., Mikhanoshin V.V., Nguyen V.H. Development of coastal maritime transport with hybrid power plants using the example of the Far Eastern region. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* [Bulletin of the State University of Sea and River Fleet named after Admiral S. O. Makarov]. 2021. T. 13. No. 1. P. 102-114. (In Russian).
10. Kononenko S.V., Golovko S.V., Nadeev M.A., Pavlenko V.A. Application of solar panels on marine infrastructure. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya* [Bulletin of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technology]. 2018. No. 3. P. 101-106. (In Russian).
11. Makliman V. *Proyektirovaniye transformatorov i drossiley. Spravochnik* [Design of transformers and chokes. Handbook]. M.: DMK Press, 2016. 476 p. (In Russian)
12. Savenko A.E., Savenko P.S. Development of a promising structure for the electrical engineering complex of a sea vessel with an electric propulsion unit. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta* [News of Tula State University]. 2023 No. 7. c. 351-354. (In Russian).

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

13. Avdeev B.A., Davydova D.D., Podunay S.V. Improving the system for regulating the output voltage of the shaft generator - frequency converter complex. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya* [Bulletin of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technology]. No. 4, 2022. Pp. 73-81. (In Russian).
14. Cuculić A., Celic J., Prenc R. Solid State Transformers for Ship's Electrical Power System. *Journal of Maritime & Transportation Science*. 2018. Vol. 54. Pp. 53-60. (In English)
15. Grigoriev A.V. Main directions of development of electrical engineering and automation on ships. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* [Bulletin of the State University of Sea and River Fleet named after Admiral S. O. Makarov]. 2022. T. 14. No. 6. P. 961-973. (In Russian).
16. Latorre Correa A., Batista T., Geertsma R., Coraddu A., Polinder H. Shipboard DC Systems—A Critical Overview: Challenges in Primary Distribution, Power-Electronics-Based Protection, and Power Scalability. *IEEE Open Journal of the Industrial Electronics Society*. 2023. PP. 1-29 (In English)
17. Gelver F.A. Structure of the electric propulsion complex of a vessel with double DC buses *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* [Bulletin of the State University of Sea and River Fleet named after Admiral S. O. Makarov]. 2020. Vol. 12. No. 1. P. 174-188. (In Russian).
18. Senkov A.P., Nikushchenko D.V., Kuznetsov V.I. Prospects for improving unified electrical power systems with digital control on ships with electric propulsion. *Elektrotehnika* [Russian Internet Journal of Electrical Engineering]. 2021. No. 5. P. 41-46. (In Russian).
19. Ismail A, Abdel-majeed M., Metwly M., Abdel-Khalik, A., Hamad, and ets. Solid-State Transformer-Based DC Power Distribution Network for Shipboard Applications. *Applied Sciences*. 2022. Vol. 12. Pp. 2001. (In English)
20. Avdeev B.A. Intelligent energy-efficient systems for marine vessels. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Bulletin of Kerch State Marine Technological University]. 2021. No. 4. pp. 99-113. (In Russian).
21. Zahedi B., Norum L.E., Ludvigsen K.B. Optimized efficiency of all-electric ships by dc hybrid power systems. *Journal of Power Sources*. 2014. Vol. 255. Pp. 341-354. (In English)
22. Romanovsky V.V., Malyshev V.A., Bezhik A.S. Analysis of circuit solutions for propulsion electrical installations with a distributed DC bus. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* [Bulletin of the State University of Sea and River Fleet named after Admiral S. O. Makarov]. 2019. Vol.. 11. No. 1. P. 169-181. (In Russian).

Сведения об авторах / Information about authors

Авдеев Борис Александрович	канд. техн. наук, доцент кафедры электрооборудования судов и автоматизации производства Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 dirigeant@mail.ru
Avdeev Boris Aleksandrovich	Ph.D. (Engin.), Associate Professor at the Department of Ship's Electrical Equipment and Automatization Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 dirigeant@mail.ru

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

УДК 621.436

Кривцов К. А., Жуков В.А.

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ БУКСИРА ПРОЕКТА 90600

Аннотация. В статье описана модернизированная система охлаждения вспомогательного двигателя буксира проекта 90600. Целью модернизации является повышение надежности охлаждения судовых двигателей при эксплуатации в ледовых условиях. В процессе модернизации разомкнутый забортный контур заменен замкнутым контуром, который включает кормовую балластную цистерну, используемую в качестве обшивочного теплообменного аппарата. Приведено описание конструктивных изменений системы. Модернизированная система охлаждения прошла эксплуатационные испытания. Проведенные теоретические исследования и последующая эксплуатация судна с модернизированной системой охлаждения подтвердили работоспособность и эффективность предложенного типа замкнутой системы охлаждения. Последующие исследования необходимо направить на оценку возможности расширения использования таких систем на судах других проектов, разработку методов обеспечения эффективного теплоотвода от жидкости через обшивку судна и создание систем автоматического регулирования температуры жидкости в замкнутом контуре при изменении условий эксплуатации.

Ключевые слова: судовые дизели, системы охлаждения, модернизация, замкнутый контур, балластная цистерна.

Krivtsov K.A., Zhukov V.A.

MODERNIZATION OF THE COOLING SYSTEM OF THE PROJECT 90600 TUGBOAT

Abstract. The article describes the upgraded cooling system of the auxiliary engine of the tugboat project 90600. The purpose of the modernization is to increase the reliability of cooling of marine engines during operation in ice conditions. During the modernization process, the open outboard circuit was replaced by a closed circuit, which includes a stern ballast tank used as a skin heat exchanger. The description of the design changes of the system is given. The upgraded cooling system has passed operational tests. The theoretical studies carried out and the subsequent operation of the vessel with an upgraded cooling system confirmed the operability and effectiveness of the proposed type of closed-circuit cooling system. Subsequent research should be directed to assessing the possibility of expanding the use of such systems on ships of other projects, developing methods to ensure effective heat removal from the liquid through the hull of the vessel and creating systems for automatic control of the temperature of the liquid in a closed circuit when operating conditions change.

Keywords: marine diesels, cooling systems, modernization, closed circuit, ballast tank

Введение. Системы охлаждения главных и вспомогательных судовых двигателей относятся к основным системам судовых энергетических установок (СЭУ). Надежная и эффективная работа системы охлаждения и ее отдельных элементов оказывает существенное влияние на экономические и ресурсные показатели СЭУ в целом [1-3]. Выбор типа системы охлаждения (СО), ее конструктивных особенностей и режимных параметров необходимо осуществлять с учетом комплекса факторов, к которым относятся степень форсированности

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

судового двигателя, характерные режимы его эксплуатации, назначение судна и акватории его использования [4-7]. Как правило, при проектировании судовых ДВС эти факторы не учитываются, что приводит к необходимости выполнять модернизацию систем по результатам опыта, накопленного в процессе эксплуатации.

Цель исследования. Модернизация системы охлаждения рейдового буксира проекта 90600 с целью повышения надежности ее работы с учетом условий эксплуатации судна.

Материалы и методы исследования. Буксир проекта 90600 (рисунок 1) имеет класс плавания R3 (удаление от берега не более 20 миль) и автономность плавания по наличию запасов топлива, воды, объемов цистерны сбора нефтесодержащих вод и контейнеров для сбора морского мусора. Основные характеристики буксира представлены в таблице 1. Буксир предназначен для выполнения кантовочных и буксировочных операций в портах и морских рейдах и прибрежных районах, снятия судов с мели; тушения пожаров на плавучих объектах и береговых сооружениях; участия в операциях по ликвидации аварийных разливов нефти; размывки льда и перевозки различных грузов. Суда проекта 90600 строятся с 2003 года на судостроительном заводе «Пелла» в городе Отрадное Ленинградской области для отечественных и зарубежных заказчиков (табл. 1). В настоящее время в различных регионах Российской Федерации, включая северные акватории, эксплуатируется около 50 судов данного проекта [8].



Рисунок 1 – Буксир проекта 90600 (спущен на воду в 2019 году)

Энергетические установки рейдовых буксиров проекта 90600 оснащены традиционными двухконтурными системами охлаждения главных двигателей, в которых замкнутый контур обеспечивает охлаждение основных деталей судового ДВС, а забортный контур является разомкнутым и требует особых мер по предотвращению загрязнения, которое может привести к выходу системы охлаждения из строя. Вода в систему поступает через кингстонный ящик. В обычных условиях она проходит дальнейшую очистку в последующих фильтрационных системах, однако при эксплуатации в зимний период или акваториях, покрытых льдом круглый год, обычный кингстонный ящик может быть засорен колотым льдом. Во избежание этого, на современные суда устанавливается ледовый ящик. В связи с тем, что суда проекта 90600 часто эксплуатируются в тяжелых ледовых условиях, в систему забора забортной воды был установлен днищевой ледовый ящик (рисунок 2).

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

Таблица 1 – Основные характеристики буксира проекта 90600

Водоизмещение	303 т
Длина	25,4 м
Ширина судна	8,8 м
Высота борта	4,7 м
Скорость	12 узлов
Осадка судна	3,28 м
Мощность главных двигателей	2*1198 кВт
Марка главных двигателей	Cummins KTA50M2
Тяга на гаке	35 т
Дальность хода	100 миль
Автономность	3 суток
Марка вспомогательных двигателей	6BT5.9-DM
Мощность генераторов	2*80 кВт
Количество экипажа	8 чел.
Тип движителей	2 * ВПК Rolls-Royce



Рисунок 2 – Ледовый ящик буксира проекта 90600

Ледовый ящик располагается на 15-й шпации по левому борту (рисунок 3).

Принцип работы днищевого ледового ящика (рисунок 4) заключается в получении забортной воды через решетку 1, после которой вода проходит через перфорированную перегородку 2, очищаясь от крупных фрагментов льда. Затем она направляется в отверстие для забора воды из ледового ящика 3, после чего проходит дополнительную фильтрацию. После этого, часть отработанной горячей воды возвращается обратно, через отверстие 4, что позволяет растопить скопившийся лед и очистить ледовый ящик, тем самым восстановив его работоспособность.

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

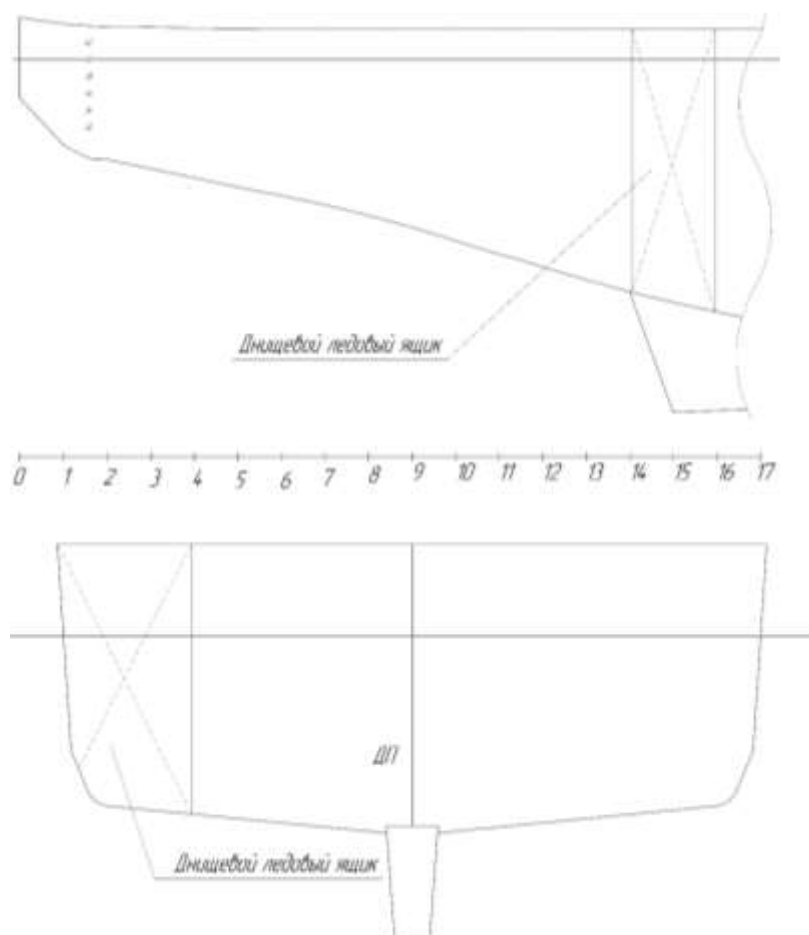


Рисунок 3 – Расположение днищевой ледового ящика

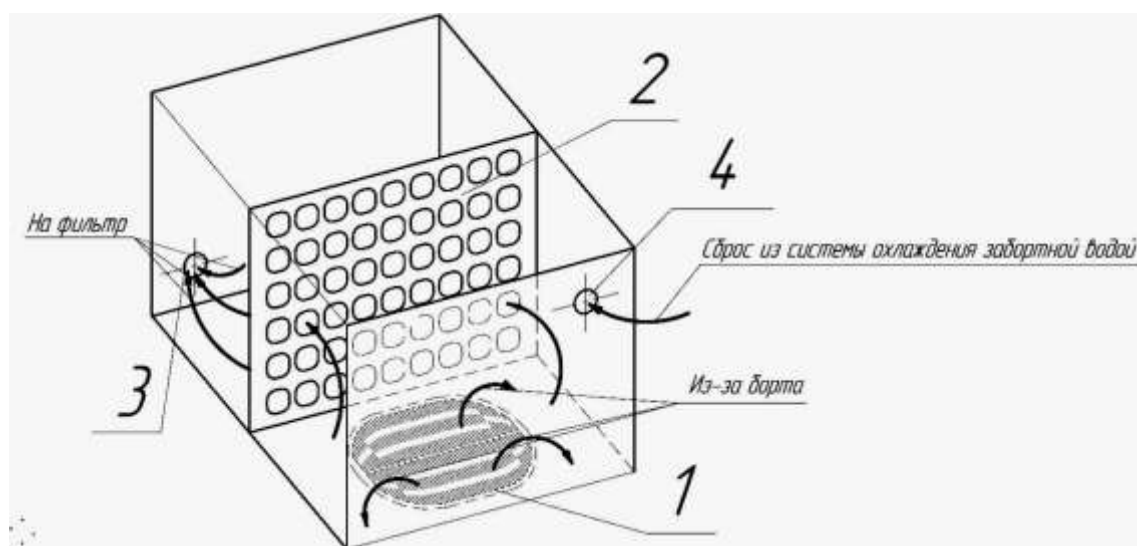


Рисунок 4 – Принципиальная схема ледового ящика

Внешние приемные решетки ледового ящика на борту буксира проекта 90600 представлены на рисунке 5.

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



Рисунок 5 – Приемные решетки ледового ящика проекта 90600

Для защиты внутреннего контура системы охлаждения применяются специальные средства фильтрации, обеспечивающие защиту трубопроводов, арматуры и циркуляционных насосов от воздействия механических примесей и уменьшения их абразивного воздействия. В первую очередь, забортная вода проходит через кингстонные фильтры грубой очистки (рисунок 6), в которых она очищается от крупных фрагментов растительности и механических примесей с размерами более 2,5 мм.



Рисунок 6 – Кингстонный фильтр забортного контура системы охлаждения

Во время зимней навигации или при использовании в водах, покрытых льдом круглый год появляется вероятность засорения кингстонного ящика колотым льдом (рисунок 7), что может спровоцировать аварийную остановку судового ДВС и привести к аварийной ситуации, например, при выходе из строя буксира, проводящего кантовочные или буксировочные работы.

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



Рисунок 7 – Колотый лед в заборном контуре системы охлаждения

Для устранения вероятности возникновения аварийной ситуации разработана модернизированная система охлаждения, в которой отсутствует прием заборной воды. Система может быть отнесена к замкнутым системам охлаждения судовых дизелей, которые подробно рассмотрены в работах [9-14]. Особенностью системы является отсутствие в ней рекуперативного теплообменного аппарата и охлаждение теплоносителя замкнутого низкотемпературного контура в смесительном теплообменном аппарате, в качестве которого используется балластный танк.

Теплота, отводимая от двигателя, расходуется на нагрев воды, находящейся в балластном танке, а затем передается через обшивку судна заборной воде. Проведенные тепловые расчеты показали возможность использования кормового балластного танка буксира для охлаждения вспомогательного двигателя. Было установлено, что при расходе жидкости через танк равном $4,2 \text{ м}^3/\text{час}$, обеспечиваемым штатным насосом заборного контура Sherwood M71 [15] при температуре вод на входе $45...50 \text{ }^\circ\text{C}$, температура на выходе из танка будет составлять $15...20 \text{ }^\circ\text{C}$, при температуре заборной воды $1...8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Размещение кормовой балластной цистерны буксира и ее размеры представлены на рисунке 8.

Гидравлический расчет модернизированной системы, выполненный по схеме, изображенной на рисунке 9, подтвердил, что насос Sherwood M71, создающий напор $0,34 \text{ МПа}$ способен обеспечить устойчивую циркуляцию жидкости по замкнутому контуру. При расчете контур циркуляции был разбит на пять участков, длина которых показана на схеме.

Результаты исследования и их обсуждение. Проведенные расчеты показали принципиальную возможность организации замены проточного заборного контура в системе охлаждения вспомогательных двигателей буксира проекта 90600 на замкнутый контур, включающий кормовой балластный танк. При этом балластный танк также необходимо модернизировать с целью организации подвода и отвода жидкости и установки измерительной аппаратуры (термометра и датчика уровня жидкости). Чертеж модернизированного балластного танка приведен на рисунке 10.

