

16+

ISSN: 2949-558X

ВЕСТНИК

Керченского Государственного
Морского Технологического Университета

СЕРИЯ

Морские Технологии

Выпуск 2
2023

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 № 11 от 15.12.2023 г.

Издательство: ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет»

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	7
Авдеев Б.А., Соболев В.С. РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ НАПРЯЖЕНИЯ ВЫХОДНОГО ИНВЕРТОРА ТВЕРДОТЕЛЬНОГО ТРАНСФОРМАТОРА	7
Вынгра А.В. Подунай С.В. ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ НА ВОЗНИКНОВЕНИЕ ИНТЕРГАРМОНИЧЕСКИХ СОСТАВЛЯЮЩИХ В СУДОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ	15
СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)	25
Богатырева Е.В. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАВНОВЕСНЫХ РЕЖИМОВ ЗАГРУЗКИ ПРОСТЫХ МНОГОЛИНЕЙНЫХ БАЗ ПУАССОНОВСКОГО ТИПА	25
Горбенко А.Н., Шаратов А.С. АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ РОТОРА СО СТАТИЧЕСКОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЯМИ	32
Богатырева Е.В., Ивановская А.В. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ СИСТЕМЫ «ВАЕР-ТРАЛ»	41
Конюков В.Л., Горбенко А.Н. ВЛИЯНИЕ НАСТРОЙКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ СУДОВОГО ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ НА ЕГО ПОКАЗАТЕЛИ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ	48
Ивановская А.В. ФОРМАЛИЗАЦИЯ ДВИЖЕНИЯ БУКСИРУЕМОГО ОБЪЕКТА ПО ПОВЕРХНОСТИ, КАК ЧАСТЬ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ СУДОВОЙ ЛЕБЕДКИ	57
Клименко Н.П., Шаратов А.С., Чернуха В.С. СПОСОБ УСКОРЕННОГО ОЦЕНИВАНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ	66
Конюков В.Л. ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА УТЯЖЕЛЕНИЯ ВИНТОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПАРАМЕТРЫ СУДОВОГО ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ	80
Матвеев Ю.И., Казаков С.С., Курицын С.Ю. СТЕНД ДЛЯ УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ, ПРИБЛИЖЁННЫХ К РЕАЛЬНЫМ УСЛОВИЯМ	89
Халявкин А.А. РАЗРАБОТКА ШАБЛОНА «2КУСШ» ДЛЯ ВИЗУАЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КОНТРОЛЯ УГЛОВОГО СВАРНОГО ШВА	97

Перков И.Е. ИНГИБИТОРНЫЕ КОМПЛЕКСЫ ДЛЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЕЙ, ИХ НЕДОСТАТКИ И НОВЫЙ ПОДХОД К ПРОБЛЕМЕ	104
ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ	112
Ивановский А.Н. ПРИМЕНЕНИЕ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ В СИСТЕМАХ СОРТИРОВКИ РЫБЫ НА СУДАХ РЫБОПРОМЫСЛОВОГО ФЛОТА	112
Рязанова Т.В. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ПРОМЫСЛОВЫХ СУДОВ ПО КОСВЕННЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ	119
Святский В.В. АНАЛИЗ МЕТОДИК РАСЧЕТА БЕЗОПАСНОЙ ПОЛОСЫ ДВИЖЕНИЯ СУДНА С ПОМОЩЬЮ НАВИГАЦИОННОГО ТРЕНАЖЕРА В РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ	126
Тищенко М.С. Ивановский Н.В. РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ОЦЕНКИ ВЕРОЯТНОСТИ НАХОЖДЕНИЯ ОБЪЕКТА ПОИСКА В ЗАДАННОМ РАЙОНЕ	137
Титов И.Л. РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ АВТОНОМНЫМ ПОДВОДНЫМ АППАРАТОМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СКОЛЬЗЯЩЕГО РЕЖИМА	145

ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ И СИСТЕМЫ

УДК 621.314

Авдеев Б.А., Соболев В.С.

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ НАПРЯЖЕНИЯ ВЫХОДНОГО ИНВЕРТОРА ТВЕРДОТЕЛЬНОГО ТРАНСФОРМАТОРА

Аннотация. В статье рассмотрены вопросы, связанные с разработкой и имитационным моделированием системы стабилизации выходного напряжения однофазного инвертора в составе твердотельного трансформатора. Приведено описание твердотельного трансформатора, показаны проблемы, возникающие при его наладке. Сформулирована структурная схема системы стабилизации и описан принцип её работы. Проведено численное моделирование работы выходного инвертора при следующих характерных ситуациях, возникающих при работе твердотельного трансформатора: пуск, увеличение нагрузки на 50% и увеличение напряжения на второй вставки постоянного тока на 15%. Приведены осциллограммы токов и напряжений, а также рассчитаны статические и динамические показатели качества, показывающие, что система имеет достаточную устойчивость и высокое быстродействие. Рассмотрено влияние настроек ПИД-регулятора на работу системы стабилизации в целом. Приведены пути дальнейшего совершенствования системы управления твердотельным трансформатором.

Ключевые слова: твердотельный трансформатор, постоянный ток, инвертор, стабилизация напряжения, регулятор.

Avdeev B.A., Sobolev V.S.

DEVELOPMENT OF A VOLTAGE STABILIZATION SYSTEM FOR THE OUTPUT INVERTER OF A SOLID-STATE TRANSFORMER

Annotation. The article discusses issues related to the development and simulation of the output voltage stabilization system of a single-phase inverter as part of a solid-state transformer. The description of the solid-state transformer is given, the problems arising during its adjustment are shown. The structural scheme of the stabilization system is formulated and the principle of its operation is described. Numerical simulation of the output inverter operation is carried out under the following characteristic situations arising during the operation of a solid-state transformer: start-up, load increase by 50% and voltage increase at the second DC input by 15%. The waveforms of currents and voltages are given, as well as static and dynamic quality indicators are calculated, showing that the system has sufficient stability and high performance. The influence of the PID controller settings on the operation of the stabilization system as a whole is considered. The ways of further improvement of the control system of a solid-state transformer are given.

Keywords: solid-state transformer, direct current, inverter, voltage stabilization, controller

Введение. Большинство современных электросетей работают на переменном токе. Однако возобновляемые источники энергии вырабатывают электрическую энергию на постоянном токе, и их накопительные системы также работают на постоянном токе. Более того, большая часть электроэнергии, потребляемой компьютерами, мобильными телефонами и аккумуляторами электромобилей, также производится постоянным током. В то время как инфраструктура питается переменным током, большинство компонентов работают на постоянном токе. Таким образом, интеграция генерируемого постоянного тока в сеть переменного тока часто приводит к многократным и неэффективным преобразованиям. Решением этой проблемы может служить твердотельный трансформатор [1].

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

Твердотельный трансформатор (ТТТ) – это преобразователь электрической энергии из переменного тока в переменный, который заменяет традиционный низкочастотный трансформатор, используемый в распределении переменного тока [2, 3]. Его конструкция значительно сложнее в изготовлении, и он имеет более высокую стоимость, чем традиционный трансформатор, работающий на промышленной частоте, но он может быть меньше и эффективнее, чем последний. Основными типами являются преобразователи АС-АС (без каскадов постоянного тока), АС-DC-АС, АС-DC-DC-АС и преобразователи АС-DC-АС-DC-АС. Полупроводниковый трансформатор обычно содержит высокочастотный трансформатор в преобразователе, который обеспечивает гальваническую развязку и преобразует напряжения в широком диапазоне. ТТТ позволяет активно регулировать напряжение и ток и может осуществлять преобразование однофазного тока в трехфазный и наоборот. Также ТТТ позволяет интегрировать как источники постоянного тока (солнечные панели, аккумуляторные батареи), так и приёмники постоянного тока, уменьшая количество ступеней преобразования и повышая общую эффективность работы [4]. Различные вариации ТТТ могут вводить или выводить мощность постоянного тока, чтобы уменьшить количество преобразований и повысить эффективность работы с постоянным током.

Вместе с преимуществами ТТТ имеет и серьёзные недостатки. К ним относятся высокая цена и высокая сложность как конструкции, так и системы управления. Как следствие, страдает надёжности и качество работы данного устройства. Для того, чтобы повысить качество работы необходимо совершенствовать систему управления, которая бы позволила работать ТТТ в реальных условиях при изменении разных возмущающих воздействий.

Целью исследования является проектирование системы стабилизации напряжения выходного инвертора твердотельного трансформатора. Инструментом проверки будет выступать имитационное моделирование в MATLAB/Simulink.

Материалы и методы исследования. Исследования ТТТ активно ведутся по разным направлениям: передача электроэнергии от источника электроэнергии к потребителю [1], гальваническая развязка между источником и потребителем электроэнергии [6], повышение качества электроэнергии [6], согласование сетей постоянного и переменного тока [7], создание интеллектуальных сетей с местными источниками электроэнергии различной мощности [8]. Существует ряд топологий ТТТ, которые позволяют применять их для конкретных целей с наивысшим эффективностью и сопоставимой стоимостью. Существующие различные топологии для различных целей [9]. Все разновидности по степеням преобразования можно поделить на одноступенчатые (рисунок 1 а), двухступенчатые (рисунок 1 б) и трехступенчатые (рисунок 1 в).

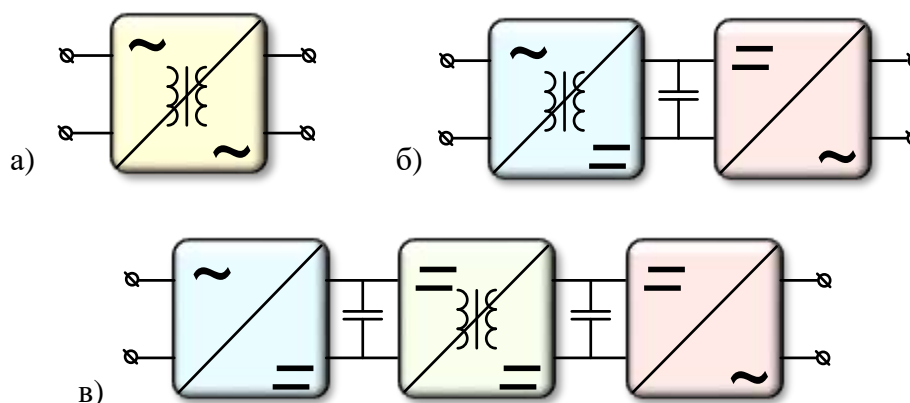


Рисунок 1 – Топологии твердотельных трансформаторов:
а) одноступенчатые; б) двухступенчатые; в) трехступенчатые

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

В одноступенчатом ТТТ используется мостовой преобразователь переменного тока в переменный, который преобразует низкочастотный входной переменный ток в высокочастотный, который затем понижается с помощью высокочастотного трансформатора, где следом другой преобразователь преобразует высокочастотное напряжение в напряжение с низкой частотой. Двухступенчатый ТТТ состоит из двойного активного моста с высокочастотной гальванической развязкой. С помощью инвертора постоянный ток преобразуется в переменный ток низкой частоты. Трехступенчатая топология ТТТ является самой распространённой благодаря гибкости и универсальности и одновременно с этим самой сложной в техническом плане. Она включает в себя выпрямитель, двойной активный мост постоянного тока и инвертор с ШИМ-модуляцией. Схема трехступенчатого ТТТ приведена на рисунке 2.

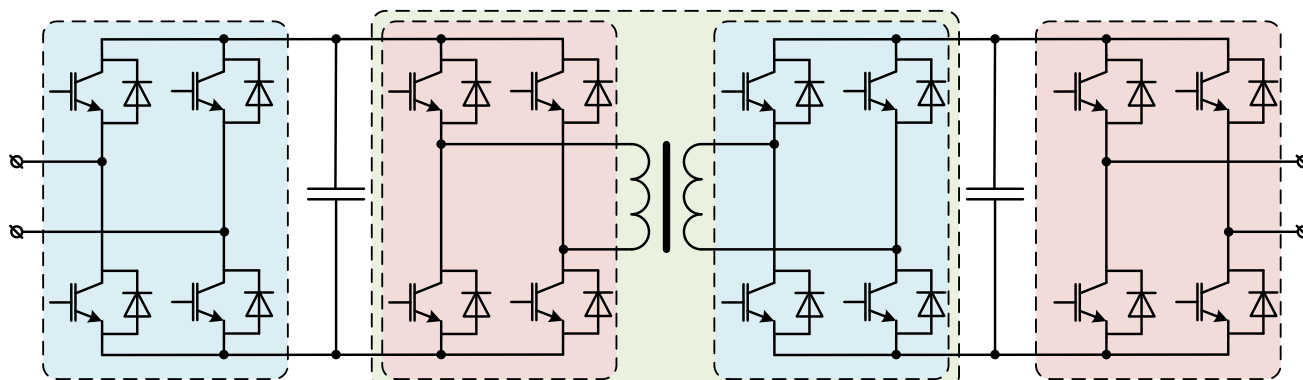


Рисунок 2 – Трехступенчатый однофазный ТТТ

Результаты исследования и их обсуждение. Имитационная модель представлена на рисунке 3. В качестве узлового элемента выступает однофазный инвертор *Universal Bridge* на основе MOSFET. Питание на него приходит от модели ТТТ, которая заменена эквивалентным источником ЭДС $U_{вх}$. В качестве нагрузки *Harpl* (10 Ом, 0,1 мГн) выступают последовательно подключенные резисторы и катушки индуктивности. Также в момент времени 0,67 с подключается ещё нагрузка *Harp2* (24 Ом, 0,1 мГн). Сопротивление проводов симитировано с помощью активного сопротивления *Harp3* (2 Ом). В качестве сглаживающего фильтра выступил конденсатор C ёмкостью 100 мкФ. Т.к. ТТТ может испытывать изменения напряжения на шинах постоянного тока из-за подключаемых приёмников и потребителей постоянного тока, то источник ЭДС в момент времени изменяет своё значение с 350 В до 400 В.

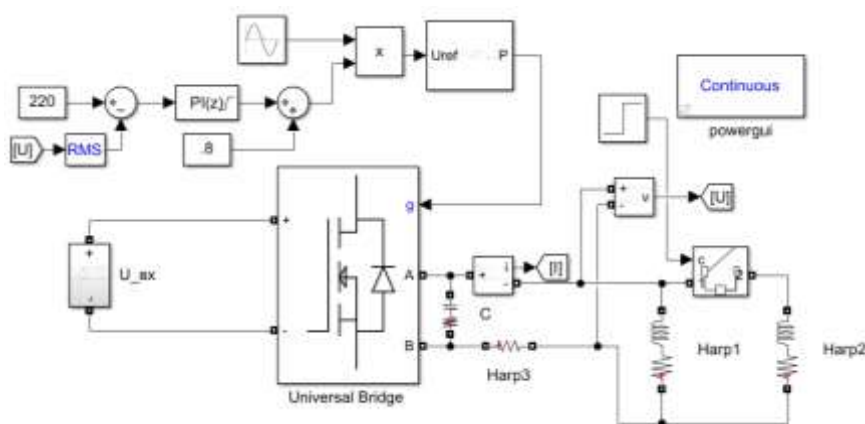


Рисунок 3 – Имитационная системы стабилизации напряжения на выходном однофазном инверторе

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

Система управления работает следующим образом, по аналогии со способом, приведенном в [1]. Заданное значение действующего значения выходного напряжения сравнивается со среднеквадратичным значением реального выходного напряжения за период времени 0,01 с. Разница между двумя значениями подаётся на ПИ-регулятор. Основой задания выходной синусоиды является синусоида с заранее заданной частотой, фазовым углом и единичной амплитудой. С регулятора сигнал суммируется с постоянной 0,8, полученная сумма умножается на амплитуду заданной синусоиды. Таким образом достигается требуемая амплитуда выходного сигнала вне зависимости от входного напряжения и падения напряжения в линии электропередач или на внутренних сопротивлениях инвертора.

В качестве регулятора выступил дискретный ПИ-регулятор со следующей передаточной функцией:

$$W_{pez}(z) = 0,003 + 0,08 \cdot T \frac{1}{z-1},$$

где дискретный интервал между выборками $T=0,01$ с.

Дискретный интервал между выборками был подобран таким образом, чтобы значения ПИ-регулятора менялось при пересечении синусоиды оси абсцисс, что обеспечивает меньшее искажение выходного напряжения. Выбор ПИ-регулятор имеет ограничения выходного сигнала и работает в диапазоне $[-0,3;0,3]$.

Для создания опорного сигнала использовалась синусоида с частотой в 50Гц, в которой изменялась величина амплитуды с помощью обратной связи. Формирователь сигналов *PWM Generator* работал на частоте 1000 Гц.

Для оценки работы предложенной системы рассмотрим следующие режимы работы: включение под нагрузкой, увеличения нагрузки на 50% и повышение входного напряжения на 15%. На рисунке 4 приведены результаты моделирования. На рисунке 5 приведены осциллограммы напряжения и тока в более наглядном представлении.

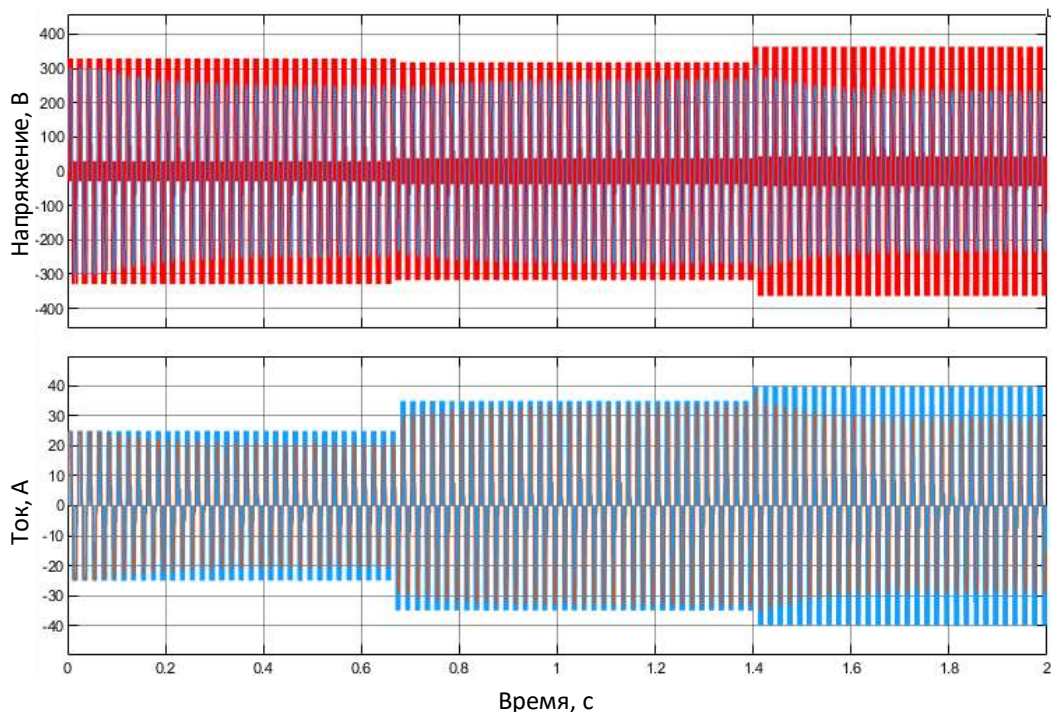


Рисунок 4 – Напряжение и ток на выходе инвертора

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

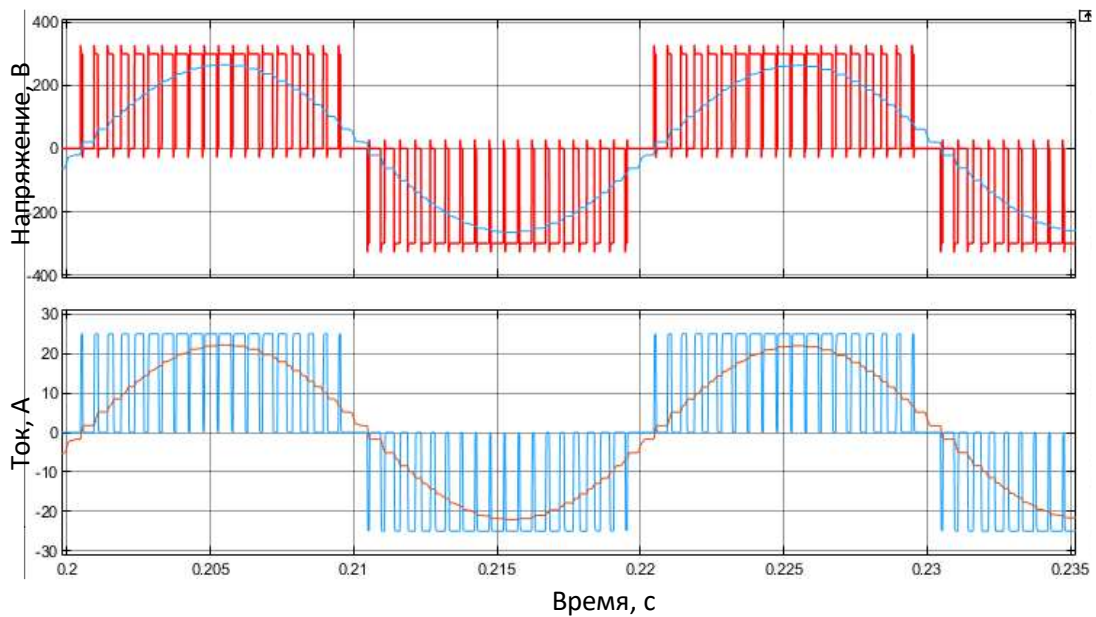


Рисунок 5 – Мгновенное и среднее значение напряжения и тока на выходе инвертора

Как видно из рисунков 4 и 5, ток и напряжения формируются на основе ШИМ. Значения сглаживающего конденсатора и индуктивности нагрузки недостаточно для устранения высших гармоник на выходе инвертора. Вопрос, связанный с фильтрацией напряжения, не входит в задачи исследования и легко поддаётся решению [10]. Из графиков видно, что в момент времени 0,67 с подключается дополнительная нагрузка и происходит проседание напряжения с 329 В до 318 В. В 1.4 с происходит скачкообразное повышение входного напряжения и пиковое значение с выхода инвертора подымается до 364 В. Для того, чтобы оценить напряжение на выходе на рисунке 6 приведено значение действующего значения напряжения и тока.