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

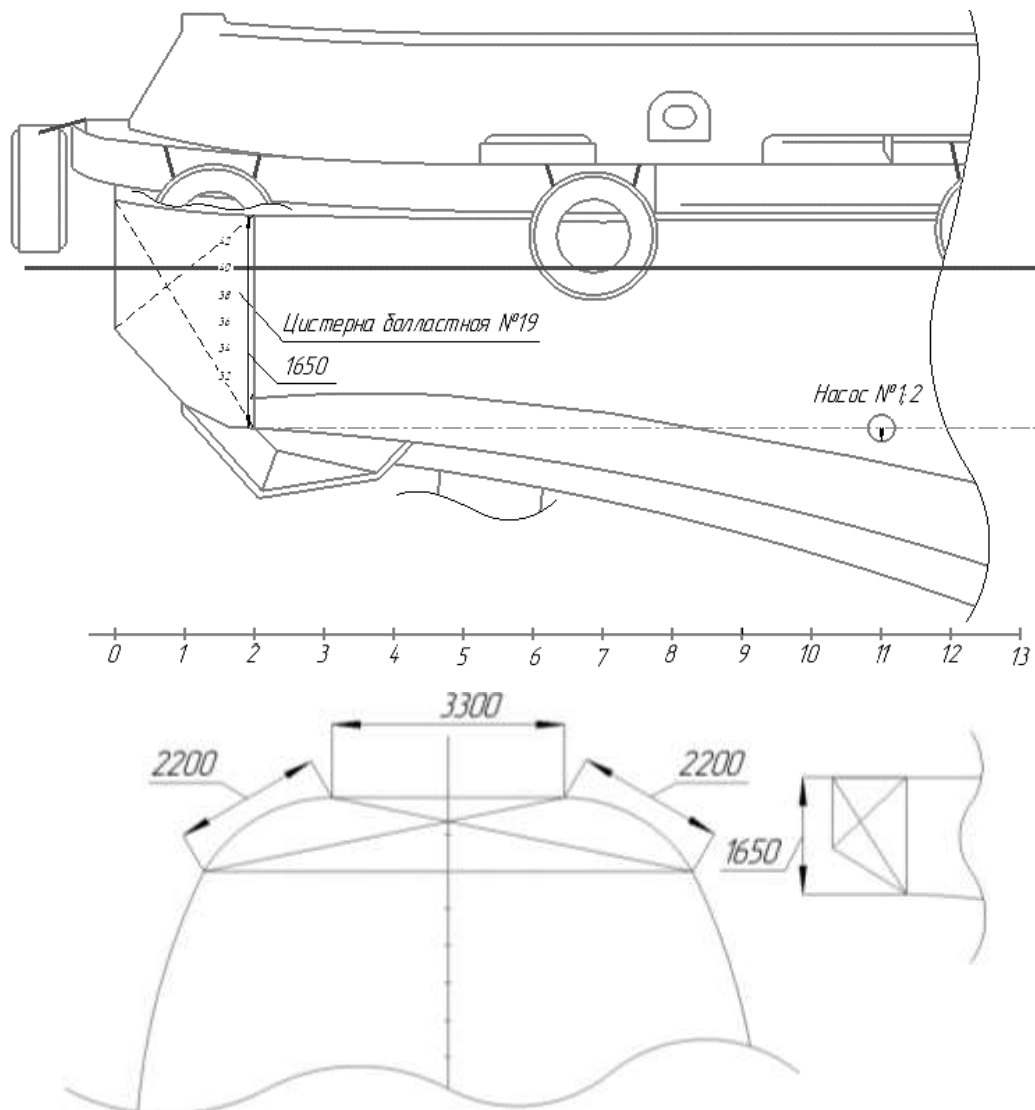


Рисунок 8 – Расположение и размеры кормовой балластной цистерны

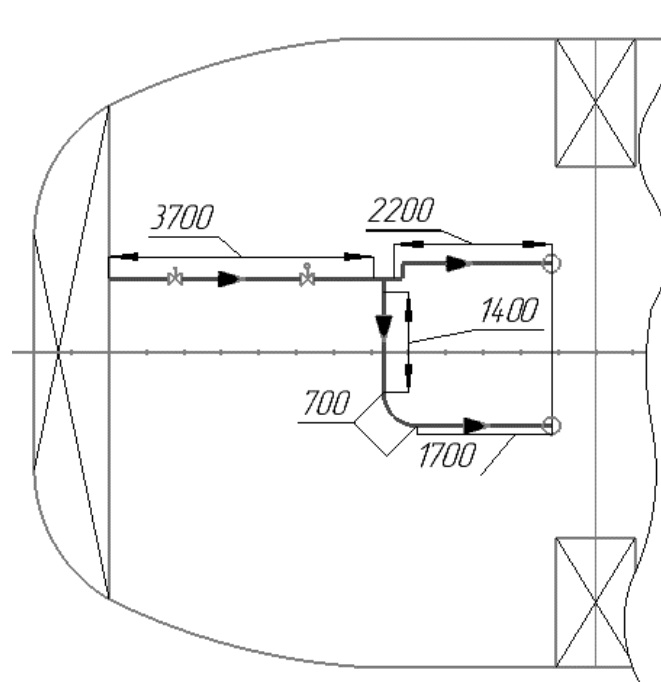


Рисунок 9 – Схема гидравлического расчета контура охлаждения

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

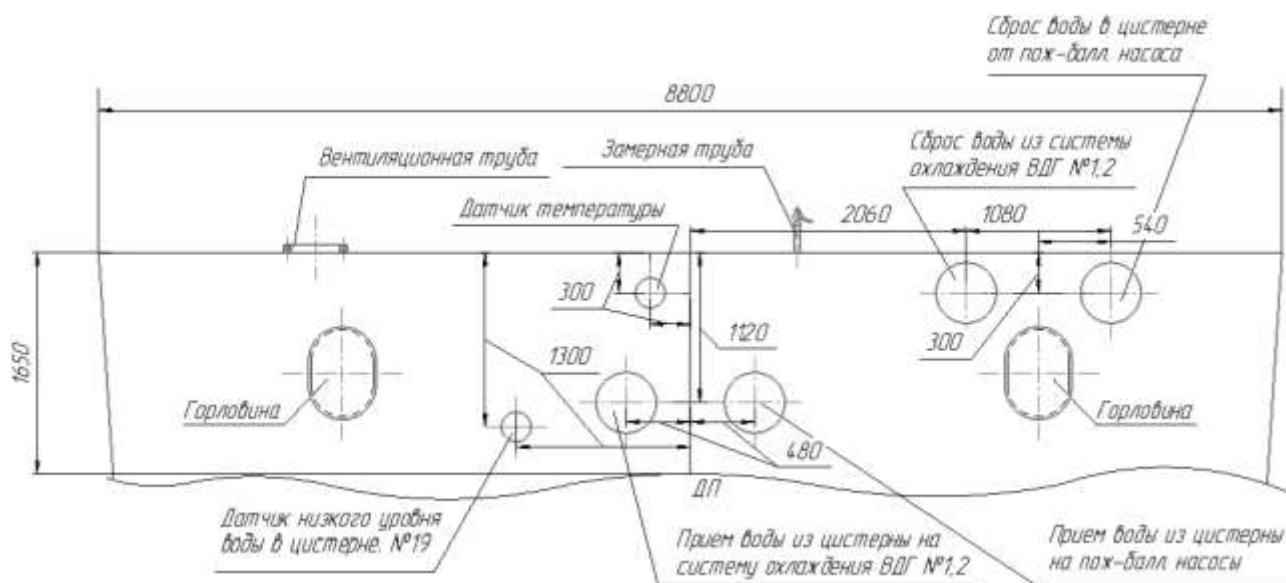


Рисунок 10 – Модернизированный кормовой балластный танк

Датчик уровня жидкости расположен таким образом, чтобы подать сигнал на пульт управления СЭУ о том, что уровень воды в цистерне составляет менее 20 % от ее емкости.

Датчик температуры сигнализирует о возникновении аварийных ситуаций при работе модернизированной системы охлаждения, прежде всего, вызванными внештатным повышением температуры охлаждающей воды в балластной цистерне.

Предложенная модернизация системы охлаждения была реализована на одном из буксиров проекта 90600 при сохранении в качестве резервной штатного забортного контура.

Выводы. Проведенные теоретические исследования и последующая эксплуатация судна с модернизированной системой охлаждения подтвердили работоспособность и эффективность предложенного типа замкнутой системы охлаждения.

Последующие исследования необходимо направить на оценку возможности расширения использования таких систем на судах других проектов, разработку методов обеспечения эффективного теплоотвода от жидкости через обшивку судна и создание систем автоматического регулирования температуры жидкости в замкнутом контуре при изменении условий эксплуатации.

Список использованной литературы:

1. Безюков О.К. Охлаждение транспортных двигателей внутреннего сгорания / О.К. Безюков, В.А. Жуков, В.Н. Тимофеев. – СПб.: Изд-во ГУМРФ им. адм. С.О. Макарова, 2015. – 272 с.
2. Шурпьяк В. К. Учет особенностей систем охлаждения при оценке энергетической эффективности судов / В. К. Шурпьяк // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. — 2014 — № 37. – С. 51-55.
3. Жуков В. А. Перспективы совершенствования систем охлаждения судовых дизелей / В. А. Жуков // Вестник ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова. – 2015. – № 4 (32). – С. 131-137.
4. Zhukov V. Factors Determining Thermohydraulic Efficiency of Liquid Cooling Systems for Internal Combustion Engines / V. Zhukov, V. Erofeev, O. Melnik // Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport. — Springer, Cham, 2019. — Pp. 463–472.
5. Безюков О. К. Комплексный подход к выбору конструкции и параметров систем охлаждения транспортных ДВС / О.К. Безюков, В.А.Жуков, М.А.Тарасов // Вестник двигателестроения. – 2003. – № 2. – С. 70-73.

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

6. Bezyukov O. K. Effectiveness of liquid cooling systems in motors and manufacturing equipment / O. K. Bezyukov, V. A. Zhukov, O. V. Zhukova // Russian Engineering Research. — 2008. — Vol. 28. — Is. 11. — Pp. 1055–1057.
7. Безюков О.К. Выбор параметров охлаждения судовых дизелей / О.К. Безюков, В.А. Жуков, А.А. Пуляев // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2018. — №2(48). — С. 379-389.
8. АО «Пелла». Буксир проекта 90600. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://pellaship.ru/pella-90600-tug/th.html> Дата обращения: 07.06.2024.
9. Федоровский К. Ю. Замкнутые системы охлаждения судовых энергетических установок / К. Ю. Федоровский, Н. К. Федоровская. — М.: ИНФРА-М, 2017. — 163 с.
10. Федоровский К. Ю. Механизм отрицательного антропогенного воздействия систем охлаждения СЭУ / К. Ю. Федоровский, Н. К. Федоровская, В. В. Ениватов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2020. — Т. 12. — № 6. — С. 1068–1077.
11. Fedorovsky K. Yu. The efficiency of the 30 cooling systems of ship power plants with the environmental factor / K. Yu. Fedorovsky, N. K. Fedorovskaya, V. V. Enivatov // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. — 2020. — № 3. — С. 30–38.
12. Жуков В.А. Сравнительная оценка систем охлаждения судовых дизелей / В.А. Жуков, М.С. Капустянский // Морские технологии: проблемы и решения - 2022: сборник статей участников научно-практической конференции, Керчь: ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет», 2022. — С. 29-32.
13. Федоровская Н. К., Федоровский К.Ю. Оценка эффективности систем охлаждения судовых энергетических установок с учетом экологического фактора // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2021. — №4 (68). — С. 559-568.
14. Жуков В.А. Выбор теплообменного аппарата для замкнутой системы охлаждения судовой энергетической установки / В.А. Жуков, М.С. Капустянский // Современные технологии в кораблестроительном авиационном образовании, науке и производстве: сборник докладов Всероссийской научно-практ. конф.; Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева. — Нижний Новгород, 2021. — С. 376-380.
15. Насос M71 Sherwood. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://images.boatid.com/sherwood-pump/items/pdf/m71-guide.pdf>. Дата обращения: 09.06.2024.

References:

1. Bezyukov O.K., Zhukov V.A., Timofeev V.N. *Oxlazhdenie transportny`x dvigatelej vnutrennego sgoraniya* [Cooling of internal combustion transport engines] St. Petersburg: Publishing house of the GUMRF named after S.O. Makarov, 2015, 272 p. (In Russian).
2. Shurpyak V. K. Uchet osobennostej sistem oxlazhdeniya pri ocenke e`nergeticheskoy e`ffektivnosti sudov [Taking into account the features of cooling systems in assessing the energy efficiency of ships] *Nauchno-texnicheskij sbornik Rossijskogo morskogo registra sudoxodstva* [Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства], 2014, No 37, pp. 51-55. (In Russian).
3. Zhukov V. A. Perspektivy` sovershenstvovaniya sistem oxlazhdeniya sudovy`x dizelej [Prospects for improving the cooling systems of marine diesel engines] *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* [Bulletin of the State University of Sea and River Fleet named after Admiral S. O. Makarov], 2015, No. 4 (32), pp. 131-137. (In Russian).
4. Zhukov V., Erofeev V., Melnik O. Factors Determining Thermohydraulic Efficiency of Liquid Cooling Systems for Internal Combustion Engines. *Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport*. Springer, Cham, 2019. pp. 463–472. (In English).

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

5. Bezyukov O. K., Zhukov V.A., Tarasov M.A. Kompleksny`i podkhod k vy`boru konstrukcii i parametrov sistem oxlazhdeniya transportny`x DVS [An integrated approach to the choice of design and parameters of cooling systems for transport internal combustion engines] *Vestnik dvigatelestroeniya* [Bulletin of engine engineering] 2003, № 2, pp. 70-73. (In Russian).
6. Bezyukov O. K., Zhukov V. A., Zhukova O. V. Effectiveness of liquid cooling systems in motors and manufacturing equipment. *Russian Engineering Research*. 2008. Vol. 28. Is. 11. Pp. 1055–1057. (In English).
7. Bezyukov O.K., Pulyaev A.A. Vy`bor parametrov oxlazhdeniya sudovy`x dizelej [Selection of cooling parameters for marine diesel engines] *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* [Bulletin of the State University of Sea and River Fleet named after Admiral S. O. Makarov]. 2018. No. 2(48). pp. 379-389. (In Russian).
8. AO «Pella». *Buksir proekta 90600*. [E`lektronny`j resurs]. Rezhim dostupa: <http://pellaship.ru/pella-90600-tug/th.html> Data obrashheniya: 07.06.2024.
9. Fedorovskij K.Yu., Fedorovskaya N.K. *Zamknuty`e sistemy` oxlazhdeniya sudovy`x e`nergeticheskix ustanovok* [Closed-circuit cooling systems for marine power plants] M. INFRA-M, 2017. 163 p. (In Russian).
10. Fedorovskij K.Yu., Fedorovskaya N.K., Enivatov V.V. Mexanizm otriczatel`nogo antropogennogo vozdejstviya sistem oxlazhdeniya SE`U [The mechanism of the negative anthropogenic impact of the SEU cooling systems] *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* [Bulletin of the State University of Sea and River Fleet named after Admiral S. O. Makarov]. 2020. Vol. 12. No.6. pp. 1068–1077. (In Russian).
11. Fedorovsky K.Yu., Fedorovskaya N.K., Enivatov V.V. The efficiency of the 30 cooling systems of ship power plants with the environmental factor. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo texnologicheskogo universiteta* [Bulletin of the Kerch State Marine Technological University]. 2020. No. 3. pp. 30–38. (In English).
12. Zhukov V.A., Kapustyanskij M.S. Sravnitel`naya ocenka sistem oxlazhdeniya sudovy`x dizelej [Comparative evaluation of marine diesel cooling systems]. *Morskie texnologii: problemy` i resheniya - 2022: sbornik statej uchastnikov nauchno-prakticheskoy konferencii, Kerch` : FGBOU VO «Kerchenskij gosudarstvenny`j morskoy texnologicheskij universitet»* [Marine Technologies: Problems and Solutions - 2022: collection of articles by participants of the Scientific and Practical Conference, Kerch: Kerch State Marine Technological University] 2022. pp. 29-32. (In Russian).
13. Fedorovskaya N. K., Fedorovskij K.Yu. Ocenka e`ffektivnosti sistem oxlazhdeniya sudovy`x e`nergeticheskix ustanovok s uchetom e`kologicheskogo faktora [Assessment of the efficiency of cooling systems of marine power plants, taking into account the environmental factor] *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* [Bulletin of the State University of Sea and River Fleet named after Admiral S. O. Makarov]. 2021. No. 4 (68). Pp. 559-568. (In Russian).
14. Zhukov V.A., Kapustyanskij M.S. Vy`bor teploobmennogo apparata dlya zamknutoj sistemy` oxlazhdeniya sudovoj e`nergeticheskoy ustanovki [Selection of a heat exchanger for a closed-circuit cooling system of a marine power plant] *Sovremennyy`e texnologii v korablestroitel`nom aviacionnom obrazovanii, nauke i proizvodstve: sbornik докладов Vserossijskoj nauchno-prakt. konf.; Nizhegor. gos. texn. un-t im. R.E. Alekseeva*. [Modern technologies in shipbuilding aviation education, science and production: collection of reports of the All-Russian Scientific and Practical Conference; Nizhny Novgorod State Technical University. R.E. Alekseev University.], 2021. pp. 376-380. (In Russian).
15. *Nasos M71 Sherwood*. [E`lektronny`j resurs]. Rezhim dostupa: <https://images.boatid.com/sherwood-pump/items/pdf/m71-guide.pdf>. Data obrashheniya: 09.06.2024.

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

Сведения об авторах / Information about authors

**Кривцов
Константин
Алексеевич**

Студент 1-го курса направления подготовки магистратуры «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры»
Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова
198035, г. Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7
kaf_sdvs@gumrf.ru

Krivtsov
Konstantin
Aleksееvich

1st year student of the Master's degree program "Shipbuilding, Ocean Engineering and system engineering of marine infrastructure facilities"
Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya street, 198035, Saint-Petersburg
kaf_sdvs@gumrf.ru

**Жуков
Владимир
Анатольевич**

д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой судостроения и энергетических установок
Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова
198035, г. Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7
zhukovva@gumrf.ru

Zhukov Vladimir
Anatolievich

Dr. Sci. (Techn.), Professor, Head of the Department of Shipbuilding and Power Plants
Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya street, 198035, Saint-Petersburg
zhukovva@gumrf.ru

Ивановская А.В.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРОСОВОЙ ЧАСТИ ЛЕБЕДКИ МЕТОДОМ ЭЙЛЕРА-БЕРНУЛЛИ

Аннотация: В работе представлен один из методов моделирования одного из компонентов исследуемой системы – троса. Особенностью метода является представление троса в гибкой нити, состоящей из конечного числа элементов, которые рассмотрены недеформируемыми. Поэтому для их описания за основу взято уравнение Эйлера-Бернулли. Для описания динамики движения элементов основные составляющие в модели являются векторными величинами. Полученная математическая модель позволит впоследствии спроектировать грузоподъемное оборудование судна с повышенным уровнем надежности. Особенностью работы подобного рода оборудования является нестационарность процессов, которые имеют место даже в переходных режимах. Для снижения факторов риска отказа грузоподъемных устройств следует предусмотреть возможные нагрузки, что невозможно без разработки адекватных математических моделей, создание которых является одним из этапов проектирования адаптивной системы управления.