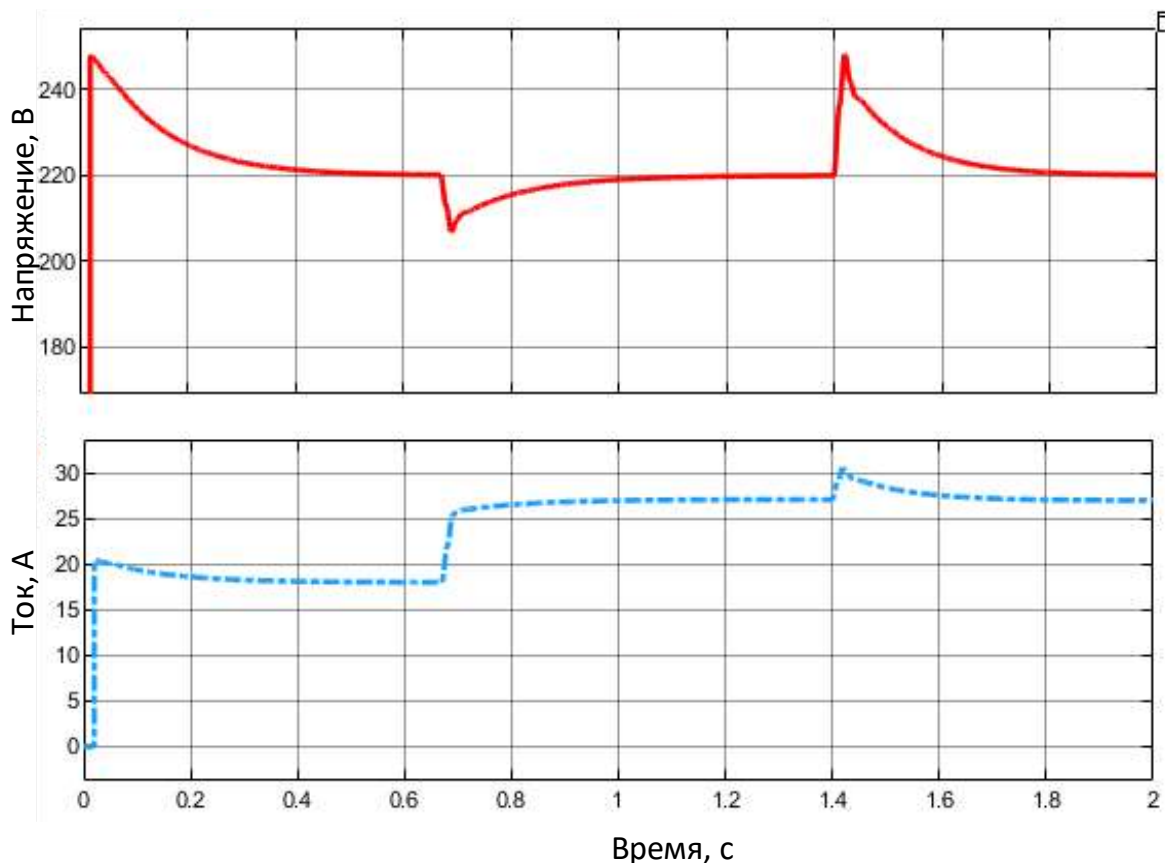


Рисунок 6 – Действующее значение напряжения и тока на выходе инвертора

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

Как можно видеть из рисунка 6, статическая ошибка не превышает 0,4% в выбранном диапазоне работы, что позволяет судить о нулевой ошибке регулирования, достигаемой благодаря наличию интегральной части ПИ-регулятора. Заброс в обоих случаях составляет 248 В или 12,7%, провал напряжения при подключении дополнительной нагрузки – 6%. Время переходного процесса 0,145 с, 0,025 и 0,1 с. Таким образом можно заключить, что данная система имеет высокие показатели качества в коммутационных режимах. В случае, если входное напряжение будет меняться с частотой сети и на инвертор будет поступать постоянное напряжения с большим коэффициентом пульсаций, то необходимо производить коррекцию системы управления двойным активным мостом или подстраивать амплитуду выходного напряжения под пиковое значения постоянного напряжения.

Выводы. Твердотельный трансформатор является перспективной технологией для использования в интеллектуальной электроэнергетике. В статье разработана система автоматического поддержания напряжения на выходе твердотельного трансформатора. Система имеет обратную связь по напряжению и переходной процесс не превышает 0,15 с при изменении нагрузки на 50% и изменении напряжении второй вставки постоянного тока на 15%.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-29-20094, <https://rscf.ru/project/22-29-20094/>

This work has been supported by the grants the Russian Science Foundation, RSF № 22-29-20094, <https://rscf.ru/project/22-29-20094/>

Список использованной литературы:

1. *Авдеев Б.А., Вынга А.В.* Совершенствование системы регулирования напряжения твердотельного трансформатора в интеллектуальных сетях электроснабжения // Изв. вузов. Электромеханика. 2022. Т. 65. № 3. С. 64-69.
2. *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.
3. *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.
4. *Huang, A.Q.* Solid state transformers, the Energy Router and the Energy Internet. In The Energy Internet; Elsevier: Amsterdam, The Netherlands, 2019; pp. 21-44
5. *Царева П.Е., Авдеев Б.А., Марковкина Н.Н., Епифанцев И.Р., Жиленков А.А.* Моделирование работы трехфазного твердотельного трансформатора при изменении нагрузки // Электротехника. 2022. №6. С. 61-64.
6. *Фадеева Н.Е., Савиных В.Л., Полянская А.В.* Анализ схемотехнических решений преобразователя для твердотельного трансформатора // В сборнике: Современные проблемы телекоммуникаций. Материалы Всероссийской научно-технической конференции с международным участием. Под редакцией А.В. Ефимова, Т.И. Монастырской. Новосибирск, 2023. С. 129-135.
7. *Шалухо А.В., Эрдилли Н.И.* Применение твердотельных трансформаторов в распределительных электрических сетях с объектами распределенной генерации // В сборнике: Динамика нелинейных дискретных электротехнических и электронных систем. материалы XIV Всероссийской научно-технической конференции. Чувашский государственный университет имени И.Н. Ульянова. Чебоксары, 2021. С. 305-307.
8. *Huber J.E., Kolar J.W.* Solid-state transformers: On the origins and evolution of key concepts. IEEE Ind. Electron. Mag. 2016, 10, 19-28.
9. *Авдеев Б.А.* Устранение несимметрии трехфазного напряжения с помощью твердотельного трансформатора в интеллектуальных сетях электроснабжения // Вестник Московского энергетического института. Вестник МЭИ. 2021. № 4. С. 67-75.

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

10. Черный С.Г., Соболев А.С. Комплексная разработка программно-аппаратных компонентов фильтра преобразователя частоты для работы в судовых сетях ограниченной мощности // Программные продукты и системы. 2023. № 1. С. 159-164.

References:

1. 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).
2. 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.
3. 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.
4. Avdeev B.A. Elimination of three-phase voltage asymmetry using a solid-state transformer in smart power supply networks. *Vestnik Moskovskogo Energeticheskogo Instituta (Vestnik MEI) [Bulletin of the Moscow Energy Institute. Bulletin of MPEI]*. 2021. No. 4. P. 67-75. (In Russian).
5. Tsareva P.E., Avdeev B.A., Markovkina N.N., Epifantsev I.R., Zhilenkov A.A. Modeling the operation of a three-phase solid-state transformer when the load changes // *Elektrotehnika [Russian Internet Journal of Electrical Engineering]*. 2022. No. 6. pp. 61-64. (In Russian).
6. Fadeeva N.E., Savinykh V.L., Polyanskaya A.V. Analysis of circuit design solutions for a solid-state transformer. *V sbornike: Sovremennyye problemy telekommunikatsiy. Materialy Vserossiyskoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiyem. Pod redaksiyey A.V. Yefimova, T.I. Monastyrskoy [In the collection: Modern problems of telecommunications. Materials of the All-Russian Scientific and Technical Conference with international participation. Edited by A.V. Efimova, T.I. Monastyrskaya]*. Novosibirsk, 2023. pp. 129-135. (In Russian).
7. Shalukho A.V., Erdili N.I. Application of solid-state transformers in electrical distribution networks with distributed generation facilities. *V sbornike: Dinamika nelineynykh diskretnykh elektrotehnicheskikh i elektronnykh sistem. materialy XIV Vserossiyskoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii [In the collection: Dynamics of nonlinear discrete electrical and electronic systems. materials of the XIV All-Russian Scientific and Technical Conference]*. Chuvash State University named after I.N. Ulyanov. Cheboksary, 2021. pp. 305-307. (In Russian).
8. Huber J.E., Kolar J.W. Solid-state transformers: On the origins and evolution of key concepts. *IEEE Ind. Electron. Mag.* 2016, 10, 19-28.
9. Huang, A.Q. Solid state transformers, the Energy Router and the Energy Internet. *In The Energy Internet*; Elsevier: Amsterdam, The Netherlands, 2019; pp. 21-44
10. Cherny S.G., Sobolev A.S. Integrated development of software and hardware components of a frequency converter filter for operation in ship networks of limited power. *Programmye produkty i sistemy [Software products and systems]*. 2023. No. 1. P. 159-164. (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

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

Соболев Вячеслав Сергеевич	dirigeant@mail.ru Магистр 1-го курса направления подготовки «Электроэнергетика и электротехника» Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 soboslava02@gmail.com
Sobolev Vyacheslav Sergeevich	Master of the 1st year of the direction of training "Electric power engineering and electrical engineering" Kerch State Marine Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 soboslava02@gmail.com

УДК 621.31

Вынгра А.В. Подунай С.В.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ НА ВОЗНИКНОВЕНИЕ ИНТЕРГАРМОНИЧЕСКИХ СОСТАВЛЯЮЩИХ В СУДОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Аннотация. В работе рассмотрены аспекты регламентирования показателей качества электроэнергии на судах, произведен теоретический анализ методов и алгоритмов выявления интергармонических составляющих тока в силовых цепях. Составлена компьютерная имитационная модель, описывающая электроэнергетическую систему ограниченной мощности и включающую в себя синхронный генератор, линейную нагрузку, и нагрузку с нелинейной вольт-амперной характеристикой. В качестве нелинейной нагрузки в модели используются асинхронные электродвигатели, выступающие в качестве электроприводов поршневых компрессоров или других механизмов с переменной механической нагрузкой, которые потребляют несинусоидальный электрический ток, что обусловлено периодическим изменением момента нагрузки в зависимости от угла поворота вала. Результаты моделирования показали, что рассмотренные нелинейные нагрузки создают значимые интергармонические искажения тока судовой сети, что, в свою очередь, негативно влияет на показатели качества электроэнергии.

Ключевые слова: интергармонические составляющие, судовая электроэнергетическая система, асинхронных электродвигатель, активный фильтр.

Vyngra A. V. Podunay S.V.

ASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF OPERATION OF ELECTRIC DRIVES OF PISTON COMPRESSORS ON THE APPEARANCE OF INTERHARMONIC COMPONENTS IN A SHIP POWER PLANT

Abstract. The article discusses aspects of regulating power quality indicators on ships and provides a theoretical analysis of methods and algorithms for identifying interharmonic current components in power circuits. A computer simulation model has been compiled that describes an electrical power system of limited power and includes a synchronous generator, a linear load, and a load with a nonlinear current-voltage characteristic. As a nonlinear load, the model uses asynchronous electric motors, acting as electric drives of piston compressors or other mechanisms with variable mechanical loads that consume a non-sinusoidal electric current, which is caused by a periodic change in the load torque depending on the angle of rotation of the shaft. The simulation results showed that the considered nonlinear loads create significant interharmonic distortions of the ship network current, which, in turn, negatively affects the power quality indicators.

Keywords: interharmonic components, ship electrical power system, asynchronous electric motor, active filter.

Введение. На рыбопромысловых и транспортных судах имеются большие объемы продукции, нуждающиеся в непрерывном охлаждении, поэтому суммарные мощности судовых рефрижераторных установок могут составлять более половины всей потребляемой электроэнергии на судах. В связи с этим остро стоит вопрос о высших гармонических и интергармонических составляющих, вносимых электроприводами компрессоров рефрижераторных установок в судовую электроэнергетическую систему (СЭЭС). Это обуславливает необходимость исследования работы электропривода на нелинейную нагрузку

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

в составе СЭЭС, и разработки мероприятий и устройств, позволяющих улучшить показатели качества электроэнергии на судне.

Целью исследования является оценка влияния работы электроприводов поршневых компрессоров на возникновение интергармонических составляющих в судовой электроэнергетической системе, а также поиск возможных способов снижения амплитуд интергармонических составляющих.

Интергармонические составляющие тока (ИГС) и напряжения судовой сети – это гармонические искажения, не кратные основной частоте питающей сети [1]. В амплитудно-частотном спектре такие составляющие находятся между каноническими, т.е. высшими гармониками (ВГ), включая основную, а также между постоянной составляющей и основной гармоникой.

Показатели интергармонических составляющих регламентируются ГОСТ IEC/TR 61000-3-14—2019 [3], согласно которому опорный уровень для каждой интергармонической частоты будет равен уровню совместимости, указанному в таблице 1, для следующей более высокой четной гармоники. Согласно Правил РС [4], ГОСТ IEC/TR 61000-3-14—2019 [5] и ГОСТ 32144-2013 значение СКГС кривой напряжения не должно превышать 8 %. Допускается использование отдельных шин с $K_u > 8\%$ для питания мощных источников гармонических составляющих напряжения и невосприимчивого к ним электрооборудования при условии, что указанные шины подключаются к основным шинам сети через развязывающие устройства.

В судовых системах электроснабжения в качестве последних могут выступать электроприводы поршневых (объемных) компрессоров [6]. В настоящее время поршневые компрессоры с асинхронным электроприводом широко распространены на судах.

Таблица 1.1 – Опорный уровень гармонической частоты

Порядок четной гармоники h	Гармоническое напряжение, %
2	2
4	1
6	0,5
8	0,5
$10 \leq h \leq 50$	$0,25 \cdot \frac{10}{h} + 0,25$

Асинхронные электродвигатели, выступающие в качестве электроприводов поршневых компрессоров и других механизмов с переменной механической нагрузкой на судах, потребляют несинусоидальный электрический ток из сети. Это обусловлено периодическим изменением момента нагрузки в зависимости от угла поворота вала. [7]

Существующие методы устранения ИГС тока и напряжения в СЭЭС. Вопрос устранения ИГС в сетях ограниченной мощности неоднократно поднимался в работах российских и зарубежных ученых. Для эффективного устранения ИГС требуется определить наиболее оптимальные алгоритмы и методы определения ИГС тока и напряжения в электрической сети.

Методы и алгоритмы выявления ИГС. Известны ряд методов определения ИГС, упоминаемых в литературе [8]. Их можно классифицировать следующим образом:

- а) метод прямого тока;
- б) гармонический анализ потока мощности;
- в) итерационный гармонический анализ;
- г) экспериментальное аналоговое моделирование всей системы;
- д) моделирование во временной области всей системы.

Первые три метода имеют общую характеристику представления и решения уравнений системы переменного тока в частотной области. Методы б) и в) являются итерационными, и,

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

в частности, модель гармонического анализа мощности использует алгоритм Ньютона-Рафсона, метод итерационного гармонического анализа использует алгоритм Гаусса-Зейделя. Также применяется комбинация обоих типов алгоритмов.

Метод прямого тока обладает хорошо известными преимуществами: скоростью, применимостью к неуравновешенным случаям и отсутствием явлений дивергенции. Недостатками являются низкая точность и невозможность учета взаимодействия между преобразователями и источниками ИГС.

Гармонический анализ многочастотного потока мощности. Тремя основными составляющими многочастотного потока мощности являются:

- трехфазный поток мощности переменного/постоянного тока на основной частоте;
- модель трехфазного гармонического потока линейной части энергосистемы с многосторонними источниками гармоник.
- гармоническое представление отдельных нелинейных компонентов.

Эти три компонента решаются одновременно методом Ньютона. Для уменьшения количества преобразований уравнений источника ИГС за счет уменьшения количества итераций до сходимости используется полная матрица Якоби без разделения. Чтобы найти интергармонические частоты, базовая частота гармонического сигнала сводится к наибольшему общему знаменателю частот всех гармонических и интергармонических частот.

Итерационный гармонический анализ способен учитывать как дисбаланс, так и взаимодействие между источниками ИГС, а также другие неидеальные условия. Стоит подчеркнуть, что для определения частот ИГС необходимо предвидение всех интергармонических частот, присутствующих в интересующем частотном диапазоне, которые будут использоваться в части анализа переменного тока. Это можно сделать с помощью теоретических исследований, или, при отсутствии достаточной информации об изучаемой системе, путем выбора фиксированного шага частоты исходя из технических соображений.

Также известен метод обнаружения и анализа интергармоник по последовательным приближениям. Он основан на ДПФ с переменным временным окном в зависимости от первоначально идентифицированного интергармонического спектра.

Так же одним из методов определения токов высших гармоник и интергармоник может применяться вейвлет-преобразование. Бирюлин В. И. [7-8] в своих работах рассматривает алгоритмы и методы определения ВГС и ИГС путем вейвлет-преобразования с учетом конфигурации рассматриваемых электрических сетей.

Средства и устройства устранения ИГС и повышения качества электроэнергии. В настоящее время существует ряд устройств, применяемых в судовых сетях электроснабжения для устранения или снижения уровня ИГС и ВГС, таких как пассивные фильтры, сглаживающие реакторы, вольтодобавочные системы и активные преобразователи. Следует отметить работы Дмитриева Б. Ф. [9-10], и в которых рассмотрено большое количество методов и средств повышения качества электрической энергии в СЭЭС.

Моделирование СЭЭС при работе асинхронного двигателя с переменной нагрузкой на валу. Для оценки влияния работы электроприводов поршневых компрессоров на появление ИГС тока СЭЭС разработана упрощенная имитационная модель СЭЭС с подключением двух асинхронных двигателей (АД), работающих на компрессорную нагрузку [11].

Имитационная модель спроектирована в программной среде Simulink (рисунок 1). В связи с тем, что на судне для получения электроэнергии в основном используются синхронные генераторы, в разработанной модели предложено использовать модель реальной синхронной машины. Номинальная активная мощность рассматриваемого в системе генератора составляет 375 кВт. Параметры обмоток статора: активное сопротивление 0,009 Ом, индуктивность 0,003291 Гн. Параметры обмотки возбуждения: приведенное активное сопротивление 0,00365

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

Ом, приведенная индуктивность 0,00049 Гн. Номинальная мощность привода поршневого компрессора 11 кВт, нагрузка с линейной вольт-амперной характеристикой, подключенная к шинам главного распределительного щита (ГРЩ) составляет 10 кВт.

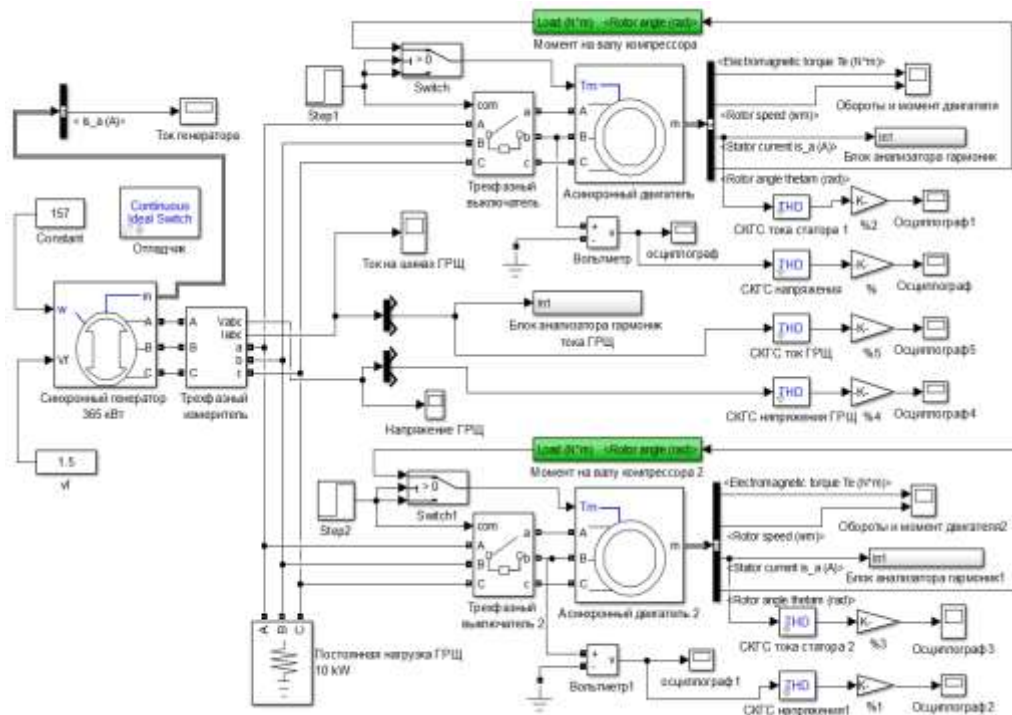


Рисунок 1 – Модель определения ИГС тока в СЭЭС

Моделирование выполнялось для 20 с реального времени. Запуск синхронного генератора (СГ) производился вхолостую, затем в момент времени 10 и 12 с подключалась нагрузка в виде АД с помощью трехфазного выключателя, с периодическим моментом нагрузки на валу.