Ключевые слова: грузоподъемное оборудование, рыбопромысловое судно, нестационарные процессы, надежность, обобщенные координаты, метод Эйлера-Бернулли

Ivanovskaya A.V.

MODELING OF THE CABLE PART OF THE WINCH BY THE EULER-BERNOULLI METHOD

Abstract. The paper presents one of the methods for modeling one of the components of the system under study – a cable. A feature of the method is the representation of a cable in a flexible thread consisting of a finite number of elements that are considered non-deformable. Therefore, the Euler-Bernoulli equation is used as a basis for their description. To describe the dynamics of the movement of elements, the main components in the model are vector quantities. The resulting mathematical model will subsequently make it possible to design the ship's lifting equipment with an increased level of reliability. A feature of the operation of this kind of equipment is the unsteadiness of processes that take place even in transient modes. To reduce the risk factors of failure of lifting devices, it is necessary to provide for possible loads, which is impossible without the development of adequate mathematical models, the creation of which is one of the stages of designing an adaptive control system.

Keywords: lifting equipment, fishing vessel, non-stationary processes, reliability, generalized coordinates, the Euler-Bernoulli method

Введение. Возрождение рыбопромыслового флота является одной из приоритетных задач социального-экономического развития России. Строительство современного флота предусматривает создание современного отечественного судового оборудования и систем. Такое оборудование должно обеспечивать надежную, безопасную и эффективную эксплуатацию судна. Отдельное внимание следует обратить на грузоподъемное оборудование рыбопромыслового судна: траловые и кошельковые лебедки, от которого зависит эффективность промысла [1-2]. Их характерной особенностью являются протекающие в системе нестационарные динамические процессы, возникающие из-за переменности нагружения, влияния гидрометеорологических факторов, и имеющие место не только на переходных режимах, но и при установившемся движении. Все это приводит к снижению надежности и работоспособности оборудования. Согласно статистическим данным реальный срок эксплуатации лебедки от заявленного времени наработки на отказ колеблется в пределах 40-80%. Это связано с тем, что при расчете предполагаемой нагрузки используются

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

упрощенные зависимости. В настоящее время актуальным является создание автоматизированных судовых систем, что невозможно без разработки адекватных математических моделей, учитывающие особенности работы грузоподъемного оборудования. Поэтому исследования в этом направлении являются актуальными.

Целью работы является исследование динамических процессов, протекающих в тросовой системе грузоподъемного оборудования рыбопромыслового судна.

Материалы и методы исследования. Существующие в настоящее время теории проектирования траловых лебедок не учитывают все существенные факторы эксплуатации оборудования, что не позволяет их достоверно проектировать.

Анализ проектных задач при создании судовых грузоподъемных устройств, показывает, что значительную теоретическую сложность и наукоемкость приобретают расчеты системы «трос – буксируемый объект», прочности и надежности их элементов. В связи с этим возникают задачи разработки моделей функционирования этой системы в квазистационарных режимах работы, математических моделей динамики системы, создания комплекса для компьютерного моделирования квазистационарных и динамических режимов работы [3-7].

Развитие методов моделирования и расчета динамических нагрузок на элементы грузоподъемного устройства в экстремальных и наиболее типичных условиях эксплуатации позволяет уточнить значения коэффициентов запаса прочности, обеспечивающих необходимую прочность, надежность и долговечность. При этом возможны два основных подхода к проектированию такого рода оборудования. Первый подход состоит в улучшении прочностных характеристик составных элементов систем, например, величины разрывного усилия троса, что позволяет буксировать грузоподъемное устройство при достаточно высокой интенсивности динамических воздействий. Второй подход предполагает минимизацию статических и динамических нагрузок на машину за счет выбора оптимальных скоростных режимов буксировки, ориентации судна относительно направления распространения волн, разработки системы адаптивного управления и т.д. Без сомнения к наилучшим результатам приводит оптимальное сочетание элементов указанных подходов.

Алгоритм проектирования привода грузоподъемного устройства, состоит из следующих этапов, представленных на рисунке 1.

При построении формализованной схемы привода грузоподъемного устройства создаются схемы взаимного расположения элементов системы «лебедка – трос – буксируемый объект» применительно к различным режимам эксплуатации.

Характер движения буксируемого объекта в процессе его подъема непрерывно изменяется: вначале он волочится по грунту, затем отрывается и движется по некоторой криволинейной траектории в вертикальной плоскости, причем крутизна подъема непрерывно увеличивается. Все эти этапы необходимо предусмотреть при формировании множества вариантов структур системы «лебедка – трос – буксируемый объект». И далее выполнить анализ функционального качества всевозможных вариантов структур [10].

Математическое описание следует рассматривать с точки зрения статики и динамики. Статика троса рассматривается в невозмущенной стратифицированной жидкости, учитывается сжатие при погружении, температурное расширение, внешние воздействия гидрологического происхождения, растяжимость, напряжения изгиба.

После учета всех статических критериев осуществляется динамический анализ и гидродинамический расчет схемы элементов системы «лебедка – трос – буксируемый объект» с учетом гидродинамического сопротивления троса и буксируемого объекта, квазистационарные режимы эксплуатации и динамика всех элементов системы.

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

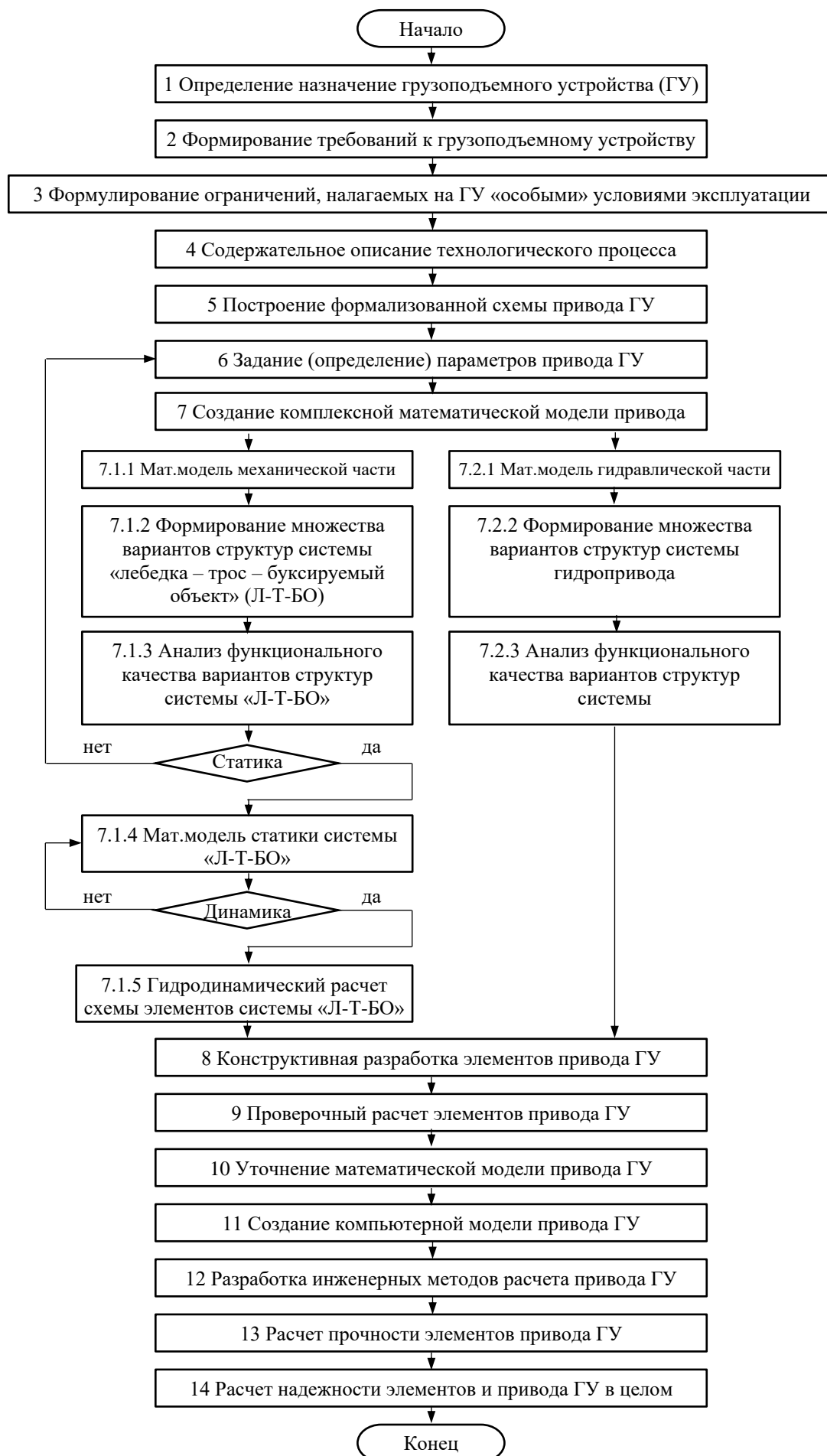


Рисунок 1 – Алгоритм проектирования привода грузоподъемного устройства

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

Результаты исследования и их обсуждение. До сих пор практически не исследована динамика троса и буксируемого объекта с учетом переменных параметров и «особых» условий работы. Концепция совершенствования проектирования судовых грузоподъемных устройств заключается в создании комплексной модели, позволяющей учитывать внутренние и внешние факторы, оказывающие влияние на эксплуатацию оборудования и более совершенные новые конструкции.

Для моделирования динамики троса применяются различные методы. В одних из них трос рассматривается непрерывной гибкой кривой. В нелинейных методах используются криволинейные элементы, имеющие собственную жесткость на изгиб. Непрерывный профиль троса позволяет распределять внешние силы по длине элемента, а не концентрироваться в узлах. Однако, для систем с высокодинамичным движением влияние жесткости на изгиб становится заметным и нелинейным.

В другом методе трос представляют системой нескольких дискретных элементов, впоследствии рассматривая их как одно тело в многотельной системе. Этот метод более универсальный и нелинейные граничные условия и внешние нагрузки могут быть легко определены. В таких моделях обычно игнорируется жесткость троса на изгиб. И трос рассматривается как система с сосредоточенными массами [8-9].

Еще один метод предполагает представление троса как системы с сосредоточенными массами и распределенными параметрами. При исследовании динамических процессов, происходящих в приводе судового грузоподъемного устройства, трос целесообразно представлять в виде гибкой нити. Рассмотрим такую гибкую нить, состоящую из произвольного числа элементов, каждый элемент, в свою очередь, состоит из двух узлов. Для моделирования гибкой нити воспользуемся методов Эйлера-Бернулли. Тогда положение произвольной точки в инерциальной системе координат можно описать параметрической функцией

$$\mathbf{r}(p) = [x(p) \quad y(p) \quad z(p)]^T, \quad p \in [0, L],$$

где L – длина недеформированного элемента. С учетом этого обобщенная координата будет представлять собой вектор, состоящий из абсолютных положений вектора как самого элемента, так и его узлов

$$\mathbf{q} = [\mathbf{r}(0) \quad \mathbf{r}_p(0) \quad \mathbf{r}(L) \quad \mathbf{r}_p(L)]^T,$$

где \mathbf{r}_p – производная от \mathbf{r} , определяющая вектор, касательный к осевой линии гибкой нити.

На рисунке 2 представлен элемент гибкой нити в деформированном и эквивалентном недеформированном состоянии, поперечное сечение которой всегда перпендикулярно осевой линии.

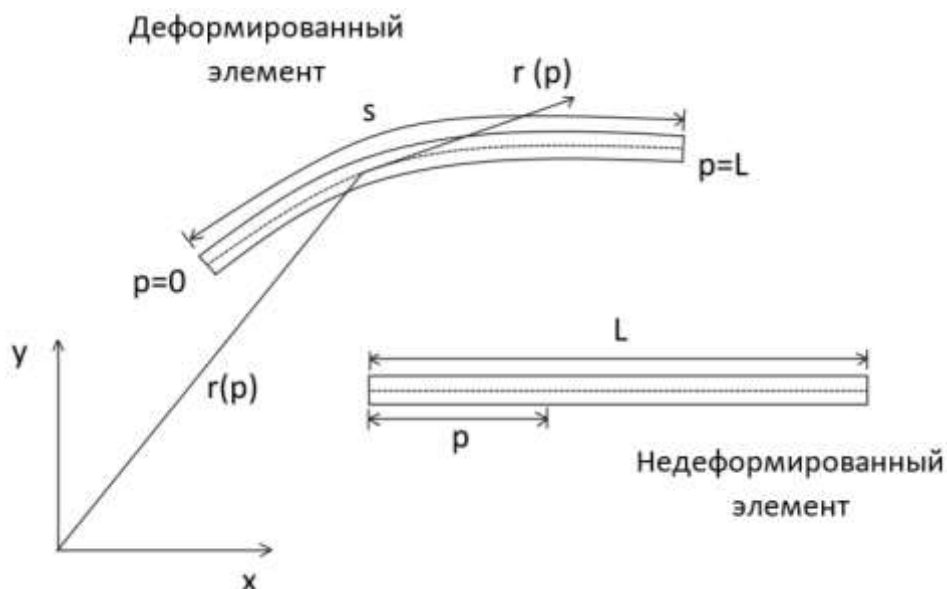


Рисунок 2 – Элемент гибкой нити

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

Вектор положения произвольной точки гибкой линии может быть получен из зависимости

$$\mathbf{r}(p) = \mathbf{S}(p)\mathbf{q},$$

где $\mathbf{S}(p)$ – функция формы,

Уравнение движения запишем в соответствии с матричной формой уравнения Ньютона-Эйлера

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{Q}_в - \mathbf{Q}_вн,$$

где \mathbf{M} – матрица масс, $\mathbf{Q}_в$ – вектор обобщенных внешних сил, $\mathbf{Q}_вн$ – обобщенная внутренняя сила.

Обобщенная внешняя сила может быть определена как

$$\mathbf{Q}_в = \mathbf{Q}_гр + \mathbf{Q}_гд + \mathbf{Q}_н,$$

где $\mathbf{Q}_гр$ – обобщенная гравитационная сила, $\mathbf{Q}_гд$ – обобщенная гидродинамическая сила, $\mathbf{Q}_н$ – обобщенная нормальная сила.

Обобщенная внутренняя сила определяется по зависимости

$$\mathbf{Q}_вн = \mathbf{Q}_пр + \mathbf{Q}_п + \mathbf{Q}_д,$$

где $\mathbf{Q}_пр$ – продольная сила упругости, $\mathbf{Q}_п$ – поперечная сила упругости, $\mathbf{Q}_д$ – внутренняя демпфирующая сила.

С учетом принятых обозначений управляющее уравнение запишем в виде

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{Q}_в - \mathbf{Q}_вн + \mathbf{Q}_с,$$

где $\mathbf{Q}_с$ – обобщенная сила связи.

Приняв $f_i(p)$ в качестве распределенной силы на единицу длины, вектор обобщенной силы получим в виде зависимости

$$\mathbf{Q}_i = \int_0^L \mathbf{S}^T f_i(p) dp.$$

Тогда обобщенная гравитационная сила будет

$$\mathbf{Q}_гр = \int_0^L \mathbf{S}^T \rho A |0 \ 0 \ -g|^T dp,$$

где ρ – плотность троса, A – площадь поперечного сечения троса, g – ускорение свободного падения.

Массовую матрицу определим как вторую производную кинетической энергии относительно обобщенного вектора скорости

$$\mathbf{M} = \frac{\partial^2 K}{\partial \mathbf{q} \partial \dot{\mathbf{q}}},$$

где кинетическая энергия троса задается суммой кинетических энергий малых элементов, в которых $\dot{\mathbf{r}}(p)$ – скорость троса в произвольно заданной точке

$$dK = \frac{1}{2} \rho A [\dot{\mathbf{r}}(p)]^2 dp$$

$$K = \int_0^L \frac{1}{2} \rho A [\dot{\mathbf{r}}(p)]^T \dot{\mathbf{r}}(p) = \frac{1}{2} \rho A \int_0^L \mathbf{S}(p)^T \mathbf{S}(p) dp.$$

Отсюда,

$$\mathbf{M} = \rho A \int_0^L \mathbf{S}(p)^T \mathbf{S}(p) dp.$$

Продольная сила упругости характеризуется жесткостью элемента при растяжении, получаемой из энергии продольной деформации

$$U_{пр} = \frac{1}{2} \int_0^L EA \varepsilon^2 dp,$$

где E – модуль Юнга, ε – продольная деформация: $\varepsilon = \frac{1}{2} (\mathbf{r}_p^T \mathbf{r}_p - 1)$

Тогда получаем, что обобщенная продольная сила упругости определяется производной энергии деформации относительно обобщенных координат

$$\mathbf{Q}_{пр} = \left(\frac{\partial U_{пр}}{\partial \mathbf{q}} \right)^T = EA \int_0^L \varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial \mathbf{q}} dp.$$

Однако, приведенное выше определение деформации элемента троса предполагает и кривизну элемента по дуге. Соединение продольных и изгибных деформаций приводит к повышению жесткости. Поэтому, желательно отделить продольные деформации от кривизны.

Аналогично продольной обобщенная поперечная сила упругости возникает из энергии деформации

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

$$U_{\Pi} = \int_0^L EJk^2 dp,$$

где J – второй момент площади, k – определяет кривизну: $k = \left| \frac{dr^2}{dN^2} \right| = \frac{|r_p \times r_{pp}|}{|r_p|^3}$.

$$Q_{\Pi} = \frac{\partial U_{\Pi}}{\partial q} = EI \int_0^L k \frac{\partial k}{\partial q} dp.$$

Предположим, что продольные силы деформации ничтожно малы (т.е. $r_p \approx 1$), поэтому длина дуги примерно равна периметру, тогда кривизну можно записать в виде

$$k \approx |r_{pp}|.$$

Следовательно,
$$Q_{\Pi} = \left[EI \int_0^L S_{pp}(p)^T S_{pp}(p) dt \right] q.$$

Внутренняя демпфирующая сила Q_d обычно не учитывается для систем, работающих в воде, так как внешнее жидкостное демпфирование значительно его превышает. Однако, на данном этапе моделирования оно было учтено на основе функции диссипации Релея, которая представляет собой половину энергии рассеивания и имеет вид

$$R = \frac{1}{2} \int c \dot{u}^2 dV,$$

где c – коэффициент затухания; \dot{u} – обобщенная скорость. В данном случае обобщенная координата является градиентом $r_p = \partial r / \partial p$, где r – абсолютная позиция элемента троса, так как энергия будет рассеиваться при отличных друг от друга скоростях соседних элементов. Таким образом, затухание происходит при изгибных и осевых деформациях. Тогда функция диссипации будет

$$R = \frac{1}{2} \int_0^L c (\dot{r}_p \cdot \dot{r}_p) dp.$$

Отсюда, внутренняя демпфирующая сила

$$Q_d = \frac{\delta R}{\delta \dot{q}} = c \int_0^L S_p^T S_p dp \dot{q}.$$

Внешняя гидродинамическая сила состоит из силы сопротивления, силы инерции и силы плавучести

$$Q_{гд} = Q_c + Q_{и} + Q_{пл}.$$

Рассмотрим составляющие гидродинамической силы. Так, сила плавучести определяется принципом Архимеда

$$Q_{пл} = -\rho_{ж} A g,$$

где g – вектор ускорение свободного падения; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости; A – площадь поперечного сечения троса.