Модель синхронной машины, реализованная в Simulink, может работать как в режиме генератора так и в двигательном режиме. В таком случае режим ее работы определяется знаком механической мощности, в свою очередь положительным для генераторного режима, отрицательным для двигательного режима.

Эквивалентная схема предложенной модели представлена в осях вращающейся системы координат (d, q). Все параметры ротора и электрические величины приведены к обмоткам статора. Электрическая схема блока синхронной машины в осях d, q показана на рисунке 2.

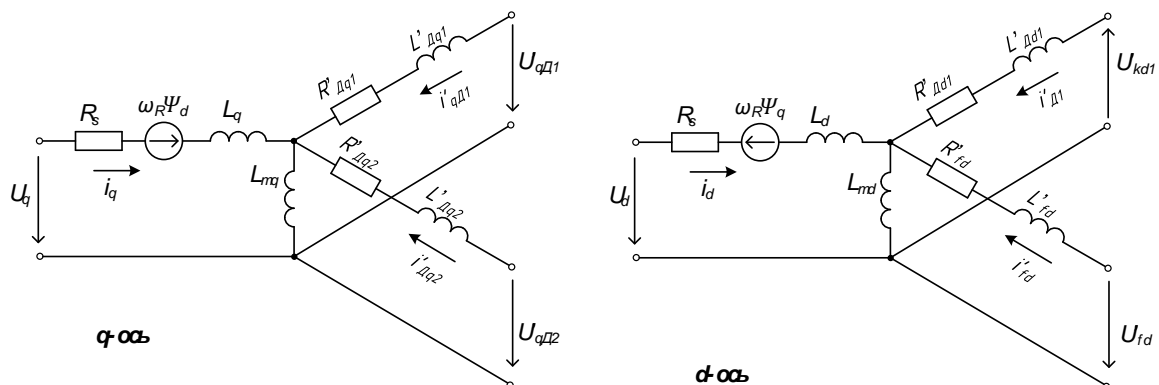


Рисунок 2 – Схема замещения электрической модели синхронной машины в осях d, q .

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

Приведенная схема описывается следующими уравнениями равновесия напряжений по закону Кирхгофа в координатной системе d и q (индексы q, d относятся к осям q, d вращающейся системы координат, индекс f – к обмотке возбуждения, индекс D – к демпферной обмотке, индекс s – обмотке статора, индекс R – ротору генератора):

$$\left\{ \begin{array}{l} u_d = R_s i_d + \frac{d}{dt} \psi_d - \omega_R \psi_q, \\ u_q = R_s i_q + \frac{d}{dt} \psi_q - \omega_R \psi_d, \\ u'_{fd} = R'_{fd} i'_{fd} + \frac{d}{dt} \psi'_{fd}, \\ u'_{Dd} = R'_{Dd} i'_{Dd} + \frac{d}{dt} \psi'_{Dd}, \\ u'_{Dq1} = R'_{Dq1} i'_{Dq1} + \frac{d}{dt} \psi'_{Dq1}, \\ u'_{Dq2} = R'_{Dq2} i'_{Dq2} + \frac{d}{dt} \psi'_{Dq2}, \end{array} \right. \quad (1)$$

где $\psi_d, \psi_q, \psi'_{Dq1}, \psi'_{Dq2}, \psi'_{fd}, \psi'_{Dd}$ – потокосцепления статорных и приведенных к статору роторных контуров определяются выражениями:

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi_d = L_d i_d + L_{nd} (i'_{fd} + i'_{Dd}), \\ \psi_q = L_q i_q + L_{nq} i'_{Dd}, \\ \psi'_{fd} = L'_{fd} i'_{fd} + L_{nd} (i_d + i'_{Dd}), \\ \psi'_{Dd} = L'_{Dd} i'_{Dd} + L_{nd} (i_d + i'_{fd}), \\ \psi'_{Dq1} = L'_{Dq1} i'_{Dq1} + L_{nq} i_q, \\ \psi'_{Dq2} = L'_{Dq2} i'_{Dq2} + L_{nq} i_q, \end{array} \right. \quad (2)$$

где L_d, L_q – индуктивности обмоток статора в продольной и поперечной осях; $L'_{fd}, L'_{Dd}, L'_{Dq1}, L'_{Dq2}$ – приведенные индуктивности обмоток возбуждения и демпферных обмоток по продольной и поперечной осям; L_{nd}, L_{nq} – взаимные индуктивности любой пары контуров в продольной и поперечной осях машины.

Для получения мгновенного значения тока статора фазы А применяется выражение

$$i_A = i_d \cos(\gamma_0 + \omega_c t) - i_q \sin(\gamma_0 + \omega_c t), \quad (3)$$

где ω_c – частота тока в сети; t – физическое время; γ_0 – начальный угол (при $t = 0$) между вращающимися и действительными осями.

Определение мгновенных значений токов фаз В и С, а также напряжений фаз генератора производится аналогично.

Результаты моделирования. Согласно описанному выше алгоритму выделения интергармоник был произведен анализ ИГС тока статора каждого АД и тока СГ. Осциллограмма тока фазы синхронного генератора приведена на рисунке 3. В момент времени

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

10 с происходит подключение к шинам ГРЩ первого компрессора, при 12 с – второго компрессора. На осциллограмме отчетливо видно колебательное изменение амплитуд синусоиды тока, что показывает наличие ИГС.

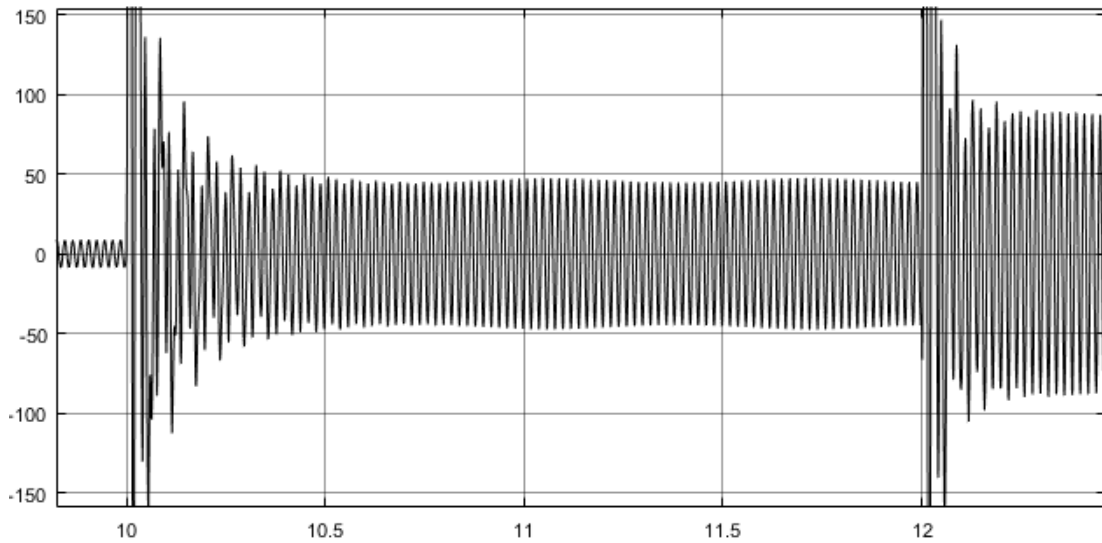


Рисунок 3 – Ток фазы А синхронного генератора

Выделенные ИГС АД компрессора при работе двух компрессоров приведены на рисунке 4. В связи с одновременной работой одинаковых АД форма ИГС тока отличается от полученной при моделировании одного АД (рисунок 4) [12]. Отличие форм обусловлено несинхронностью вращения роторов АД, в результате чего фазы ИГС тока смещаются.

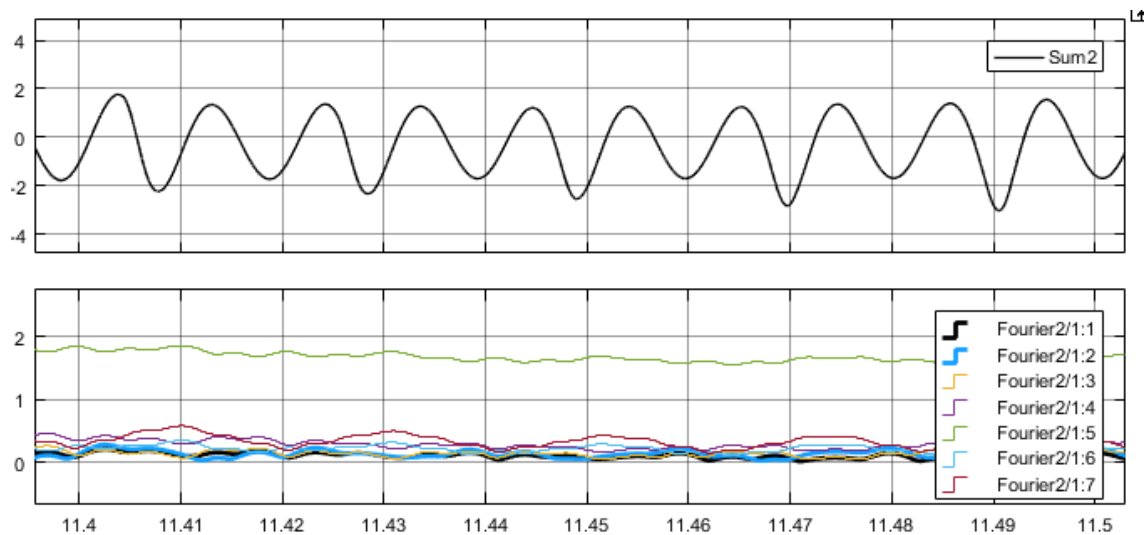


Рисунок 4 – Выделенные ИГС тока АД и их амплитуды

Разница тока СГ и выделенной первой гармоники тока (50 Гц) приведена на рисунке 5. ИГС тока представлены для двух режимов работы – с одним и двумя подключенными в качестве нагрузки АД. Амплитуды ИГС при работе двух АД достигают 4 А, что составляет 4,1% от амплитуды первой гармоники тока. Частота пульсаций выделенных ИГС составляет 77 Гц.

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

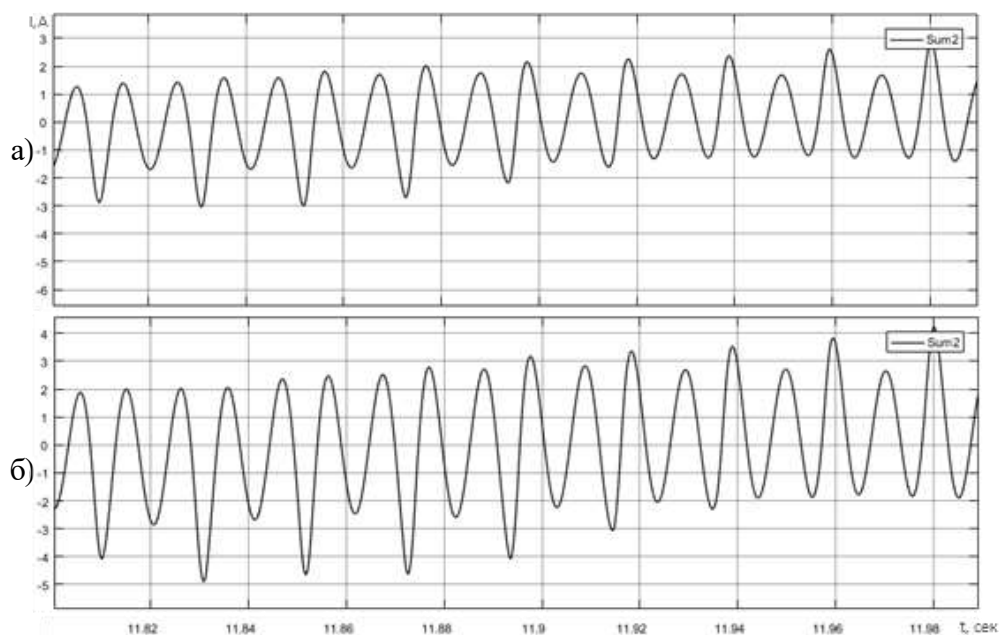


Рисунок 5 – ИГС тока шин ГРЩ при работе одного (а) и двух (б) АД

Основные результаты моделирования работы АД с переменной периодической нагрузкой на валу в СЭЭС с наличием СГ приведены в таблице 2. Суммарный коэффициент гармонических составляющих (СКГС) тока и напряжения, полученные в виде графиков (рисунок 6) в таблице представлены усредненными значениями.

Таблица 2 – Результаты моделирования СЭЭС при работе АД с переменной нагрузкой на валу

Параметр Режим работы	СКГС тока СГ, %	СКГС напряжения СГ, %	СКГС тока АД, %	СКГС напряжения АД, %	Наибольшая амплитуда ИГС тока СГ, А
Холостой ход	0	0,01	0	0	0
При работе одного АД	1,5	1	2	2,1	1,9
При работе двух АД	2	1,4	4	2,1	2,9

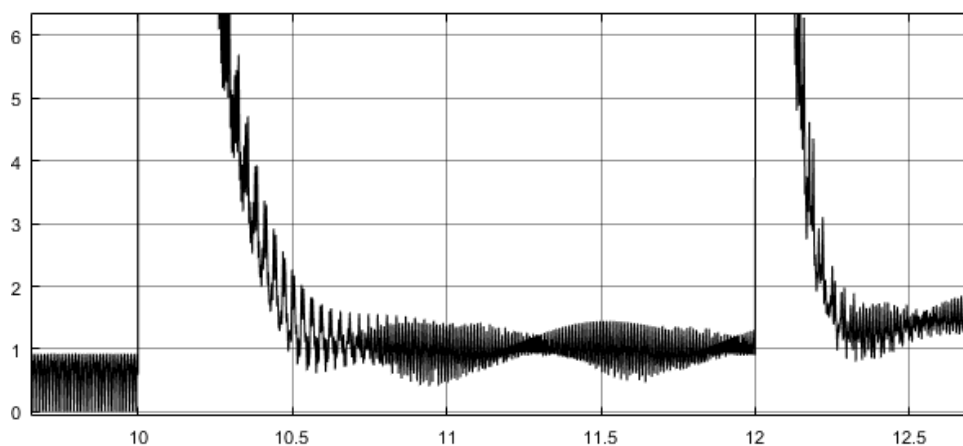


Рисунок 6 – СКГС напряжения шин ГРЩ

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

Следует заключить, что АД с неравномерной нагрузкой на валу в СЭЭС как объектах электроснабжения ограниченной мощности создают значимые интергармонические искажения тока сети, что, в свою очередь, негативно влияет на показатели качества электроэнергии.

Выводы. Произведенные теоретические исследования позволили проанализировать существующие алгоритмы и методы определения интергармонических составляющих тока в сетях ограниченной мощности. С применением одного из рассмотренных методов произведено выделение и определение амплитуд ИГС в имитационной модели сети ограниченной мощности, где в качестве источника выступал синхронный генератор, а в качестве нагрузки – асинхронный двигатель с переменной нагрузкой на валу. Анализ выделенных ИГС тока и дополнительных коэффициентов, определяющих показатели качества электроэнергии, показал, что асинхронные двигатели с компрессорной нагрузкой, установленные в сетях электроснабжения ограниченной мощности, создают значимые интергармонические искажения тока, что, в свою очередь, негативно влияет на показатели качества электроэнергии.

Список использованной литературы:

1. *Аничков С. П.* Гармонические колебания напряжения с частотами, не кратными частоте питающей сети // Управление большими системами: Материалы IX Всероссийской школы-конференции молодых ученых, Липецк, 21–24 мая 2012 года. – Липецк: Издательство Першина Р.В., 2012. С. 131-133.
2. *Белей В. Ф. Брижак Р. О. Коротких К. В.* Результаты экспериментальных и расчетных исследований электромагнитных помех, генерируемых электрооборудованием судовых энергетических установок и их элементов с нелинейными характеристиками / // Известия Калининградского государственного технического университета. 2022. № 66. С. 129-142.
3. ГОСТ IEC/TR 61000-3-14-2019 Электромагнитная совместимость (ЭМС). Часть 3-14. Оценка норм эмиссии для гармоник, интергармоник, колебаний напряжения и несимметрии при подключении установок, создающих помехи, к низковольтным системам электроснабжения. Стандартиформ. 2019. 76 с.
4. Правила классификации и постройки морских судов. Часть XI Электрическое оборудование – СПб.: Российский морской регистр судоходства. 2021. 349 с.
5. IACS UR E24. Harmonic distortion for ship electrical distribution system including harmonic filters. [электронный ресурс] URL: <https://www.iacs.org.uk/publications/unified-requirements/ur-e/ur-e24-rev1-cln>. (дата обращения: 06.02.2022)
6. Патент № 2360260 С1 Российская Федерация, МПК G01R 23/16. Способ спектрального анализа периодических многочастотных сигналов, содержащих интергармоники и заданных цифровыми отсчетами : № 2007148269/28 : заявл. 24.12.2007 : опубл. 27.06.2009 / Е. В. Радаев, Е. И. Гольдштейн, Бюл № 18. – 12 с.
7. *Бирюлин В. И. Горлов А. Н.* Анализ нагрева кабельных линий токами высших гармоник и интергармоник // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2020. Т. 12. № 2(46). С. 61-67.
8. *Бирюлин В. И., Куделина Д. В.,* Применение вейвлет-преобразования для определения токов высших гармоник и интергармоник // Актуальные проблемы электроэнергетики: сборник научно-технических статей: посвящается 80-летию со дня рождения проф. С.В. Хватова, Нижний Новгород, 21 декабря 2018 года / Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, Образовательно-научный

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

институт электроэнергетики. – Нижний Новгород: Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, 2018. С. 36-39.

9. *Дмитриев Б. Ф., Галушин С. Я., Калмыков А. Н. [и др.] Методы улучшения качества электрической энергии в СЭЭС // Морские интеллектуальные технологии. 2019. № 3-2(45). С. 135-141.*

10. *Дмитриев Б. Ф., Галушин С. Я., Калмыков А. Н., Шабалина О. А. Обеспечение качества электроэнергии в единых судовых электроэнергетических системах // Труды X Международной конференции по автоматизированному электроприводу АЭП 2018: Материалы докладов конференции, Новочеркасск, 03–06 октября 2018 года. – Новочеркасск: ООО «Лик», 2018. С. 42-45.*

11. *Бордюг А.С. Идеология формирования типоразмерных рядов центробежных компрессоров судовой энергетической установки на базе автоматизированного проектирования // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. 2021. № 4. С. 126-138.*

12. *Вынгра А.В. Проектирование, сборка и эксплуатация активного фильтра для компенсации интергармоник / А. В. Вынгра, Б. А. Авдеев, // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2022. № 12. С. 162-166. DOI 10.24412/2071-6168-2022-12-519-524*

References:

1. Anichkov S. P. *Garmonicheskie kolebaniia napriazheniia s chastotami, ne kratnymi chastote pitaiushchei seti* [Harmonic voltage fluctuations with frequencies not multiples of the supply network frequency] *Upravlenie bolshimi sistemami: Materialy IX Vserossiiskoi shkoly-konferentsii molodykh uchenykh*, Lipetsk, 21–24 maia 2012 goda. Lipetsk: Izdatelstvo Pershina R.V., 2012. pp. 131-133. (In Russian)

2. Belei V. F. Brizhak R. O Korotkikh K. V. *Rezultaty eksperimentalnykh i raschetnykh issledovaniy elektromagnitnykh pomekh, generiruemyykh elektrooborudovaniem sudovykh energeticheskikh ustanovok i ikh elementov s nelineinymi kharakteristikami* [Results of experimental and computational studies of electromagnetic interference generated by electrical equipment of ship power plants and their elements with nonlinear characteristics] *Izvestiia Kaliningradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2022. № 66. pp. 129-142. (In Russian)