Силу сопротивления целесообразно рассматривать в виде тангенциальной и нормальной составляющей

$$Q_{cn} = -\frac{1}{2} \rho_{ж} d C_d |V|^2 \frac{V_n}{|V_n|} f_n,$$

$$Q_{ct} = -\frac{1}{2} \rho_{ж} d C_c |V|^2 \frac{V_t}{|V_t|} f_t \text{sign}(V_t \cdot u_t),$$

где d – диаметр троса; C_c – общий коэффициент сопротивления; $V = (V_f - \dot{r})$ – относительная скорость между тросом и жидкостью; f_n и f_t – нормальная и тангенциальная составляющие эмпирической функции нагрузки; V_t и V_n – тангенциальная и нормальная составляющие скорости, которые можно определить как

$$V_t = (V \cdot u_t) u_t,$$

$$V_n = V - V_t.$$

В последних зависимостях u_t – единичный касательный вектор вдоль осевой линии троса. На рисунке 3 показаны абсолютный и относительный векторы скорости течения и их компоненты по нормали и по касательной к элементу троса.

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

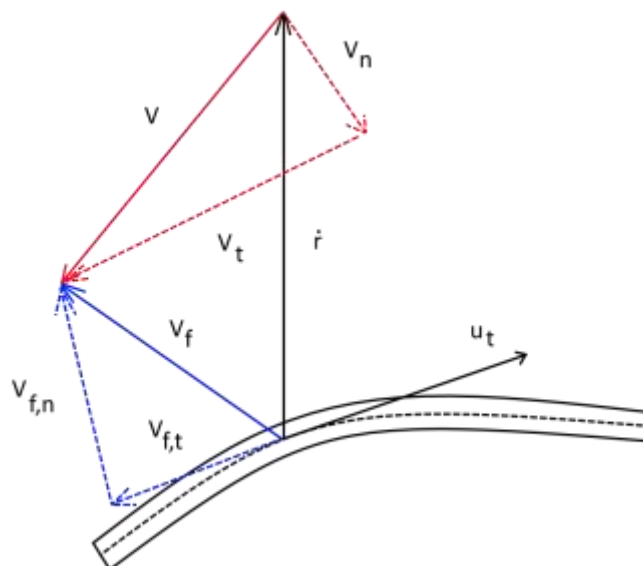


Рисунок 3 – Векторы скорости потока относительно элемента троса

Под силой инерции понимаются все силы, не связанные с сопротивлением, которую можно определить по зависимости

$$Q_{ин} = \rho_{ж} A C_m (\dot{V}_{f,n} - \ddot{r}_n) + \rho_{ж} A \dot{V}_{f,n},$$

где C_m – гидродинамический массовый коэффициент; $\dot{V}_{f,n}$ – ускорение жидкости, направленное по нормали к элементу троса; \ddot{r}_n – нормальная составляющая ускорения троса.

Первое слагаемое $\rho_{ж} A C_m (\dot{V}_{f,n} - \ddot{r}_n)$ представляет собой силу гидродинамической массы, когда трос приобретает ускорение относительно жидкости, окружающей его. В случае, когда относительное ускорение перпендикулярно осевой линии троса, то объем вытесненной жидкости соответствует перемещению элемента троса. Если же трос перемещается по касательной к своей осевой линии, то вытесняется минимальное количество жидкости. Т.е. гидродинамическая массовая сила состоит только из нормальной составляющей ускорения. Второе слагаемое $\rho_{ж} A \dot{V}_{f,n}$ является силой Фруда-Крылова и возникает в результате действия градиента давления. Дальнейшие исследования предполагают разработку метода реализации полученной модели.

Выводы. В данной работе представлен еще один метод моделирования тросовой части грузоподъемного оборудования судна. Рассмотрено моделирование троса в виде гибкой нити, разбитой на произвольное количество элементов. В основе модели положено уравнение Эйлера-Бернулли. Отличительной особенностью такого метода моделирования является представление элементов гибкого троса недеформируемыми элементами малой длины. Основные составляющие модели являются векторными величинами, позволяющими оценить динамическое поведение троса в воде. Результаты моделирования могут быть использованы при проектировании адаптивной системы управления палубного оборудования с повышенным уровнем надежности.

Список использованной литературы:

1. Тё, А. М. Эксплуатация судовых вспомогательных механизмов, систем и устройств: учебное пособие. Владивосток: МГУ им. адм. Г.И. Невельского, 2014. 178 с.
2. Башуров Б.П., Скиба А.Н., Чебанов В.С. Функциональная надежность и контроль технического состояния судовых вспомогательных механизмов: учебное пособие. Новороссийск: МГА имени адмирала Ф.Ф. Ушакова, 2009. 192 с.
3. Бабаков И.М. Теория колебаний. М.: Наука, 1976. 592 с.
4. Ананьев И.В. Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем. М.-Л.: ОГИЗ, Гостехиздат, 1946. 223 с.

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

5. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.
6. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. 472 с.
7. Вибрации в технике. Справочник в 6 т. / Под ред. В.В. Болотина. М.: Машиностроение, 1979. Т. 1. 352 с.
8. Ивановская А.В. Формализация движения буксируемого объекта по поверхности, как часть системного подхода при моделировании судовой лебедки / А. В. Ивановская // Вестник КГМТУ. Серия: Морские технологии. – 2023. – № 2. – С. 57-65.
9. Ивановская А.В. Постановка задачи автоматизации выборки трала в процессе промысла / А. В. Ивановская, А.Н. Ивановский, С.Г. Черный // Судостроение – 2023. – № 1. – С. 38-42.
10. Ивановская А.В. Принципы формализации динамики работы траловой лебедки как составляющей системы «судно - лебедка - буксируемый объект» / А. В. Ивановская, В. Н. Виноградов, А. Н. Ивановский, Е. В. Богатырева // Новые стратегии и технологии морского судоходства и промысла : Материалы Второй национальной научно-технической конференции, Калининград, 31 марта 2023 года. – Калининград: Обособленное структурное подразделение "Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота" федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования "Калининградский государственный технический университет", 2023. – С. 17-20.

References:

1. Tyoh A.M. *Ekspluatatsiya sudovyh vspomogatel'nyh mekhanizmov, sistem i ustrojstv* [Operation of ship auxiliary mechanisms, systems and devices]. Vladivostok, MGU im. adm. G.I. Nevel'skogo, 2014, 178 p. (In Russian).
2. Bashurov B.P., Skiba A.N., Chebanov V.S. *Funkcional'naya nadezhnost' i kontrol' tekhnicheskogo sostoyaniya sudovyh vspomogatel'nyh mekhanizmov* [Functional reliability and control of the technical condition of ship's auxiliary mechanisms]. Novorossiysk, MGA named after Admiral F.F. Ushakov Publ., 2009, 192 p. (In Russian).
3. Babakov I.M. *Teoriya kolebanij* [Oscillation theory]. Moscow, Nauka Publ., 1976, 592 p. (In Russian).
4. Anan'ev I.V. *Spravochnik po raschetu sobstvennyh kolebanij uprugih sistem* [Handbook on the calculation of natural oscillations of elastic systems]. Moscow-Leningrad, OGIZ, Gostekhizdat Publ., 1946, 223 p. (In Russian).
5. Biderman V.L. *Teoriya mekhanicheskikh kolebanij* [Theory of mechanical vibrations]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1980, 408 p. (In Russian).
6. Timoshenko S.P. *Kolebaniya v inzhenernom dele* [Fluctuations in engineering]. Moscow, Mashinostroenie Publ, 1985, 472 p. (In Russian).
7. Bolotin V.V. (ed.) *Vibracii v tekhnike. Spravochnik* [Vibration in engineering. Handbook]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979, vol. 1, 352 p. (In Russian).
8. Ivanovskaya, A.V. Formalizatsiya dvizheniya buksiruемого ob`ekta po poverxnosti, kak chast` sistemnogo podxoda pri modelirovanii sudovoj lebedki [Formalization of the movement of a towed object on the surface, as part of a systematic approach to modeling a ship's winch] *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo texnologicheskogo universiteta. Seriya: Morskie texnologii.* [Bulletin of KSMTU. Series: Marine Technologies] 2023. № 2. pp. 57-65. (In Russian)
9. Ivanovskaya, A.V. Postanovka zadachi avtomatizatsii vy`borki trala v processe promy`sla [Setting the task of automating trawl sampling in the fishing process] *Sudostroenie.* [Shipbuilding]. 2023. № 1. pp. 38-42. (In Russian)
10. Ivanovskaya A. V., Vinogradov V. N., Ivanovskij A. N., Bogaty`reva E. V. Principy` formalizatsii dinamiki raboty` tralovoj lebedki kak sostavlyayushhej sistemy` «sudno - lebedka - buksiruemy`j ob`ekt» [Principles of formalization of the dynamics of the trawl winch operation as a component of the "ship - winch - towed object" system] *Novy`e strategii i*

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

*tehnologii morskogo sudoxodstva i promy`sla : Materialy` Vtoroj nacional`noj nauchno-
texnicheskoj konferencii, Kaliningrad, 31 marta 2023 goda. – Kaliningrad: Obosoblennoe
strukturnoe podrazdelenie "Baltijskaya gosudarstvennaya akademiya ry`bopromy`slovogo
flota" federal`nogo gosudarstvennogo byudzhetnogo obrazovatel`nogo uchrezhdeniya
vy`sshego professional`nogo obrazovaniya "Kaliningradskij gosudarstvenny`j texnicheskij
universitet"* [New strategies and technologies for maritime navigation and fishing : Proceedings
of the Second National Scientific and Technical Conference, Kaliningrad, March 31, 2023. –
Kaliningrad: A separate structural subdivision of the Baltic State Academy of the Fishing Fleet
of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education
Kaliningrad State Technical University]. 2023. pp. 17-20. (In Russian)

Сведения об авторе / Information about author

**Ивановская
Александра
Витальевна**

канд. техн. наук, доцент кафедры судовых энергетических
установок
Керченский государственный морской технологический
университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
invkerh@yandex.ru

Ivanovskaya
Aleksandra
Vital'evna

Ph. D (Engin.) Associate Professor at the Department of marine
power plants
Kerch State Maritime Technological University
28309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
invkerh@yandex.ru

УДК 621.43.018.7:536.8

Конюков В.Л., Горбенко А.Н.

ОСОБЕННОСТИ НАСТРОЙКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РЕГУЛИРУЕМОГО СОПЛОВОГО АППАРАТА ТУРБОКОМПРЕССОРА

Аннотация. В работе приведены результаты расчетно-теоретических исследований влияния угла начала подачи топлива на эксплуатационные параметры четырехтактного дизеля, работающего по нагрузочной характеристике при непосредственном воздействии на расход наддувочного воздуха путем поворота лопаток регулируемого соплового аппарата турбины турбокомпрессора. Исследования проведены для широкого диапазона нагрузок дизеля, при которых угол опережения подачи топлива изменялся от -8 град. до -28 град. до ВМТ. Поворот лопаток выполнялся в сторону уменьшения угла их установки и ограничивался одним из двух факторов: либо давлением сгорания, либо минимальной степенью понижения давления при продувке цилиндров. Увеличение коэффициента избытка воздуха для сгорания топлива при таком повороте лопаток вызвало снижение уровня температур рабочего тела в цилиндре в процессе работы и, как следствие, понижение теплонапряженности дизеля.

Управление положением лопаток регулируемого соплового аппарата турбины турбокомпрессора позволяет снизить удельный эффективный расход топлива дизеля в широком диапазоне нагрузок. При этом угол начала подачи топлива, соответствующий минимальному удельному расходу топлива, смещается в зону его больших абсолютных значений. На основании анализа экономичности дизеля и его механической напряженности приведены рекомендации по настройке системы автоматического регулирования подачи топлива.

Ключевые слова: дизель, угол опережения подачи топлива, регулируемый сопловой аппарат, турбокомпрессор, эксплуатационные параметры, нагрузочная характеристика, тепловая и механическая напряженность.

Konyukov V.L., Gorbenko A.N.

FEATURES OF SETTING UP THE FUEL EQUIPMENT OF A FOUR-STROKE DIESEL ENGINE WHEN USING AN ADJUSTABLE TURBOCHARGER NOZZLE

Abstract. The paper presents the results of computational and theoretical studies of the influence of the fuel supply start angle on the operational parameters of a four-stroke diesel engine operating according to the load characteristic with a direct impact on the charge air consumption by turning blades of the adjustable nozzle apparatus of the turbocharger turbine. The studies were carried out for a wide range of diesel loads, at which the fuel supply advance angle varied from -8 degrees. up to -28 degrees of crankshaft rotation before top dead center. The rotation of the blades was carried out in the direction of decreasing their installation angle and was limited by one of two factors: either the combustion pressure or the minimum degree of pressure reduction when purging the cylinders. An increase in the excess air coefficient for fuel combustion with such a turning of the blades caused a decrease in the level of gas temperatures in the cylinder during diesel operation and, as a consequence, a decrease in its thermal tension.

Controlling the angular position of the blades of the adjustable nozzle apparatus of a turbocharger turbine makes it possible to reduce the specific effective fuel consumption of a diesel engine over a wide loads range. In this case, the fuel supply start angle, corresponding to the minimum specific fuel consumption, shifts to the zone of its large absolute values. Based on an analysis of diesel engine efficiency and its mechanical tension, recommendations are given for setting up an automatic fuel supply control system.

Keywords: diesel engine, fuel advance angle, adjustable nozzle, turbocharger, operating parameters, load characteristic, thermal and mechanical stress.

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

Введение. Исследования дизелей в различных условиях эксплуатации выявили существенное влияние процесса сгорания топлива на параметры и критерии, определяющие его надежность и экономичность [1, 2 и др.]. Дизельные фирмы на основании исследования рабочих процессов и опыта эксплуатации дизелей назначают ряд параметров, которые принимаются в качестве номинальных. Эти эксплуатационные параметры удовлетворяют спецификационным требованиям надежности и экономичности и на эти параметры настраиваются аппаратура топливной системы, механизмы системы газораспределения, аппаратура системы охлаждения и др.

В теории дизелей рабочие процессы и характерные точки цикла привязаны к углу поворота коленчатого вала (КВ) относительно верхней мертвой точки (ВМТ). Качество процесса сгорания топлива определяется моментом его воспламенения и продолжительностью сгорания. Воспламенение топлива, во многом, зависит от угла начала его впрыска в цилиндр, который принято называть углом опережения подачи топлива. Исследования дизелей показали, что при изменении угла начала впрыска топлива изменяются параметры рабочего тела в характерных точках цикла, что отражается на его экономичности и надежности. При этом четырехтактный дизель, работающий по нагрузочной характеристике, показал себя более чувствительным к изменению угла начала впрыска топлива, по сравнению с четырехтактным дизелем, работающим по винтовой характеристике [3]. Основной причиной изменения параметров газа и, прежде всего его температуры, является снижение коэффициента избытка воздуха для горения топлива при увеличении угла начала впрыска [4]. Такое увеличение температуры приводит к повышению параметров и критериев, определяющих тепловую напряженность цилиндропоршневой группы (ЦПГ) дизеля.

Более ранний впрыск цикловой порции топлива вызывает существенное увеличение максимального давления цикла, которое принимают за параметр, определяющий механическую напряженность дизеля [1, 5]. Современные главные судовые дизели проектируются на предельно допустимые параметры номинального режима без запаса мощности. В связи с этим не допускается превышать максимальное давление цикла, установленное для номинального режима.

Каждый конкретный режим эксплуатации, определяемый соотношением мощность - частота вращения, имеет оптимальное значение угла начала подачи топлива, соответствующий максимальной экономичности дизеля [3]. Для реальных условий работы судового дизеля с наддувом настройка топливной аппаратуры выполняется на угол опережения впрыска топлива, часто, отличающийся от оптимального значения, что вызвано потребностью снижения максимального давления цикла [4, 6].

Повысить эффективность работы дизеля на долевых нагрузках можно путем использования регулируемого соплового аппарата (РСА) турбокомпрессора [7]. При повороте лопаток РСА увеличивается мощность турбокомпрессора, повышается давление наддува и, следовательно, изменяются параметры рабочего тела по циклу. Это потребует перенастройки топливной аппаратуры.

В настоящее время отсутствует полноценный анализ совместного влияния угла начала впрыска топлива и угла поворота лопаток РСА турбины турбокомпрессора на эксплуатационные параметры судовых дизелей с наддувом. Ряд этих параметров являются определяющими при настройке топливной аппаратуры.

Целью исследований является анализ изменения эксплуатационных параметров судового четырехтактного дизеля с наддувом, работающего по нагрузочной характеристике при совместном воздействии угла поворота лопаток РСА и угла начала впрыска топлива, и разработка рекомендаций по настройке топливной аппаратуры.

Материалы и методы исследования. Исследования проводились расчетно-теоретическим методом для судового четырехтактного среднеоборотного дизеля с наддувом 8L58/64 фирмы MAN-B&W. Номинальные характеристики дизеля и результаты тестовых испытаний для нагрузочной характеристики приведены в [8].

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

Расчет рабочего процесса дизеля выполнялся с использованием программы «Diesel-K» [9]. Эта программа позволяет методом последовательных приближений вычислять широкий круг эксплуатационных параметров, а также показатели и критерии механической и тепловой напряженности дизеля. Для режимов работы дизеля, отличных от номинальных условий эксплуатации, параметры наддува определялись по гидравлической характеристике турбины турбокомпрессора. Поворот лопаток РСА выполнялся в сторону для уменьшения эффективной площади проходного сечения турбины на максимальный угол, при котором:

- максимальное давление цикла не должно превышать значение, установленное для полной нагрузки дизеля при номинальных условиях эксплуатации;
- минимальная степень понижения давления при продувке цилиндров не должна быть ниже принятого значения 1,05, что гарантировало качественную продувку.