3. GOST IEC/TR 61000-3-14-2019 *Elektromagnitnaia sovместimost (EMS). Chast 3-14. Otsenka norm emissii dlia garmonik, intergarmonik, kolebaniy napriazheniia i nesimmetrii pri podkliuchenii ustanovok, sozdaiushchikh pomekhi, k nizkovoltnym sistemam elektrosnabzheniia*. [Electromagnetic compatibility (EMC). Part 3-14. Estimation of emission standards for harmonics, interharmonics, voltage fluctuations and unbalances when connecting interfering installations to low-voltage power supply systems] Standartinform. 2019. 76 p. (In Russian)

4. *Pravila klassifikatsii i postroiki morskikh sudov. Chast XI Elektricheskoe oborudovanie* [Rules for the classification and construction of sea vessels. Part XI Electrical equipment] – SPb.: Rossiiskii morskoi registr sudokhodstva. 2021. 349 p. (In Russian)

5. IACS UR E24. Harmonic distortion for ship electrical distribution system including harmonic filters. Available at: <https://www.iacs.org.uk/publications/unified-requirements/ur-e/ur-e24-rev1-cln>. (accessed: 11.11.2023)

6. Radaev E. V., Goldshtein E. I. *Sposob spektralnogo analiza periodicheskikh mnogochastotnykh signalov, soderzhashchikh intergarmoniki i zadannykh tsifrovymi otschetami* [Method for spectral analysis of periodic multi-frequency signals containing interharmonics and specified by digital samples]. Patent no 2360260 C1, MPK G01R 23/16. № 2007148269/28, 2009. (In Russian)

2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

7. Biriulin V. I., Gorlov A. N. *Analiz nagreva kabelnykh linii tokami vysshikh garmonik i intergarmonik* [Analysis of heating of cable lines by currents of higher harmonics and interharmonics] *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo energeticheskogo universiteta*. 2020. T. 12. № 2(46). – S. 61-67. (In Russian)
8. Biriulin V. I., Kudelina D. V. *Primenenie veivlet-preobrazovaniia dlia opredeleniia tokov vysshikh garmonik i intergarmonik* [Application of wavelet transform to determine currents of higher harmonics and interharmonics] *Aktualnye problemy elektroenergetiki: sbornik nauchno-tekhnicheskikh statei: posviashchaetsia 80-letiiu so dnia rozhdeniia prof. S.V. Khvatova Nizhegorodskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet im. R.E. Alekseeva, Obrazovatelno-nauchnyi institut elektroenergetiki*, 2018, pp. 36-39. (In Russian)
9. Dmitriev B. F., Galushin S. Ia., Kalmykov A. N. [i dr.] *Metody uluchsheniia kachestva elektricheskoi energii v SEES* [Methods for improving the quality of electrical energy in SEPS] *Morskie intellektualnye tekhnologii*. 2019. № 3-2(45).pp. 135-141. (In Russian)
10. Dmitriev B. F., Galushin S. Ia., Kalmykov A. N., O. A. Shabalina. *Obespechenie kachestva elektroenergii v edinykh sudovykh elektroenergeticheskikh sistemakh* [Ensuring the quality of electricity in unified ship electrical power systems] // *Trudy X Mezhdunarodnoi konferentsii po avtomatizirovannomu elektroprivodu AEP 2018: Materialy dokladov konferentsii, Novocherkassk, 03–06 oktiabria 2018 goda.* – Novocherkassk: ООО «Лик». 2018. pp. 42-45. (In Russian)
11. Bordiug A.S. *Ideologiia formirovaniia tiporazmernykh riadov tsentrobezhnykh kompressorov sudovoi energeticheskoi ustanovki na baze avtomatizirovannogo proektirovaniia* [The ideology of forming standard-size rows of centrifugal compressors for ship power plants based on computer-aided design] *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta*. 2021. № 4. pp. 126-138. (In Russian)
12. Vyngra A.V., Avdeev B. A. *Proektirovanie, sborka i ekspluatatsiya aktivnogo fil'tra dlya kompensatsii intergarmonik* [Design, assembly and operation of an active filter to compensate for interharmonics] *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*. 2022. № 12. pp. 162-166. DOI 10.24412/2071-6168-2022-12-519-524. (In Russian)

Сведения об авторах / Information about authors

Вынгра Алексей Викторович	старший преподаватель кафедры электрооборудования судов и автоматизации производства Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82, avyngra@mail.ru
Vyngra Aleksei Viktorovich	lecturer of the Department of ships electrical equipment and industrial automation Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82, avyngra@mail.ru
Подунай Светлана Владимировна	курсант 4-го курса направления подготовки 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82, cool.sp10082001@yandex.ru
Podunay Svetlana Vladimirovna	4th year cadet of training direction 13.03.02 Electrical power and electrical engineering Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, st. Ordzhonikidze, 82, cool.sp10082001@yandex.ru

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ (ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

УДК 629.5.

Богатырева Е.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАВНОВЕСНЫХ РЕЖИМОВ ЗАГРУЗКИ ПРОСТЫХ МНОГОЛИНЕЙНЫХ БАЗ ПУАССОНОВСКОГО ТИПА

Аннотация. В работе рассматривается определение равновесных режимов загрузки простых многолинейных баз пуассоновского типа с однородными потоками восстановительных работ. Для качественного обслуживания и эксплуатации судового оборудования создаются локальные базы технического обслуживания, структурно представляющие простые многолинейные базы, нагружаемые однородными потоками восстановительных работ. Составлены матрица вероятностей перехода баз из одного состояния в другое в зависимости от соотношения между количеством резервных агрегатов и обслуживаемых участков. Полученные результаты можно применить для решения задач, имеющих самостоятельное теоретическое и практическое значение. В работе предполагается, что интервалы между поступлениями и продолжительность работ по восстановлению распределены экспоненциально. Это предположение не всегда оправдывается и возникает необходимость в исследовании баз обслуживания непугассоновского типа.

Ключевые слова: база технического обслуживания, восстановление технических средств, база пуассоновского типа, марковские процессы, матрица вероятностей.

Bogatyreva E.V.

ASSESSMENT OF THE POSSIBILITY OF USING MARKOV PROCESSES IN MATHEMATICAL MODELING OF SHIP MAINTENANCE BASES

Annotation. The paper examines the determination of equilibrium loading modes of simple multilinear Poisson-type bases with homogeneous flows of restoration work. For high-quality maintenance and operation of ship equipment, local maintenance bases are created, structurally representing simple multi-line bases loaded with homogeneous flows of restoration work. A matrix of probabilities of bases transitioning from one state to another has been compiled depending on the ratio between the number of backup units and service areas. The results obtained can be applied to solve problems that have independent theoretical and practical significance. The work assumes that the intervals between arrivals and the duration of restoration work are distributed exponentially. This assumption is not always justified and there is a need to study service bases of a non-Poisson type.

Keywords: maintenance base, restoration of technical means, Poisson type base, Markov processes, probability matrix.

Введение. В составе судового оборудования выделяются группы однородных агрегатов, механизмов, конструктивных узлов и элементов (дизель-генераторы, турбогенераторы, электронавигационная аппаратура, компрессоры пускового воздуха, охлаждающие и масляные насосы, топливная аппаратура главных дизелей, конденсатные и питательные насосы и т.д.) Для качественного обслуживания и эксплуатации наиболее ответственное оборудование (топливная аппаратура, электрооборудование, навигационная аппаратура и т.д.) закрепляется за членами судовых экипажей, имеющими соответствующую подготовку и производственный опыт, специализированными ремонтными бригадами и базами технического обслуживания. Создаются локальные базы технического обслуживания,

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

структурно представляющие простые многолинейные базы, нагружаемые однородными потоками восстановительных работ.

Целью исследования является определение равновесных режимов загрузки простых многолинейных баз пуассоновского типа с однородными потоками восстановительных работ.

Материалы и методы исследования представляют собой составление матриц вероятностей перехода из одного состояния в другое, составление систем алгебраических уравнений, решение которых позволит оценить продолжительность восстановительных работ при различных производственных условиях

Результаты исследования и их обсуждение. Принцип работы локальных базы технического обслуживания заключается в следующем.

Имеется совокупность агрегатов, включающих основную группу из n одновременно находящихся в работе и группу скользящего резерва из m агрегатов. Все агрегаты являются однотипными. При выводе из действия для восстановления агрегатов основной группы в работу включаются резервные. Выключенный агрегат поступает на базу обслуживания, состоящую из l параллельных обслуживающих участков. Если все они заняты, агрегат становится в очередь и ожидает обслуживания. Восстановленный агрегат поступает в резерв или сразу же включается в действие, если количество рабочих агрегатов меньше n . Длительность работы между включениями и продолжительность восстановления распределены экспоненциально соответственно с параметрами ψ и ν . Состояние базы определяется количеством находящихся на ней агрегатов (восстанавливаемых и ожидающих обслуживания). Переход системы из одного состояния в другое представляет собой марковский процесс.

Аналогичные системы без скользящего резерва изучались неоднократно в теории массового обслуживания [1-9]. Рассмотрим установившийся режим работы базы. Он описывается матричным равенством $\mathbf{P} \cdot \mathbf{A} = 0$ [10]. Матрица вероятностей перехода зависит от соотношения между количеством резервных агрегатов и обслуживающих участков.

При $m > 1$ вероятности перехода базы из одного состояния в другое за бесконечно малое время при ординарном процессе составляют:

$$P_{i i+1}(\Delta t) = \begin{cases} n\psi\Delta t & \text{при } 0 \leq i \leq m; \\ (n + m - i)\psi\Delta t & \text{при } m < i < n + m; \\ 0 & \text{при } i = n + m \end{cases}$$

$$P_{i i-1}(\Delta t) = \begin{cases} 0 & \text{при } i = 0; \\ i\nu \Delta t & \text{при } 1 \leq i < l; \\ l\nu \Delta t & \text{при } l < i \leq n + m \end{cases}$$

$$P_{i i-n}(\Delta t) = \begin{cases} 1 - n\psi\Delta t & \text{при } i = 0; \\ 1 - (n\psi + i\nu)\Delta t & \text{при } 1 \leq i \leq l; \\ 1 - [(n + m - i)\psi + l\nu]\Delta t & \text{при } m < i < n + m; \\ 1 - l\nu\Delta t & \text{при } i = n + m \end{cases}$$

Матрица вероятностей перехода в этом случае принимает вид (табл. 1)

Таблица 1 – Матрица вероятностей перехода

$-n\psi$	$-n\psi$	0	0	·	0	0	0	0
ν	$-(n\psi + 2\nu)$		0	·	0	0	0	0
0	2ν	$-(n\psi + 2\nu)$	0	·	0	0	0	0
0	0	3ν		·	0	0	0	0
·	·	·	·	·	·	·	·	·
0	0	0	0	·	$-(3\psi + l\nu)$	3ψ	0	0

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

0	0	0	0	·	lv	$-(2\psi + lv)$	2ψ	0
0	0	0	0	·	0	lv	$-(\psi + lv)$	ψ
0	0	0	0	·	0	0	lv	$-lv$