Исследования рабочих процессов при предельно допустимых углах поворота лопаток РСА проводились в широком диапазоне нагрузок, при которых относительная мощность $\bar{N}_e = N_e/N_{e0}$ изменялась от 1,0 до 0,25. Для каждого значения относительной мощности выполнялись расчеты рабочего процесса при различных углах опережения подачи топлива $\varphi_{оп}$, которые изменялись в диапазоне от -8 до -28 град. ПКВ до ВМТ.

Результаты исследования и их обсуждение. Характерной особенностью объекта исследований является полный проток газа, отработавшего в цилиндрах, через проточную часть турбины турбокомпрессора. Уменьшение эффективной площади проходного сечения турбины вызывает повышение перепада давлений и, соответственно, ее мощности. Влияние угла впрыска топлива $\varphi_{оп}$ на максимально допустимый угол поворота лопаток РСА θ показано на рис. 1. На этом и последующих рисунках значения $\varphi_{оп}$ приведены в градусах поворота коленчатого вала до ВМТ, угол θ приведен в градусах поворота лопаток РСА относительно положения номинального режима. Исследования показали, что с уменьшением \bar{N}_e влияние $\varphi_{оп}$ на величину предельного поворота лопаток θ уменьшается и для $\bar{N}_e=0,25$ можно принять, что влияние $\varphi_{оп}$ на θ практически отсутствует.

Исследования дизеля без РСА (исходный вариант) показали, что увеличение $\varphi_{оп}$ от ВМТ для нагрузки $\bar{N}_e=1,0$ привело к превышению максимального давления цикла p_z сверх допустимого для диапазона $\varphi_{оп} \leq -10,5$. При $\bar{N}_e=0,75$ такое превышение имело место для $\varphi_{оп} \leq -20$, при $\bar{N}_e=0,5$ и $\bar{N}_e=0,25$ превышения p_z сверх допустимого значения для исследованного диапазона $\varphi_{оп}$ не было. Улучшение эксплуатационных параметров дизеля проводилось для режимов, исключая превышение p_z сверх установленного.

Относительное изменение удельного эффективного расхода топлива \bar{g}_e от $\varphi_{оп}$ для различной нагрузки дизеля и максимально допустимых углах поворота лопаток РСА показаны на рис.2. В результате воздействия на расход воздуха поворотом лопаток \bar{g}_e снижается на 3÷5%. При этом оптимальное значение $\varphi_{оп}$ смещается в сторону больших абсолютных величин. С понижением нагрузки дизеля такое смещение $\varphi_{оп opt}$ увеличивается и для $\bar{N}_e=0,25$ составляет 8 град.

При повороте лопаток РСА изменяются параметры, определяющие механическую и тепловую напряженность дизеля, что должно быть учтено при настройке топливной аппаратуры.

На рис.3 представлены зависимости относительного изменения мощности турбины турбокомпрессора \bar{N}_T от $\varphi_{оп}$ для различной нагрузки дизеля и максимально допустимых углах θ . С уменьшением относительной мощности дизеля предельно допустимый поворот лопаток РСА приводит к повышению мощности турбины по сравнению с исходным вариантом, в то же время повышение абсолютной величины $\varphi_{оп}$ вызывает более резкое снижение \bar{N}_T по сравнению с исходным вариантом, что можно объяснить повышенной интенсивностью снижения температуры газа перед турбиной.

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

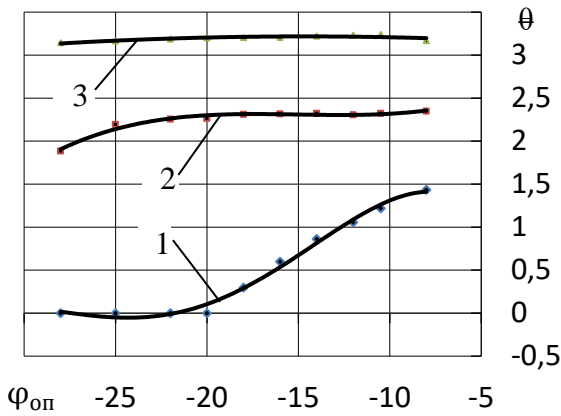


Рисунок 1 – Зависимость θ от $\varphi_{\text{оп}}$ для различной нагрузки дизеля: 1 - $\bar{N}_e=0,75$; 2 - $\bar{N}_e=0,50$; 3 - $\bar{N}_e=0,25$

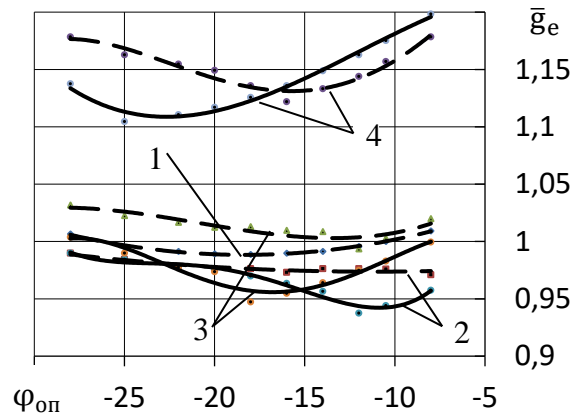


Рисунок 2 – Зависимость \bar{g}_e от $\varphi_{\text{оп}}$ для различной нагрузки дизеля: 1- $\bar{N}_e=1,0$; 2- $\bar{N}_e=0,75$; 3- $\bar{N}_e=0,50$; 4- $\bar{N}_e=0,25$
 - - - - - исходный вариант;
 ————— вариант с PCA

С увеличением мощности турбокомпрессора повышаются давление наддува и расход наддувочного воздуха. Зависимости относительного изменения давления наддува \bar{p}_H от $\varphi_{\text{оп}}$ для различной \bar{N}_e и максимально допустимых θ приведены на рис. 4. Характер изменения зависимостей \bar{p}_H от $\varphi_{\text{оп}}$ аналогичен зависимостям \bar{N}_T от $\varphi_{\text{оп}}$, но давление наддува изменяется менее интенсивно. Следует отметить, что и расход воздуха при таких же условиях изменяется по подобным зависимостям.

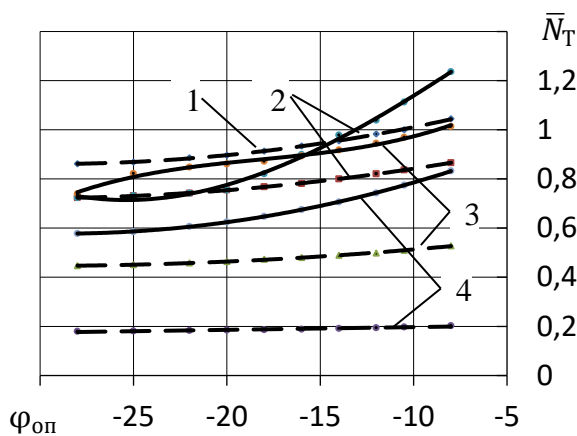


Рисунок 3 – Зависимость \bar{N}_T от $\varphi_{\text{оп}}$ для различной нагрузки дизеля: 1- $\bar{N}_e=1,0$; 2- $\bar{N}_e=0,75$; 3- $\bar{N}_e=0,50$; 4- $\bar{N}_e=0,25$
 - - - - - исходный вариант;
 ————— вариант с PCA

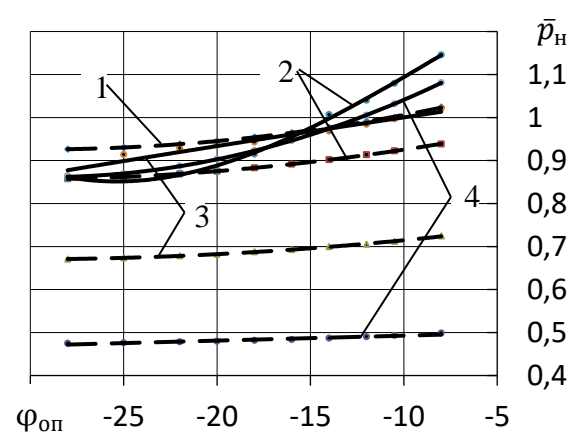


Рисунок 4 – Зависимость \bar{p}_H от $\varphi_{\text{оп}}$ для различной нагрузки дизеля: 1- $\bar{N}_e=1,0$; 2- $\bar{N}_e=0,75$; 3- $\bar{N}_e=0,50$; 4- $\bar{N}_e=0,25$
 - - - - - исходный вариант;
 ————— вариант с PCA

Увеличение расхода наддувочного воздуха при повороте лопаток PCA вызывает увеличение коэффициента избытка воздуха для горения топлива. Зависимости относительного изменения коэффициента избытка воздуха при горении $\bar{\alpha}$ от $\varphi_{\text{оп}}$ для различной \bar{N}_e и максимально допустимых θ показаны на рис.5. Повышение $\varphi_{\text{оп}}$ от ВМТ в варианте с PCA вызывает более интенсивное снижение $\bar{\alpha}$ по сравнению с исходным вариантом. Для исследованного диапазона $\varphi_{\text{оп}}$ и относительной мощности дизеля $\bar{N}_e=0,5$ в варианте с PCA такое изменение $\bar{\alpha}$ составило 4% против 1,5% для исходного варианта.

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

Изменение $\bar{\alpha}$ приводит к изменению температуры газа в характерных точках цикла дизеля, что отражается на показателях теплонапряженности. На рис.6 приведены зависимости относительного изменения максимальной температуры газа при горении топлива \bar{T}_z от $\varphi_{оп}$ для различной \bar{N}_e и максимально допустимых θ . Эта температура определяет максимальные тепловые потоки через стенку цилиндра и головку поршня и влияет на термические напряжения в элементах ЦПГ. В результате воздействия на расход наддувочного воздуха поворотом лопаток РСА рабочий процесс дизеля на долевых нагрузках протекает при более низких T_z по сравнению с исходным вариантом, а интенсивность изменения \bar{T}_z в зависимости от $\varphi_{оп}$, практически, сохраняется.

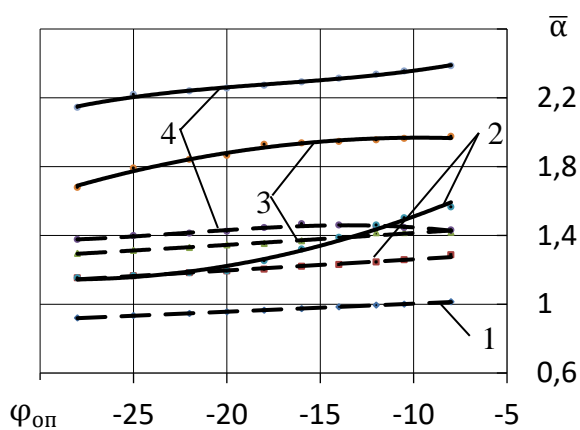


Рисунок 5 - Зависимость $\bar{\alpha}$ от $\varphi_{оп}$ для различной нагрузки дизеля: 1- $\bar{N}_e=1,0$; 2- $\bar{N}_e=0,75$; 3- $\bar{N}_e=0,50$; 4- $\bar{N}_e=0,25$
 - - - - - исходный вариант;
 ————— - вариант с РСА

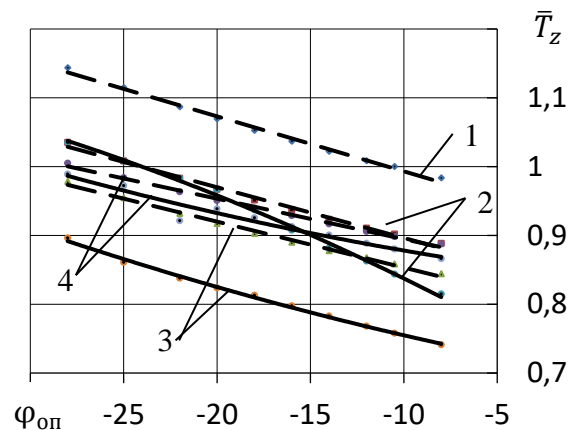


Рисунок 6 - Зависимость \bar{T}_z от $\varphi_{оп}$ для различной нагрузки дизеля: 1- $\bar{N}_e=1,0$; 2- $\bar{N}_e=0,75$; 3- $\bar{N}_e=0,50$; 4- $\bar{N}_e=0,25$
 - - - - - исходный вариант;
 ————— - вариант с РСА

Анализ диапазона допустимых режимов работы судовых дизелей, установленного дизельными фирмами, показал, что одной из ограничительных характеристик тепловой напряженности является характеристика, ограничивающая тепловое состояние выпускного клапана [10]. Определяющее влияние на тепловое состояние этого клапана оказывает температура газа в начале выпуска из цилиндра T_b . Относительное изменение T_b от $\varphi_{оп}$ для различной \bar{N}_e и максимально допустимых θ приведены на рис.7. В результате максимально допустимого поворота лопаток на режимах долевых нагрузок существенно снижается T_b по сравнению с исходным вариантом. При этом с повышением абсолютной величины $\varphi_{оп}$ температура газа в начале выпуска из цилиндра уменьшается.

Механическая напряженность дизеля оценивается рядом статических и динамических эксплуатационных параметров. К определяющим параметрам механической напряженности можно отнести максимальное давление цикла p_z , максимальную скорость нарастания давления по циклу $\frac{dp}{d\varphi}$, степень повышения давления при сгорании топлива λ .

Как отмечалось выше, воздействие на параметры дизеля путем поворота лопаток РСА выполнялось для режимов долевых нагрузок, при которых p_z не превышало номинального значения ($p_z \leq p_{z0}$). Относительное изменение p_z от $\varphi_{оп}$ для различной \bar{N}_e и максимально допустимых θ приведено на рис.8. При $\bar{N}_e=0,75$ для диапазона $\varphi_{оп}$ от -8 до -18 град. максимальное давление цикла поддерживалось на уровне максимально допустимого ($p_z = p_{z0}$). При $\bar{N}_e=0,50$ аналогичное условие выполнялось для диапазона $\varphi_{оп}$ от -25 до -28 град., а для $\varphi_{оп}$ от -8 до -20 град. максимальное давление цикла не достигало предельного значения ($p_z < p_{z0}$), так как ограничивающим фактором являлось минимально допустимая степень понижения давления при продувке. При $\bar{N}_e=0,25$ для всего исследованного диапазона $\varphi_{оп}$ функцию ограничивающего фактора выполняла минимально допустимая степень понижения

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

давления при продувке цилиндров и максимальное давление цикла было ниже номинального значения ($p_z < p_{z0}$).

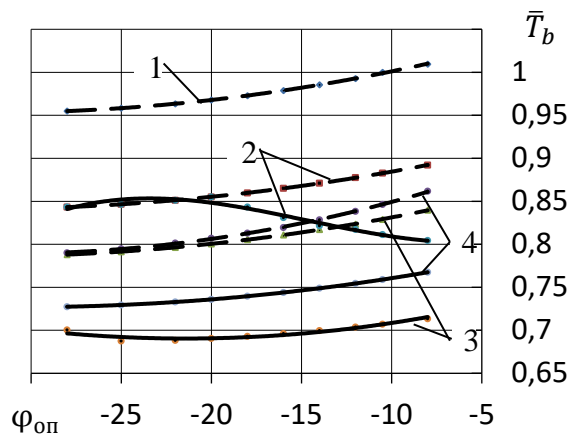


Рисунок 7 - Зависимость \bar{T}_b от $\varphi_{оп}$ для различной нагрузки дизеля: 1- $\bar{N}_e=1,0$; 2- $\bar{N}_e=0,75$; 3- $\bar{N}_e=0,50$; 4- $\bar{N}_e=0,25$
 - - - - - исходный вариант;
 ————— вариант с PCA

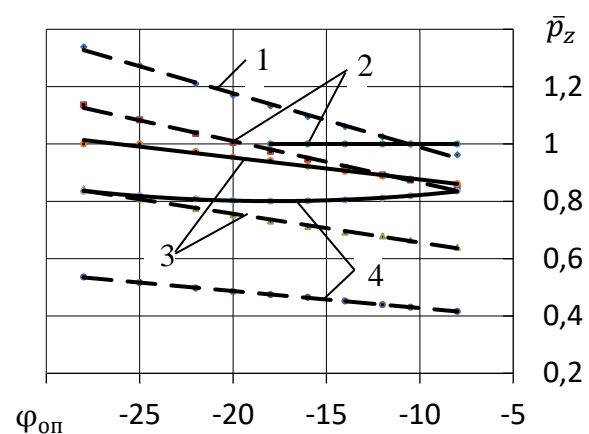


Рисунок 8 - Зависимость \bar{p}_z от $\varphi_{оп}$ для различной нагрузки дизеля: 1- $\bar{N}_e=1,0$; 2- $\bar{N}_e=0,75$; 3- $\bar{N}_e=0,50$; 4- $\bar{N}_e=0,25$
 - - - - - исходный вариант;
 ————— вариант с PCA

Повышение давления наддува в варианте с PCA вызывает увеличение динамических показателей механической напряженности по сравнению с исходным вариантом. На рис.9 и рис.10 приведены зависимости относительного изменения динамических показателей механической напряженности максимальной скорости нарастания давления $\frac{dp}{d\varphi}$ и степени повышения давления при сгорании топлива λ от $\varphi_{оп}$ для различной \bar{N}_e и максимально допустимых θ . При этом $\frac{dp}{d\varphi}$ для различной нагрузки дизеля, повышается на 15÷40%, а λ , соответственно, на 10÷30%. Следует отметить, что с повышением абсолютной величины $\varphi_{оп}$ относительное изменение динамических показателей механической напряженности увеличивается. В литературе нет подробных результатов исследований по влиянию этих показателей на техническое состояние дизелей, однако, при настройке топливной аппаратуры и определении диапазона допустимых режимов эксплуатации не следует пренебрегать их изменением.

Выводы. Анализ результатов выполненного исследования влияния угла опережения впрыска топлива на рабочие параметры среднеоборотного четырехтактного дизеля при его работе по нагрузочной характеристике и при непосредственном воздействии на расход наддувочного воздуха путем поворота лопаток PCA показали:

- максимальный поворот лопаток для диапазона нагрузок дизеля $0,25 \leq \bar{N}_e \leq 1,0$ составил 3,2 град., что приводит к снижению эффективной площади проходного сечения турбины на 21%, но при этом исключает перегрузку дизеля и обеспечивает надежную продувку его цилиндров;

- указанный угол поворота лопаток PCA позволяет снизить удельный эффективный расход топлива по сравнению с исходным вариантом дизеля на 3÷5%, при этом оптимальное (с точки зрения экономичности) значение $\varphi_{оп}$ сместилось в сторону больших абсолютных значений;

- увеличение избытка воздуха для сгорания цикловой порции топлива в варианте с PCA позволило существенно снизить температуру газа в характерных точках рабочего цикла и, соответственно, уменьшить параметры тепловой напряженности дизеля; снижение тепловой напряженности дизеля не приводит к необходимости изменения настройки топливной аппаратуры.

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

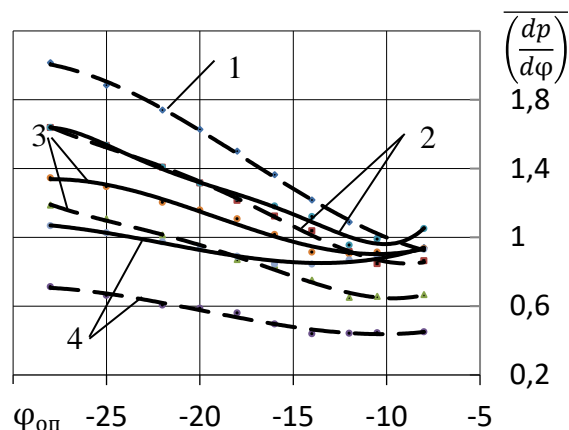


Рисунок 9 - Зависимость $\overline{\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)}$ от $\varphi_{оп}$ для различной загрузки дизеля: 1- $\bar{N}_e=1,0$; 2- $\bar{N}_e=0,75$; 3- $\bar{N}_e=0,50$; 4- $\bar{N}_e=0,25$
 - - - - - исходный вариант;
 — — — — — вариант с PCA

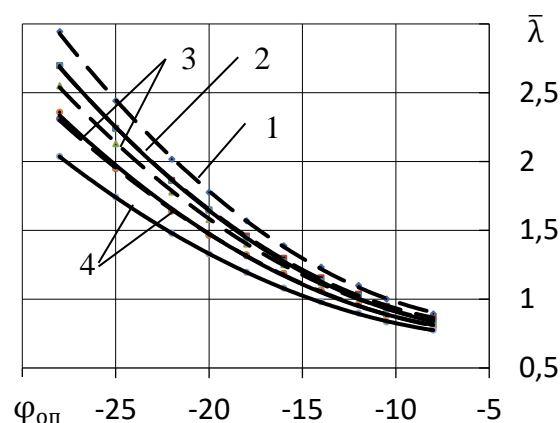


Рисунок 10 - Зависимость $\bar{\lambda}$ от $\varphi_{оп}$ для различной загрузки дизеля: 1- $\bar{N}_e=1,0$; 2- $\bar{N}_e=0,75$; 3- $\bar{N}_e=0,50$; 4- $\bar{N}_e=0,25$
 - - - - - исходный вариант;
 — — — — — вариант с PCA

Учитывая изменение критерия механической напряженности p_z и зависимости \bar{g}_e от $\varphi_{оп}$ можно рекомендовать перенастроить систему регулирования впрыска топлива дизеля с применением PCA, обеспечивающего повышение экономичности дизеля:

- для $\bar{N}_e=0,75$ увеличить абсолютное значение $\varphi_{оп}$ относительно исходного варианта на 2,5 град. ПКВ;
- для $\bar{N}_e=0,5$ соответственно на 6 град. ПКВ;
- для $\bar{N}_e=0,25$ соответственно на 11 град. ПКВ.

В дальнейших исследованиях предполагается проанализировать влияние динамических критериев механической напряженности дизеля на его надежность с учетом наличия регулируемого соплового аппарата турбины турбокомпрессора.

Результаты, полученные в данной статье, являются полезными и могут быть использованы при конструировании и техническом обслуживании судовых дизелей.

Список использованной литературы:

1. Конюков В.Л., Горбенко А.Н. Влияние настройки топливной аппаратуры судового четырехтактного дизеля на его показатели для различных режимов работы. // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия «Морские технологии». 2023. № 2. С. 48-56. – Режим доступа: <https://www.mtjv.ru>.
2. Кузькин В.Г., Минько А.А. Регулировка дизелей промышленных судов. М.: Агропромиздат, 1988. 255 с.
3. Конюков В.Л., Горбенко А.Н. Сравнение параметров четырехтактного дизеля при изменении угла опережения подачи топлива для различных условий эксплуатации. // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия «Морские технологии». 2024. № 1. С. 52-59. – Режим доступа: <https://www.mtjv.ru>.
4. Горб С.И. Оптимизация главного двигателя на режиме экономичного хода судна. Автоматизация судовых технических средств. Вып. 25, 2019, с. 17-34
5. Markov V.A. et al. Regulation of the fuel injection advance angle in a transport diesel engine // Journal of Physics: Conference Series. 2023. 2573 (2023) 012004. pp. 1-13. DOI: 10.1088/1742-6596/2573/1/012004.
6. Bueno A.V., Velásquez J.A., Milanez L.F. Internal combustion engine indicating measurements. In: Applied Measurement Systems. Prof. Zahurul Haq (Ed.), 2012, pp 23-44. Available

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

7. *Конюков В.Л.* Анализ эффективности регулируемого соплового аппарата турбокомпрессора судового четырехтактного дизеля при утяжелении винтовой характеристики. // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия «Морские технологии». 2024. № 1. С. 34-41. – Режим доступа: <https://www.mtjv.ru>.
8. *Shop Test Protocol. Marine main engine 8 L 58/64.* – Augsburg: MAN-B&W, 2006. – 27 p.
9. Свидетельство RU2022685277 Российская Федерация. Программа расчета параметров рабочего процесса дизеля с наддувом «Diesel-K»: программа для ЭВМ / А.Н. Горбенко. – Оpubл. 22.12.2022, Бюл. №1.
10. *Горб С.С., Сандлер А.К., Будуров Н.И.* Повышение эффективности работы главного двигателя корректировкой упора гребного винта. Автоматизация судовых технических средств. Вып. 25, 2019, с. 35-52

References:

1. Konyukov V.L., Gorbenko A.N. Vliyanie nastrojki toplivnoj apparatury sudovogo chetyrekhtaktnogo dizelya na ego pokazateli dlya razlichnyh rezhimov raboty [Influence of setting the fuel equipment of a marine four-stroke diesel engine on its performance in various operating modes]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya «Morskie tekhnologii»* [Bulletin of the Kerch State Marine Technological University. Series "Marine Technologies"], Kerch, 2023, no. 2, pp. 48-56. (In Russian). Available at: <https://www.mtjv.ru>.
2. Kuzkin V.G., Minko A.A. *Regulirovka dizelej promyslovyh sudov* [Adjustment of diesel engines of fishing vessels]. M., Agropromizdat, 1988, 255 p. (In Russian).
3. Konyukov V.L., Gorbenko A.N. Sravnenie parametrov chetyrekhtaktnogo dizelya pri izmenenii ugla operezheniya podachi topliva dlya razlichnyh uslovij ekspluatatsii [Comparison of four-stroke diesel engine parameters at change of fuel advance angle for different operating conditions]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya «Morskie tekhnologii»* [Bulletin of Kerch State Marine Technological University. Series "Marine technologies"], 2024. № 1, pp. 52-59. (In Russian). Available at: <https://www.mtjv.ru>.
4. Gorb S.I. Optimizaciya glavnogo dvigatelya na rezhime ekonomicheskogo hoda sudna [Optimisation of the main engine on the mode of economic running of the ship]. *Avtomatizaciya sudovyh tekhnicheskikh sredstv* [Automation of ship technical means]. Вып. 25, 2019, pp. 17-34
5. Markov V.A. and others. Regulation of the fuel injection advance angle in a transport diesel engine. *Physical Journal: Conference Series*, 2023, 2573 (2023) 012004, pp. 1-13. (In English). DOI: 10.1088/1742-6596/2573/1/012004.
6. Bueno A.V., Velásquez J.A., Milanez L.F. Internal combustion engine indicating measurements. In: *Applied Measurement Systems*. Prof. Zahurul Haq (Ed.), 2012, pp 23-44. Available
7. Konyukov V.L. Analiz effektivnosti reguliruемого соплового аппарата турбокомпрессора судового четырехтактного дизеля при утяжелении винтовой характеристики [Analysis of efficiency of adjustable nozzle apparatus of turbocharger of ship four-stroke diesel engine at weighting of screw characteristic]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya «Morskie tekhnologii»* [Bulletin of Kerch State Marine Technological University. Series "Marine technologies"]. 2024. № 1. pp. 34-41. (In Russian). Available at: <https://www.mtjv.ru>.
8. *Shop Test Protocol. Marine main engine 8 L 58/64.* – Augsburg: MAN-B&W, 2006. – 27 p.
9. Gorbenko A.N. *Programma rascheta parametrov rabocheho processa dizelya s nadduvom «Diesel-K»: programma dlya EVM* [Program for calculating the working process parameters of a supercharged diesel engine “Diesel-K”: computer program] Certificate RF RU2022685277, Publ. 12.22.2022, Bulletin no. 1. (In Russian).

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

10. Gorb S.S., Sandler A.K., Budurov N.I. Povysheniye effektivnosti raboty glavnogo dvigatelya korrektirovkoj upora grebnogo vinta. [Improving the efficiency of the main engine by adjusting the propeller stop]. *Avtomatizatsiya sudovykh tekhnicheskikh sredstv.* [Automation of ship technical means]. Вып. 25. 2019. pp. 35-52 (In Russian)

Сведения об авторах / Information about authors

Конюков Вячеслав Леонтьевич	канд. техн. наук, доцент кафедры судовых энергетических установок, Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 seykgmtu@gmail.com
Konyukov Viacheslav Leontievich	Ph.D. (Eng.), Associate Professor at the Department of ship power plants Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 seykgmtu@gmail.com
Горбенко Александр Николаевич	канд. техн. наук, доцент кафедры судовых энергетических установок, Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 gan0941@yandex.ru
Gorbenko Alexander Nikolaevich	Ph.D. (Eng.), Associate Professor at the Department of ship power plants Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 gan0941@yandex.ru

УДК 629.5.035.8

Халявкин А.А., Ивановская А.В., Симагина В.Б.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОГИБА ГРЕБНОГО ВАЛА С УЧЕТОМ НЕПОЛНОГО КОНТАКТА С КОРМОВЫМ ДЕЙДВУДНЫМ ПОДШИПНИКОМ

Аннотация. В работе исследуется контакт гребного вала валопровода с кормовым дейдвудным подшипником. Описана конструктивная особенность самого валопровода. Указаны действующие нагрузки на судовую энергетическую установку судна. Представлен общий вид трещин промежуточного и гребного валов от крутильных и поперечных колебаний. Указывается, что надёжность судовой энергетической установки характеризуется рабочим состоянием дейдвудного устройства. Рассматривается расчетная схема балки, которая опирается на упругое основание с коэффициентом жесткости k и нагруженной распределенной нагрузкой от собственного веса гребного вала и сосредоточенной нагрузкой от гребного винта. Проводимые статические расчеты позволили оценить влияние не полного контакта гребного вала с дейдвудным подшипником и податливость самого дейдвудного подшипника на значение собственной частоты поперечных колебаний.

Ключевые слова: судовой валопровод, гребной вал, дейдвудное устройство, дейдвудный подшипник, упругое основание, коэффициент жесткости.

Khalyavkin A.A., Ivanovskaya A.V., Simagina V.B.

INVESTIGATION OF THE DEFLECTION OF THE PROPELLER SHAFT, TAKING INTO ACCOUNT INCOMPLETE CONTACT WITH THE AFT DEADWOOD BEARING

Abstract. The paper examines the contact of the propeller shaft of the shaft line with the aft deadwood bearing. The design feature of the shaft line itself is described. The current loads on the ship's power plant are indicated. A general view of cracks in the intermediate and propeller shafts from torsional and transverse vibrations is presented. It is indicated that the reliability of the ship's power plant is characterized by the working condition of the deadwood device. The design scheme of the beam is considered, which is based on an elastic base with a coefficient of rigidity k and loaded with a distributed load from the own weight of the propeller shaft and a concentrated load from the propeller. The static calculations carried out made it possible to evaluate the effect of incomplete contact of the propeller shaft with the deadwood bearing and the malleability of the deadwood bearing itself on the value of its own frequency of transverse vibrations.

Key words: ship shafting, propeller shaft, stern tube device, stern tube bearing, elastic base, stiffness coefficient.

Введение. Судовой валопровод состоит из гребного, упорного и промежуточных валов расположенные на одной оси. Промежуточные валы лежат на ряде опорных подшипников, которые жестко связаны с корпусом судна. Упорный вал, которых опорных имеет так же упорный подшипник, служащий для передачи корпусу судна упора от гребного винта. Гребной винт располагается на кормовом забортном конце самого гребного вала. Носовая же часть гребного вала соединяется в корпусе судна с промежуточным валом. Дейдвудные подшипники являются подшипниками скольжения, которые располагается внутри дейдвудной трубы корпуса судна. Они выполняют важную функцию главной опоры гребного вала судового валопровода, на которую передаются значительные нагрузки от веса вала, веса винта и внецентренно приложенной продольной силы упора самого винта [1-3].

Целью работы является исследование прогиба гребного вала с учетом неполного контакта с кормовым дейдвудным подшипником.

Материалы и методы исследования. Дейдвудное устройство состоит из подшипника скольжения (дейдвудный подшипник), а также наличием как минимум одного сальника, который располагается в носовой части дейдвудной трубы корпуса судна. Этими

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

особенностями обладают всеми типами дейдвудных устройств [4,5]. В свою же очередь между отдельными конкретными конструкциями имеются значительные различия. Среди всех существующих антифрикционных материалов широкое применение шли такие материалы как капролон и резина (рис.1).



а) дейдвудный подшипник с вкладышами из капролона



б) дейдвудный резино-металлический подшипник

Рисунок 1 – Общий вид дейдвудных подшипников

К основным показателям, характеризующим работоспособность дейдвудных подшипников, относят абразивную износостойкость, их несущую способность и сохранение геометрических размеров при воздействии смазочно-охлаждающей жидкости.

На основании реальных условий эксплуатации судового валопровода, которые характеризуются действием внешних нагрузок (постоянных, переменных, циклических, случайных), действующих со стороны со стороны гребного винта, и в настоящее время ведется работа по разработке и внедрению новых конструкций и исполнений дейдвудных подшипников. В многих работах за основу проектирования дейдвудных подшипников помимо напряженного-деформированного состояния принимаются во внимание форма и длина износа антифрикционного материала дейдвудных подшипников [6,7], а также значение собственной частоты крутильных или поперечных колебаний, которые должна быть выше лопастной частоты на 20-40%. Не выполнения данного условия может привести к выходу из строя и нарушения рабочего состояния валопровода и всей судовой энергетической установки судна. На рисунка 2 представлен излом промежуточного вала от возникновения крутильных колебаний.

Значительный вес гребного винта и его консольное расположение приводит к тому, что при изгибе гребного вала в дейдвудном подшипнике нарушается полный контакт между самим валом антифрикционным материалом.

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



Рисунок 2 – Излом промежуточного вала морского судна

Результаты исследования и их обсуждение. Рассмотрим расчетную схему (рис.3) валопровода, позволяющую исследовать реальную длину контакта гребного вала валопровода с кормовым дейдвудным подшипником с учетом его длины и упругих свойств, где балка нагружена распределенной нагрузкой q и сосредоточенной нагрузкой P , модулирующие вес гребного вала и винта соответственно.

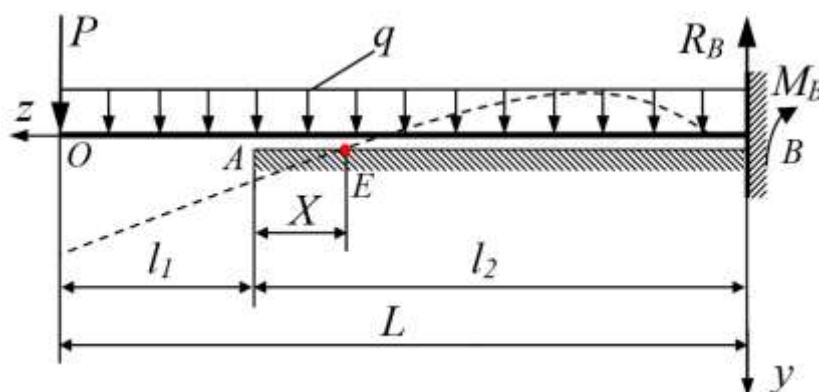


Рисунок 3 – Расчетная схема валопровода

На правом конце балки расположена заземленная опора. Сама балка частично опирается на упругое винклерово основание с коэффициентом жесткости k [8,9]. Коэффициент жесткости характеризует упругие и податливые свойства дейдвудного подшипника гребного вала. Частичный упор длиной X моделирует фактический контакт гребного вала с кормовым дейдвудным подшипником общей длиной l_2 . Винклерова модель упругого основания представляет собой ряд пружин одинаковой жесткости, опирающихся на абсолютно жесткое основание и действующих независимо одна от другой (рис.4). То есть в каждой точке поверхности сила сопротивления внешнему воздействию пропорциональна перемещению данной точки по нормали к поверхности. Гипотеза Винклера об упругом основании является удобной рабочей гипотезой, на основании которой задача о расчете балки на упругом основании решается довольно просто и поэтому ее широко используют по сравнению с другими известными гипотезами [1,6].

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

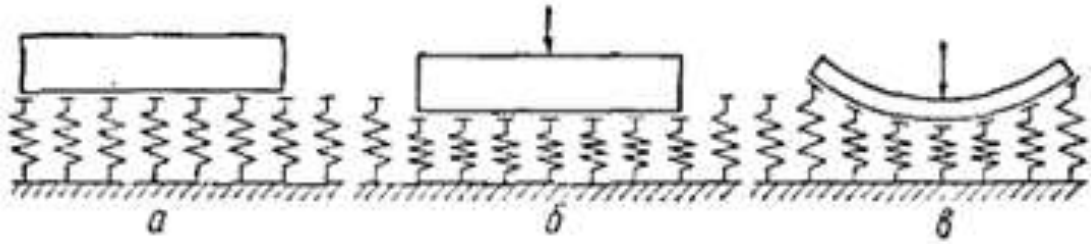


Рисунок 4 – Винклерова модель упругого основания: а- исходное положение балки и поверхности модели; б- деформация поверхности при нагружении балки; в- изгиб балки

Как видно и рисунка 2 исследуемую расчетную схему балки можно разделить на три участка [10]:

- участок 1 – отрезок OA длиной l_1 ;
- участок 2 – отрезок OE длиной X ;
- участок 3 – отрезок EB длиной ν , где $\nu=L-X-l_1$.

Важно отметить, что статический прогиб балки на конце фактического контакта с упругим основанием в точке E равен нулю ($y_E=0$). Сам контакт длиной X является величиной постоянной и зависит от действующих нагрузок, упругих свойств действующего подшипника и расположения гребного винта и опор валопровода относительно друг друга.

Как правило, балка, лежащая на упругом основании, представляет собой статически неопределимую систему, так как одного условия равновесия недостаточно для установления закона распределения этой реакции по длине балки и для определения усилий в сечениях. Значение реакции в каждой точке связана с прогибом балки.

Поэтому для решения задачи необходимо найти уравнение изогнутой оси балки, затем по этому уравнению определить закон распределения реактивных сил.

Составим уравнение статического прогиба на каждом участке исследуемой расчетной схемы, принимая во внимания граничные условия на каждом участке:

$$\begin{cases} y_O \neq 0; \varphi_O \neq 0; M_O = 0; Q_O = P; \\ y_A \neq 0; \varphi_A \neq 0; M_A \neq 0; Q_A \neq 0; \\ y_E = 0; \varphi_E \neq 0; M_E \neq 0; Q_E \neq 0; \\ y_B = 0; \varphi_B = 0; M_B \neq 0; Q_B = R_B; \end{cases} \quad (1)$$

Уравнение статического прогиба балки на первом консольном участке длиной l_1 на основании метода начальных параметров примет вид [1]:

$$y_z^I = y_0 + \varphi_0 z - \frac{1}{EJ} \left[\frac{Pz^3}{3!} + \frac{qz^4}{4!} \right], \quad (2)$$

Принимая во внимания общую дифференциальную связь между параметрами напряженно-деформированного состояния валопровода (прогиб балки y_z , угол поворота φ_z , изгибающий момент M_z , поперечная сила Q_z):

$$\begin{cases} \varphi(z) = \frac{dy(z)}{dz} \\ M(z) = -EJ \frac{d^2 y(z)}{dz^2}, \\ Q(z) = -EJ \frac{d^3 y(z)}{dz^3} \end{cases} \quad (3)$$

Уравнение прогиба балки на упругом основании длиной X (участок 2) представляет собой следующее выражение [1]:

$$y_z^{II} = y_A K_1(\beta z) + \varphi_A \frac{K_2(\beta z)}{\beta} - \frac{1}{EJ} \left[M_A \frac{K_3(\beta z)}{\beta^2} + Q_A \frac{K_4(\beta z)}{\beta^3} - \frac{q}{4\beta^4} (1 - K_1(\beta z)) \right] \quad (4)$$

где: $K_i(\beta z)$ ($i=1, 2, 3, 4$) – функции Крылова А.Н.

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

$$\beta = \sqrt{\frac{k}{4EJ}} \quad (5)$$

k - коэффициент жесткости основания размерностью H/m^2 [11].

Данное выражение прогиба (4) описывает прогиб балки на упругом основании только в зоне контакта (участок AE) в диапазоне $0 \leq z \leq X$.

На третьем участке при $z=v$ уравнение (2) примет следующий вид с учетом граничных условий в точке E и в заземленной опоре в точке B :

$$y_B''' = y_E + \varphi_E v - \frac{1}{EJ} \left[\frac{M_E v^2}{2!} + \frac{Q_E v^3}{3!} + \frac{qv^4}{4!} \right] = 0 \quad (6)$$

На основании полученных выражений (2), (4) и (6) и условий сопряжения участков исследуемой расчетной схемы определяем выражения статического прогиба балки и угла поворота в точке O . В виду трансцендентности уравнений на основании функций Крылова А.Н. получить выражение X в открытом виде не предоставляется возможным. Поэтому для решения этой задачи использован численный метод. Для этого значение величины X , входящей в функции Крылова А.Н., определяем при условии, когда статический прогиб в точках E и B , исследуемой расчетной схемы, равен нулю (1).

Результаты исследования и их обоснование.

В качестве примера рассмотрим гребной вал судна с заданными параметрами: $q=700$ H/m ; $l_1=0,5$ m ; $l_2=1,0$ m ; $L=1,5$ m . Диаметр гребного вала принимаем равной $d_{gp}=110$ mm . Вес гребного вала P лежит будет лежать в диапазоне от 400 H до 1900 H . Коэффициент жесткости упругого основания также принималось равной от $1 \cdot 10^5$ H/m^2 до $1 \cdot 10^{10}$ H/m^2 . Полученные результаты статического расчета балки представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Значение длины контакта X и прогиба в точке O .

$k=1 \cdot 10^n,$ H/m^2	P, H	X, m	$y_0 \cdot 10^{-3},$ mm	$k=1 \cdot 10^n,$ H/m^2	P, H	X, m	$y_0 \cdot 10^{-3},$ mm
5	400	1,00	0,84	5	700	1,00	1,16
6		1,00	0,80	6		1,00	1,10
7		1,00	0,53	7		1,00	0,73
8		1,00	0,19	8		0,90	0,27
9		0,24	0,09	9		0,22	0,13
10		0,07	0,06	10		0,07	0,09
5	1000	1,00	1,48	5	1300	1,00	1,80
6		1,00	1,40	6		1,00	1,71
7		1,00	0,94	7		1,00	1,15
8		0,82	0,36	8		0,78	0,44
9		0,21	0,18	9		0,20	0,20
10		0,63	0,13	10		0,62	0,16
5	1600	1,00	2,12	5	1900	1,00	2,44
6		1,00	2,00	6		1,00	2,30
7		1,00	1,35	7		1,00	1,60
8		0,75	0,52	8		0,74	0,61
9		0,20	0,27	9		0,19	0,31
10		0,06	0,20	10		0,06	0,20

На значение собственной частоты поперечных колебаний ω гребного вала валопровода в точке крепления гребного винта влияет его прогиб y_0 , который, как видно из вышеприведенной таблицы, зависит от действующих нагрузок и рабочего состояния дейдвудного подшипника. Выражение определения собственной частоты ω будет иметь следующий вид, 1/с:

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

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{y_0}} \quad (7)$$

На рисунке 4 представлены графики изменения собственной частоты поперечных колебаний балки (7) относительно коэффициента жесткости k при разном собственном весе гребного винта P .

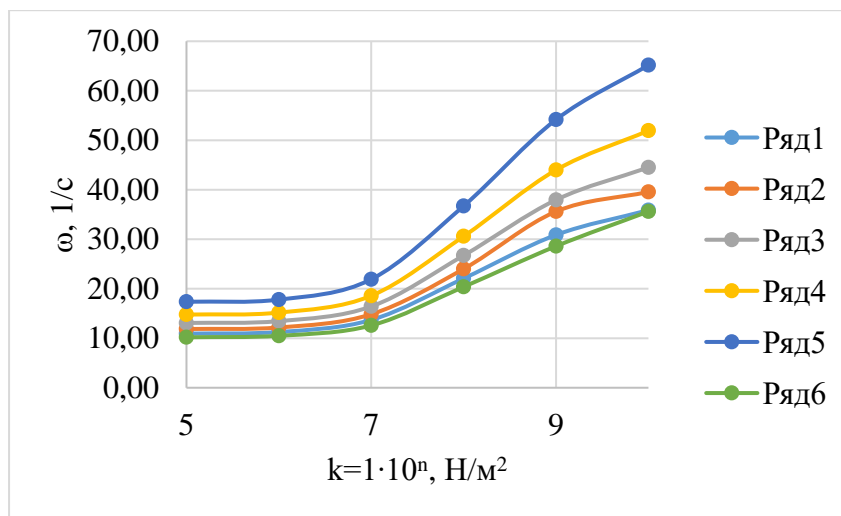


Рисунок 4 – Определение длины контакта X.

Ряд 1 – $P=400$ Н; ряд 2 – $P=700$ Н; ряд 3 – $P=1000$ Н; ряд 4 – $P=1300$ Н; ряд 5 – $P=1600$ Н; ряд 6 – $P=1900$ Н.

Как видно из полученного графика, при уменьшении жесткости (или повышении податливости) дейдвудного подшипника значение собственной частоты при поперечных колебаниях гребного вала уменьшается.

Выводы. На основании полученных результатов можно сделать общий вывод, что на рабочее состояние валопровода влияет длина контакта с дейдвудным подшипником, которая существенно отличается от проектной. Длина контакта может достигать всего 30-40% от общей длины самого подшипника. Неравномерность нагруженности дейдвудного подшипника по его длине приводит к ускоренному износу его антифрикционного материала и напряженно-деформированному состоянию самого валопровода. Износ подшипника может стать причиной возникновения резонансного состояния при колебаниях валопровода. А это свидетельствует об уменьшении общей жесткости всей судовой энергетической установки судна, так как значение собственной частоты понижается.

Список использованной литературы:

1. *Gwidon Stachowiak, Andrew W Batchelor. Engineering Tribology. TEAM LRN. Butterworth-Heinemann, 2005. 770 p.*
2. *Wojciech Litwin. Water-Lubricated Journal Bearings: Marine Applications, Design, and Operational Problems and Solutions. Elsevier, 2023. 280 p.*
3. *Комаров В. В. Состояние укладки гребных валов на дейдвудных опорах / В. В. Комаров // Вестник Астраханского государственного технического университета. – 2006. – № 2 (31). – С. 259-267.*
4. *Лысенков П.М. Анализ результатов эксплуатации металлических дейдвудных подшипников на судах отечественной постройки / П.М. Лысенков, А.Я. Спивак // Вопросы судостроения серия «Технология судостроения» выпуск №15, 1977 – С. 62-68.*
5. *Рубин М.Б. Подшипники в судовой технике: Справочник / М.Б. Рубин, В.Е. Бахарева. – Л.: Судостроение, 1987. – 344 с.*

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

6. *Мамонтов В.А.* Анализ износов капролоновых втулок дейдвудных подшипников гребного вала / В.А. Мамонтов, А.И. Миронов, Ч.А. Кужахметов, А.А. Халявкин // Вестник АГТУ, серия «Морская техника и технология». – 2012. – № 1. – С. 30-35.
7. *Михайлова М.А.* Анализ изнашивания дейдвудных подшипников в зависимости физико-механических характеристик материала вкладышей и условий эксплуатации судна / М.А. Михайлова // Вестник АГТУ, № 2 (25). 2005 – С. 135-140.
8. *Александров А.В.* Сопротивление материалов. М.: Высшая школа, 1995. – 560 с.
9. *Работнов Ю.Н.* Сопротивление материалов. М.: Ленанд, 2019. – 456 с.
10. *Халявкин А. А.* Способ повышения надежности дейдвудных подшипников валопроводов судов / А.А. Халявкин, М.В. Старкова, В.В. Бондаренко, В.А. Гордон, В.А. Мамонтов // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2022. N 3. С. 7-15.
11. *Halyavkin A.* Determination of stiffness coefficient of stern shaft bearing / A. Halyavkin, I. Razov, V. Mamontov, G. Kushner // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. — IOP Publishing, 2017. – Vol. 90. – Is. 1. – Pp. 012078. DOI: 10.1088/1755-1315/90/1/012078.

References:

1. *Gwidon Stachowiak, Andrew W Batchelor.* Engineering Tribology. TEAM LRN. Butterworth-Heinemann, 2005. 770 p. (In English)
2. *Wojciech Litwin.* Water-Lubricated Journal Bearings: Marine Applications, Design, and Operational Problems and Solutions. Elsevier, 2023. 280 p. (In English)
3. *Komarov V. V.* Sostoyanie ukladki grebny`x valov na dejdvudny`x oporax [The state of laying propeller shafts on deadwood supports] *Vestnik Astraxanskogo gosudarstvennogo texnicheskogo universiteta.* [Bulletin of the Astrakhan State Technical University] 2006. № 2 (31). pp. 259-267. (In Russian)
4. *Ly`senkov P.M., Spivak A.Ya.* Analiz rezul`tatov e`kspluatatsii metallicheskih dejdvudny`x podshipnikov na sudax otechestvennoj postrojki [Analysis of the results of operation of metal deadwood bearings on ships of domestic construction] *Voprosy` sudostroeniya seriya «Texnologiya sudostroeniya»* [Shipbuilding issues series "Shipbuilding Technology"] 1977. №15 pp. 62-68. (In Russian)
5. *Rubin M.B., Baxareva V.E.* *Podshipniki v sudovoj texnike: Spravochnik* [Bearings in marine engineering: Handbook]. – L., Sudostroenie, 1987, 344 p. (In Russian)
6. *Mamontov V.A., Mironov A.I., Kuzhaxmetov Ch.A., Xalyavkin A.A.* Analiz iznosov kaprolonovy`x vtulok dejdvudny`x podshipnikov grebnogo vala [Analysis of wear of nylon bushings of deadwood bearings of the propeller shaft] *Vestnik AGTU, seriya «Morskaya texnika i texnologiya».* [Bulletin of the ASTU, series "Marine engineering and Technology"] 2012. – № 1. – pp. 30-35. (In Russian)
7. *Mixajlova M.A.* Analiz iznashivaniya dejdvudny`x podshipnikov v zavisimosti fiziko-mexanicheskix xarakteristik materiala vklady`shej i uslovij e`kspluatatsii sudna [Analysis of the wear of deadwood bearings depending on the physical and mechanical characteristics of the liner material and the operating conditions of the vessel] *Vestnik AGTU, seriya «Morskaya texnika i texnologiya».* [Bulletin of the ASTU, series "Marine engineering and Technology"], № 2 (25). 2005 – pp. 135-140. (In Russian)
8. *Aleksandrov A.V.* *Soprotivlenie materialov* [Resistance of materials] M.Vy`sshaya shkola, 1995, 560 p. (In Russian)
9. *Rabotnov Yu.N.* *Soprotivlenie materialov* [Resistance of materials] M. Lenand, 2019. 456 p. (In Russian)
10. *Xalyavkin A. A., Starkova M.V., Bondarenko V.V., Gordon V.A., Mamontov V.A.* Sposob pov`sheniya nadezhnosti dejdvudny`x podshipnikov valoprovodov sudov [A way to increase the reliability of deadwood bearings of ship shaft pipelines] *Vestnik AGTU, seriya «Morskaya*

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

texnika i texnologiya». [Bulletin of the ASTU, series "Marine engineering and Technology"]. – 2022. № 3 – pp. 7-15. (In Russian)

11. Halyavkin A., Razov I., Mamontov V., Kushner G. *Determination of stiffness coefficient of stern shaft bearing*. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. — IOP Publishing, 2017. – Vol. 90. – Is. 1. – Pp. 012078. DOI: 10.1088/1755-1315/90/1/012078. (In English)

Сведения об авторах / Information about authors

Халыавкин Алексей Александрович	канд. техн. наук, доцент кафедры «Судомеханические дисциплины» Каспийский институт морского и речного транспорта им. ген.-адм. Ф.М. Апраксина - филиал ФГБОУ ВО «ВГУВТ» 414000, г. Астрахань, ул. Никольская, д.6 sopromat112@mail.ru
Khalyavkin Alexey Alexandrovich	Ph. D (Engin.), Associate Professor of the Department «Ship-mechanical disciplines» Caspian Institute of Sea and River Transport named after General Admiral F.M. Apraksina - the affiliation of Volga State University of Water Transport, 414000, Astrakhan, Nikolskaya St., 6 sopromat112@mail.ru
Ивановская Александра Витальевна	канд. техн. наук, доцент кафедры судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 invkerh@yandex.ru
Ivanovskaya Aleksandra Vital'evna	Ph. D (Engin.) Associate Professor at the Department of marine power plants Kerch State Maritime Technological University 28309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 invkerh@yandex.ru
Симагина Вероника Борисовна	доцент кафедры «Математические и естественнонаучные дисциплины» Каспийский институт морского и речного транспорта им. ген.-адм. Ф.М. Апраксина - филиал ФГБОУ ВО «ВГУВТ» 414000, г. Астрахань, ул. Никольская, д.6 izdoma4@mail.ru
Simagina Veronika Borisovna	Associate Professor of the Department « Mathematical and natural science disciplines » Caspian Institute of Sea and River Transport named after General Admiral F.M. Apraksina - the affiliation of Volga State University of Water Transport, 414000, Astrakhan, Nikolskaya St., 6 izdoma4@mail.ru

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ

УДК 656.6

Ивановский Н.В.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОРПУСНЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ ВИХРЕВОЙ ПРИРОДЫ РЫБОПРОМЫСЛОВОГО СУДНА

Аннотация. Математическое моделирование динамики движения морского судна сталкивается с рядом проблем. Как известно, морское судно движется в двух средах: водной и воздушной. При описании движения судна в воздушной среде мы имеем сложности определения площади парусности судна в зависимости от ориентации корпуса судна на ветер. Плюс, в процессе эксплуатации площадь парусности не является константой. Описание процесса движения судна в водной среде сталкивается с экспериментальным определением большого числа параметров. Очевидно, что для определения коэффициентов гидродинамического и аэродинамического сопротивления необходимо проведения большого количества экспериментов. За продолжительный период исследований, была накоплена большая база экспериментальных данных по определению различного рода параметров морского судна. Были получены аналитические выражения для расчета параметров модели судна. На данный момент они активно используются, но с учетом развития вычислительных средств, появилась возможность более точно оценить эти параметры и получить соответствующие аналитические выражения, описывающие параметры модели судна. В данной работе предложен один из возможных подходов решения данной задачи. В результате, предложенный метод позволил уменьшить ошибку вычислений на 5%, что является существенным, так как подобного рода параметров в базовой модели судна около 170.

Ключевые слова: модель судна, гидродинамические силы, аэродинамические силы, рыбопромысловое судно, обработка результатов, математическая модель.

Ivanovskii N.V.

EXPERIMENTAL RESEARCH OF HULL STRUCTURES HYDRODYNAMIC FORCES OF VORTEX NATURE FISHING VESSEL

Abstract. Mathematical modeling of the dynamics of the motion of a marine vessel faces a number of problems. As you know, a marine vessel moves in two environments: aquatic and airless. When describing the movement of a vessel in the air, we have difficulties determining the sail area of a vessel depending on the orientation of the vessel's hull to the wind. Plus, during operation, the sail area is not a constant. The description of the process of vessel movement in the aquatic environment is faced with the experimental determination of a large number of parameters. It is obvious that in order to determine the coefficients of hydrodynamic and aerodynamic drag, it is necessary to conduct a large number of experiments. Over a long period of research, a large database of experimental data has been accumulated to determine various types of parameters of a marine vessel. Analytical expressions were used to calculate the parameters of the ship model. At the moment, they are actively used, but taking into account the development of computing tools, it has become possible to more accurately assess these parameters and obtain appropriate analytical expressions describing the parameters of the ship model. In this paper, one of the possible approaches to solving this problem is

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

proposed. As a result, the proposed method made it possible to reduce the calculation error by 5%, which is significant, since there are about 170 such parameters in the basic model of the vessel.

Keywords: ship model, hydrodynamic forces, aerodynamic forces, fishing vessel, processing of results, mathematical model.

Введение. В связи с развитием автоматизации процессов управления морским судном, задача построения математических моделей судов, наиболее точно, описывающих динамику их движения является актуальной. В силу указанных причин требуются специальные знания об объекте управления и понимание объективных законов маневрирования судов, которые позволят разработать эффективную методологию проведения морских операций.

Даже полнота и своевременность обеспечения данными о маневренных характеристиках судна остаются недостаточными и носят эвристический характер. Отсутствие единого подхода к изучению и исследованию процессов маневрирования, методов учета данных о динамических свойствах судна при планировании его движения, а также единой концепции организации и функционирования системы управления сдерживают развитие новой техники судовождения.

Формализация динамики морского судна подробно изложена в работах [1] –[6]. Математическое моделирование динамики движения морского судна сталкивается с рядом проблем. Как известно, морское судно движется в двух средах: водной и воздушной. При описании движения судна в воздушной среде мы имеем сложности определения площади парусности судна в зависимости от ориентации корпуса судна на ветер. Плюс, в процессе эксплуатации площадь парусности не является константой. Описание процесса движения судна в водной среде сталкивается с экспериментальным определением большого числа параметров. Очевидно, что для определения коэффициентов гидродинамического и аэродинамического сопротивления необходимо проведения большого количества экспериментов. За продолжительный период исследований, была накоплена большая база экспериментальных данных по определению различного рода параметров морского судна. Были получены аналитические выражения для расчета параметров модели судна. На данный момент они активно используются, но с учетом развития вычислительных средств, появилась возможность более точно оценить эти параметры и получить соответствующие аналитические выражения, описывающие параметры модели судна.

При сложившихся обстоятельствах исследования, направленные на совершенствование теоретической базы математического обеспечения для адаптивных систем управления судном при маневрировании, являются актуальными.

Целью исследования является уточнение ранее полученных зависимостей коэффициентов гидродинамического сопротивления модели рыбопромыслового судна с использованием современных численных алгоритмов.

Материалы и методы исследования. В осях, связанных с судном, гидродинамические силы и момент могут быть представлены в следующем виде

$$\begin{aligned} X_K &= C_{XK} \frac{\rho}{2} A_D \mathcal{G}^2; \\ Y_K &= C_{YK} \frac{\rho}{2} A_D \mathcal{G}^2; \\ M_K &= C_{MK} \frac{\rho}{2} A_D L_C \mathcal{G}^2, \end{aligned} \quad (1)$$

где C_{XK}, C_{YK}, C_{MK} - безразмерные коэффициенты гидродинамических сил и момента; $A_D = \sigma_D L_C d_m$ - приведенная площадь погруженной части ДП; ρ - массовая плотность воды.

Приведенный коэффициент полноты погруженной части ДП σ_D для судов с кормой обычной формы имеет вид

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

$$\sigma_D = 1 - \frac{3}{(20-i)} \frac{A_C}{L_C d_m} + \frac{0,054}{d_m/L_C} (\Delta_1 + \Delta_2); \quad (2)$$

где i - номер теоретического шпангоута, пограничного между шпангоутами U -образной и V -образной формы; A_C - площадь, дополняющая контур кормовой части ДП до прямоугольника; Δ_1 - тангенс угла статического дифферента, определяемый по формуле

$$\Delta_1 = \frac{(d_A - d_F)}{L_C}, \quad (3)$$

где d_A - осадка кормой; d_F - осадка носом; Δ_2 - тангенс ходового дифферента судна, зависящий от числа Фруда $Fr = \frac{g}{\sqrt{gL_C}}$.

Так как для промысловых судов Δ_2 мал и практически не зависит от скорости, то его наличие не сказывается на гидродинамических характеристиках судна и им можно пренебречь.

Для судов с нестандартными типами кормы σ_D вычисляется по формулам, предложенным Р.Я.Першицем [9].

Ю.М.Мастушкин [8] предложил вычислять коэффициент σ_D для промысловых судов по следующим формулам

$$\begin{aligned} \sigma_D &= 0,5(\sigma_K + \sigma_H); \\ \sigma_K &= 1 - \frac{2f_K}{L_C d_m}; \\ \sigma_H &= 1 - \frac{2f_H}{L_C d_m}, \end{aligned} \quad (4)$$

где f_K - площадь, дополняющая кормовую часть ДП до прямоугольника при $d_A = d_m$; f_H - площадь, дополняющая носовую часть ДП до прямоугольника при $d_F = d_m$.

В Теории корабля коэффициенты C_{XK}, C_{YK}, C_{MK} рассматриваются как функции двух переменных – угла дрейфа β и безразмерной угловой скорости $\bar{\omega} = \frac{\omega L_C}{g}$. Структуру функциональной зависимости безразмерных коэффициентов C_{XK}, C_{YK}, C_{MK} большинство исследователей принимают полиномиальной

$$\begin{aligned} C_{XK} &= C_{X0} + C_X^\beta \beta + C_X^{\bar{\omega}} \bar{\omega} + C_X^{\beta\beta} \beta^2 + C_X^{\bar{\omega}\bar{\omega}} \bar{\omega}^2 + C_X^{\beta\bar{\omega}} \beta \bar{\omega} + C_X^{\beta\beta\beta} \beta^2 |\beta| + \dots; \\ C_{YK} &= C_Y^\beta \beta + C_Y^{\bar{\omega}} \bar{\omega} + C_Y^{\beta\beta} \beta |\beta| + C_Y^{\bar{\omega}\bar{\omega}} \bar{\omega} |\bar{\omega}| + C_Y^{\beta\bar{\omega}} \beta |\bar{\omega}| + C_Y^{\beta\beta\beta} \beta^3 + \dots; \\ C_{MK} &= C_m^\beta \beta + C_m^{\bar{\omega}} \bar{\omega} + C_m^{\beta\beta} \beta |\beta| + C_m^{\bar{\omega}\bar{\omega}} \bar{\omega} |\bar{\omega}| + C_m^{\beta\bar{\omega}} \beta |\bar{\omega}| + C_m^{\beta\beta\beta} \beta^3 + \dots \end{aligned} \quad (5)$$

Наиболее распространенные расчетные аппроксимационные зависимости для определения гидродинамических характеристик корпусов морских судов были предложены Р.Я.Першицем [9], Г.В.Соболевым, А.Д.Гофманом и В.И.Коганом, а также группой японских исследователей. Обработка материалов систематического модельного эксперимента позволила Ю.М.Мастушкину [7] установить, что особенности геометрии корпуса промысловых судов существенным образом ограничивают использование существующих методов расчета управляемости морских транспортных судов и предложить следующие формулы для расчета коэффициентов C_{XK}, C_{YK}, C_{MK} промысловых судов

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

$$\begin{aligned} C_{xk} &= C_{x0} + 0,25[(L_c/B) - 2]\beta^2|\beta|; \\ C_{yk} &= K_y(a_1\beta + a_2\beta|\beta|) + K'_y a_3 \bar{\omega}; \\ C_{mk} &= b_1\beta - K'_m(b_2 + b_3\beta^2)\bar{\omega}, \end{aligned} \quad (6)$$

где K_y, K'_y, K'_m - поправочные коэффициенты, учитывающие влияние скуловых килей, которые определяются из следующих уравнений

$$\begin{aligned} K_y &= 1,35(1,8 - \sigma_K); \\ K'_y &= 1,9\sigma_K; \\ K'_m &= 0,5 + 3,5(\sigma_K - 0,8). \end{aligned} \quad (7)$$

Для определения коэффициентов $a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3$ могут быть использованы графики [7], [8] или аппроксимирующие выражения [4]

$$\begin{aligned} a_1 &= [0,9 + 7(\sigma_K - 0,8)^{1,6}] [1,02 - 0,04(L_c/B) - 0,09(B/d_m) - 0,5C_p]; \\ a_2 &= 1,42 + 0,07(L_c/B) + 0,25[3 - (B/d_m)]^{0,85} - 1,5C_p; \\ a_3 &= 0,03 + 0,18(\sigma_K - 0,8)^{0,66}; \\ b_1 &= \left[1 - 6,59\left(\frac{d_A - d_F}{L_c}\right)\right] [1,46 - 1,88(\sigma_K - 0,8)^{0,56}] \times \\ &\quad \times [0,71(d_m/L_c)\sqrt{L_c/B} - 0,1(C_p - 0,71)]; \\ b_2 &= \{0,092 - 0,005(L_c/B) + 0,013[3 - (B/d_m)^{2,115}]\} (3,4\sigma_K - 1,96); \\ b_3 &= \{1 + 3,28(d_m/L_c)^{-0,73} [(d_A - d_F)/L_c]^{1,26}\} [0,855 + \\ &\quad + 84,14(\sigma_K - 0,8)^{2,29}] \{0,24 - 0,012(L_c/B) + 0,09[3 - (B/d_m)]^{1,23}\} \end{aligned} \quad (8)$$

Выражения (8), которые являются на сегодняшний день основными, для расчета сил вихревой природы рыбодобывающих судов были получены в 1984 г. Данные зависимости (8) содержат четные степени, что вызывает иногда ошибку при численном интегрировании дифференциальных уравнений, описывающих динамику движения судна. Это объясняется тем, что при построении этих формул не предполагалась экстраполяция экспериментальных данных [7], а в некоторых случаях был сужен диапазон узловых точек.

Результаты исследования и их обсуждение. С учетом того, что за период с 1984 г. алгоритмы аппроксимации, а также средства вычислительной техники получили существенное развитие, появилась возможность более достоверно обработать экспериментальные данные, представленные в работе [10]. В результате были получены следующие зависимости для определения коэффициентов $a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3$:

$$\begin{aligned} a_1 &= (16\sigma_K^2 - 25,7\sigma_K + 11,27) \cdot \left[-0,122 \cdot B/d - 0,046 \cdot L/B + 0,812 - 0,5(C_p - 0,71)\right]; \\ a_2 &= -0,306 B/d - 0,066 L/B + 1,268 - 1,5(C_p - 0,71); \\ a_3 &= 0,06(-24\sigma_K + 47,44\sigma_K - 22,13); \\ b_1 &= 0,998e^{-0,12\left(\frac{d_A - d_F}{L_c}\right)} \cdot (23,78\sigma_K - 45,80\sigma_K + 22,86) \times \\ &\quad \times \left[-0,057 B/d - 0,021 L/B + 0,413 - 0,1(C_p - 0,71)\right]; \\ b_2 &= (3,6\sigma_K - 2,152) \cdot \left[-0,013 B/d - 0,005 L/B + 0,131\right] \end{aligned} \quad (9)$$

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

$$b_3 = \left(-1,05 \frac{d}{L} + 0,18 \times \frac{d_A - d_F}{L_C} + 1,044 \right) (36,76 \sigma_K^2 - 58,69 \sigma_K + 24,28) \times \left[-0,085 \frac{B}{d} - 0,013 \frac{L}{B} + 0,507 \right]$$

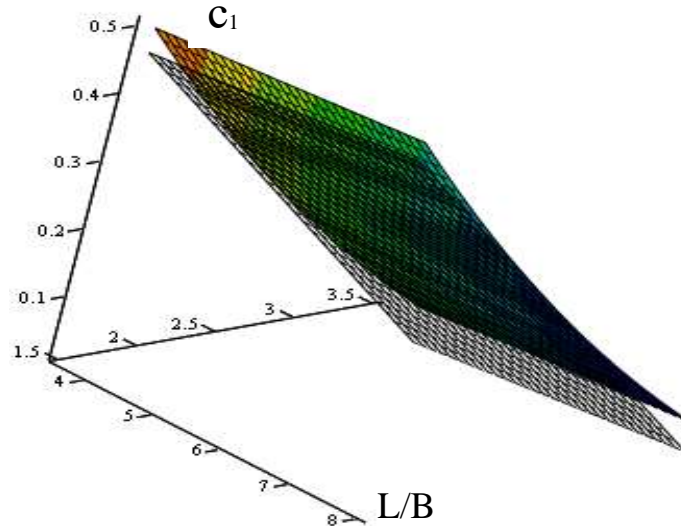


Рисунок 1 - Вычисления коэффициента c_1 необходимого для определения $a_1 = k_1 c_1$

Выводы. Полученные зависимости (9) по сравнению с (8) имеют в среднем на 5% меньше ошибку аппроксимации, требуют меньше вычислительных ресурсов для их вычисления. В качестве примера, на рисунке 1 приведены две поверхности - экспериментальная и аппроксимирующая для вычисления коэффициента a_1 , где были использованы оптимизационные алгоритмы, используемые в данной работе. Формулы (9) можно использовать для моделирования динамики движения промышленного судна, как одну из составных частей его математической модели.

Список использованной литературы:

1. Справочник по теории корабля. / В.Ф.Дробленков и др. – М.: Воениздат, 1984. – 589 с.
2. Справочник по теории корабля. Под ред. Я.И.Войткунского. – Т.1. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители. – Л.: Судостроение, 1985. – 768 с.
3. Справочник по теории корабля. Под ред. Я.И.Войткунского. Т.2. Статика судов. Качка судов. – Л.: Судостроение, 1985. – 440 с.
4. Справочник по теории корабля. Под ред. Я.И.Войткунского. Т.3. Управляемость водоизмещающих судов. Л.: Судостроение, 1985. – 544 с.
5. Трещевский В.Н., Волков Л.Д., Короткин А.И. Аэродинамический эксперимент в судостроении. – Л.: Судостроение, 1977. – 192 с.
6. Inoue S., Hirano S., Kijima K. Hydrodynamic derivatives of ship manoeuvring. // International Shipbuilding Progress. - 1981. - V.21. #321. p.112-125.
7. Мاستушкин Ю.М. Метод расчета гидродинамических характеристик траулеров в задачах управляемости // Тр/КТИРПИХ.- 1975.- Вып. 59.-С. 86 - 92.
8. Мاستушкин Ю.М. Управляемость промысловых судов. - М.: Лег. и пищ. пром., 1981. - 232 с.
9. Перишиц Р.Я. Управляемость и управление судном. - Л.: Судостроение, 1983.-272 с.

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

10. Соколов А.В. Аппроксимирующие выражения для расчета гидродинамических характеристик добывающих судов / Мурман. высш. ишж. мор. уч-ще.- Мурманск, 1984. - 11 с. Деп. в ЦНИИТЭИРХ 25.01.85, № 650 рх -Д85.

References:

1. V.F.Droblenkov i dr. *Spravochnik po teorii korablia* [Handbook of Ship Theory] M. Voenizdat. 1984. 589 p.
2. IA.I.Voitkunskii i dr. *Spravochnik po teorii korablia T.1. Gidromekhanika. Soprotivlenie dvizheniiu sudov. Sudovye dvizhiteli* [Handbook of Ship Theory Vol. 1. Hydromechanics. Resistance to the movement of ships. Ship propulsion systems]. L. Sudostroenie. 1985. 768 p.
3. IA.I.Voitkunskii i dr. *Spravochnik po teorii korablia T.2. Statika sudov. Kachka sudov* [Handbook of Ship Theory Vol. 2. Ship statics. Rolling of ships]. L. Sudostroenie. 1985. 440 p.
4. IA.I.Voitkunskii i dr. *Spravochnik po teorii korablia T.3. Statika sudov. Upravliaemost' vodoizmeshchaiushchikh sudov* [Handbook of Ship Theory Vol. 3. Ship statics. Controllability of displacement vessels]. L. Sudostroenie. 1985. 544 p.
5. Treshchevskii, V. N., Volkov, L. D., Korotkin, A. I. Aerodinamicheskii eksperiment v sudostroenii [Aerodynamic experiment in shipbuilding]. *Sudostroenie* [Shipbuilding], 1977 — 192 p.
6. Inoue S., Hirano S., Kijima K. Hydrodynamic derivatives of ship manoeuvring. *International Shipbuilding Progress*. 1981. V.21. №321. pp.112-125.
7. Mastushkin IU. M. Metod rascheta gidrodinamicheskikh kharakteristik traulerov v za-dachakh upravliaemosti [A method for calculating the hydrodynamic characteristics of trawlers in controllability problems] *Trudy KTIRPIKH* [The works of KTIRPIH]. Vyp. 59. Kaliningrad:KTIRPIKH, 1975. pp. 86-92.
8. Mastushkin, IU. M. *Upravliaemost' promyslovykh sudov* [Controllability of fishing vessels] L. Legkaia i pishchevaia promyshlennost'. 1981. 232 p.
9. Pershits, R. IA. *Upravliaemost' i upravlenie sudnom* [Handling and control of the vessel]. L. Sudostroenie. 1983. 272 p.
10. Sokolov A.B. *Approksimiruiushchie vyrazheniia dlia rascheta gidrodinamicheskikh kharakteristik dobyvaiushchikh sudov* [Approximating expressions for calculating the hydrodynamic characteristics of incoming ships] Мурман. vyssh. ishzh. mor. uchshche. Murmansk, 1984. 11p. Dep. v TSNIITEIRKH 25.01.85, no 650 rkh -D85.

Сведения об авторах / Information about authors

Ивановский Николай Владимирович	канд. техн. наук, доцент кафедры судовождения и промышленного рыболовства Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 inv8@mail.ru
Ivanovskii Nikolai Vladimirovich	Ph.D. (Engin.), Associate Professor at the Department of Navigation and Industrial Fisheries Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 inv8@mail.ru