Подставив в выражение $\mathbf{P} \cdot \mathbf{A} = 0$ [10] вместо матрицы \mathbf{A} ее значение и раскрыв матричное равенство, получим однородную систему алгебраических уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} -n\psi p_0 + \nu p_1 = 0 \\ n\psi p_{i-1} - (n\psi + iv)p_i + (i+1)\nu p_{i+1} = 0 \\ n\psi p_{i-1} - (n\psi + lv)p_i + lv p_{i+1} = 0 \\ [n+m-(i-1)]\psi p_{i-1} - [(n+m-i)\psi + lv]p_i + lv p_{i+1} = 0 \\ \psi p_{n+m-1} - lv p_{n+m} = 0 \end{array} \right. \begin{array}{l} \text{при } i = 0; \\ \text{при } 1 \leq i \leq l-1; \\ \text{при } l \leq i \leq m; \\ \text{при } m+1 \leq i \leq n+m-1; \\ \text{при } i = n+m \end{array} \quad (1)$$

Матрица переходных вероятностей \mathbf{A} имеет ранг $n+m$ и искомые вероятности p_i определяются системой $\mathbf{P} \cdot \mathbf{A} = 0$ с точностью до постоянного множителя. Последовательно решая эту систему и используя метод математической индукции, получаем:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_i = \frac{i^i}{i!} \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^i \quad p_0 \quad \text{при } 0 \leq i \leq l; \\ p_l = \frac{l^l}{l!} \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^l \quad p_0 \quad \text{при } l \leq i \leq m; \\ p_i = C_n^{i-m} \cdot \frac{(i-m)!}{n^{i-m}} \cdot \frac{l^l}{l!} \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^l \quad p_0 \quad \text{при } m \leq i \leq n+m. \end{array} \right. \quad (2)$$

Выражение для p_0 найдем из условия нормирования после подстановки в него значений p_i

$$p_0 = \frac{1}{\sum_{i=0}^l \frac{i^i}{i!} \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^i + \sum_{i=l+1}^m \frac{l^l}{l!} \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^l + \sum_{i=m+1}^{n+m} C_n^{i-m} \frac{(i-m)!}{n^{i-m}} \frac{l^l}{l!} \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^l} \quad (3)$$

При $m < l$ вероятности перехода $P_{i,i+1}(\Delta t)$ и $P_{i,i-1}(\Delta t)$ остаются прежними. Вероятность $P_{ii}(\Delta t)$ изменится

$$P_{ii}(\Delta t) \left\{ \begin{array}{l} 1 - n\psi \Delta t \\ 1 - (n\psi + iv)\Delta t \\ 1 - [(n+m-i)\psi + iv]\Delta t \\ 1 - [(n+m-i)\psi + lv]\Delta t \\ 1 - lv\Delta t \end{array} \right. \begin{array}{l} \text{при } i = 0; \\ \text{при } 1 \leq i \leq m; \\ \text{при } m < i \leq l; \\ \text{при } l < i < n+m; \\ \text{при } i = n+m \end{array}$$

Соответственно изменяется матрица вероятностей перехода. После раскрытия матричного равенства [1] система алгебраических уравнений для определения равновесных вероятностей запишется в виде

$$\left\{ \begin{array}{l} -n\psi p_0 + \nu p_1 = 0 \\ n\psi p_{i-1} - (n\psi + iv)p_i + (i+1)\nu p_{i+1} = 0 \\ [n+m-(i-1)]\psi p_{i-1} - [(n+m-i) + iv]p_i + (i+1)\nu p_{i+1} = 0 \\ [(n+m-i)\psi + lv]p_i + lv p_{i+1} = 0 \\ \psi p_{n+m-1} - lv p_{n+m} = 0 \end{array} \right. \begin{array}{l} \text{при } i = 0; \\ \text{при } 1 \leq i \leq m; \\ \text{при } m < i < l; \\ \text{при } l < i < n+m; \\ \text{при } i = n+m \end{array} \quad (4)$$

Решение этой системы

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

$$\left\{ \begin{array}{l} p_i = \frac{l^i}{i!} \left(\frac{n\psi}{lv} \right)^i \cdot p_0 \quad \text{при } 0 \leq i \leq m; \\ p_l = \frac{l^l}{l!} \left(\frac{n\psi}{lv} \right)^l \cdot p_0 \quad \text{при } m \leq i \leq l; \\ p_i = C_n^{i-m} \cdot \frac{(i-m)!}{n^{i-m}} \cdot \frac{l^l}{l!} \left(\frac{n\psi}{lv} \right)^l \cdot p_0 \quad \text{при } l \leq i \leq n+m. \end{array} \right. \quad (5)$$

Из условия нормирования имеем

$$p_0 = \frac{1}{\sum_{i=0}^m \frac{l^i}{i!} \left(\frac{n\psi}{lv} \right)^i + \sum_{i=m+1}^l C_n^{i-m} \frac{(i-m)!}{n^{i-m}} \frac{l^l}{l!} \left(\frac{n\psi}{lv} \right)^l + \sum_{i=l+1}^{n+m} C_n^{i-m} \frac{(i-m)!}{n^{i-m}} \frac{l^l}{l!} \left(\frac{n\psi}{lv} \right)^l} \quad (6)$$

Величина $\rho = \frac{n\psi}{lv}$ называется загрузкой базы и представляет собой отношение суммарного потока восстановительных работ, создаваемых параллельно включёнными однотипными агрегатами к потенциальной пропускной способности базы обслуживания.

Вычислим основные числовые характеристики равновесного режима.

Среднее количество агрегатов, находящихся:

- на базе

$$\bar{i} = \sum_{i=l+1}^{n+m} i p_i \quad (7)$$

- в обслуживании (занятых обслуживающих участков)

$$\bar{l} = \sum_{i=0}^l i p_i + l \sum_{i=l+1}^{n+m} p_i; \quad (8)$$

- в очереди (в ожидании обслуживания)

$$\bar{j} = \bar{i} - \bar{l} = \sum_{i=l+1}^{n+m} (i-l) p_i; \quad (9)$$

- в резерве

$$\bar{m} = \sum_{i=0}^m (m-i) p_i. \quad (10)$$

Средняя продолжительность нахождения механизмов:

- на базе

$$\bar{u} = \frac{1}{v} \cdot \frac{\bar{i}}{\bar{l}}; \quad (11)$$

- в очереди (в ожидании обслуживания)

$$\omega = \frac{1}{v} \cdot \frac{\bar{j}}{\bar{l}}; \quad (12)$$

В практике большое значение имеют частные схемы, которые получаются из систем (2) или (5). Рассмотрим некоторые из них.

Схема первая – неограниченный резерв агрегатов; база нагружается бесконечным потоком восстановительных работ ($m \rightarrow \infty$):

$$p_i = \frac{l^i}{i!} \left(\frac{n\psi}{lv} \right)^i \cdot p_0, \quad \text{если } 0 \leq i \leq l \quad (13)$$

$$p_i = \frac{l^i}{i!} \left(\frac{n\psi}{lv} \right)^i \cdot p_0, \quad \text{если } l < i < \infty$$

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

где

$$p_0 = \frac{1}{\sum_{i=0}^l \frac{l^i}{i!} \cdot \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^i + \frac{l^l}{l!} \sum_{i=l+1}^{\infty} \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^i}$$

Для однолинейной базы ($l=1$):

$$p_i = \left(\frac{n\psi}{v}\right)^i \cdot \left(1 - \frac{n\psi}{v}\right) \quad \text{при } 0 \leq i < \infty, \quad (14)$$

Для бесконечно линейной базы ($l \rightarrow \infty$):

$$p_i = \frac{1}{i!} \left(\frac{n\psi}{v}\right)^i \cdot e^{-\frac{n\psi}{v}} \quad \text{при } 0 \leq i < \infty, \quad (15)$$

Схема вторая – резервных агрегатов нет ($m = 0$)

$$p_i = C_n^i \frac{l^i}{n^i} \left(\frac{n\psi}{v}\right)^i \cdot p_0 \quad \text{при } 0 \leq i \leq l \quad (16)$$

$$p_i = C_n^i \frac{l^i}{n^i} \cdot \frac{l^l}{l!} \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^i \cdot p_0 \quad \text{при } l \leq i \leq n,$$

где

$$p_0 = \frac{1}{\sum_{i=0}^l C_n^i \frac{l^i}{n^i} \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^i + \sum_{i=l+1}^n C_n^i \frac{l^i}{n^i} \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^i}$$

Схема третья – резервных агрегатов нет; число рабочих агрегатов равно числу обслуживаемых линий базы ($n = l$):

$$p_i = C_n^i \frac{\left(\frac{\psi}{v}\right)^i}{\left(1 + \frac{\psi}{v}\right)^n} \quad \text{при } l \leq i \leq n, \quad (17)$$

Схема четвертая – база обслуживания однолинейная ($l = 1$):

$$\left\{ \begin{array}{l} p_i = \left(\frac{n\psi}{v}\right)^i \cdot p_0 \quad \text{при } 0 \leq i \leq m \\ p_i = C_n^{i-m} \frac{(i-m)!}{n^{i-m}} \cdot \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^i \cdot p_0 \quad \text{при } m \leq i \leq n + m \end{array} \right\} \quad (18)$$

где

$$p_0 = \frac{1}{\sum_{i=0}^m \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^i + \sum_{i=m+1}^{n+m} C_n^{i-m} \cdot \frac{(i-m)!}{n^{i-m}} \cdot \left(\frac{n\psi}{lv}\right)^i}$$

По такой схеме обслуживается, в частности, топливная аппаратура судовых дизелей. Полученные результаты можно применить для решения задач, имеющих самостоятельное теоретическое и практическое значение.

Выводы. В данной работе предполагается, что интервалы между поступлениями и продолжительность работ по восстановлению распределены экспоненциально. Это предположение не всегда оправдывается и возникает необходимость в исследовании баз обслуживания непуассоновского типа. Если распределение, отличное от экспоненциального, имеет только один параметр потока восстановительных работ, то переходы баз из одного состояния в другое сводятся к аналитическому исследованию.

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

Список использованной литературы:

1. Феллер В. Введение в теорию вероятностей и ее приложения. М.: RUGRAM, 2013. 511 с.
2. Гнеденко В.В., Коваленко И.Н. Введение в теорию массового обслуживания. Л.: ЛКИ, 2021. 398 с.
3. Баруча-Рид А.Т. Элементы теории марковских процессов и их приложения. М.: Наука, 1969. 512 с.
4. Королюк В.С. и др. Справочник по теории вероятностей и математической статистике. Киев: Наукова думка, 1978. 584 с.
5. Morse P.M. Queues Inventories and Maintenance. Wiley, New York, 1958
6. Киселев В. Ю., Калугина Т. Ф. Процесс параллельной эксплуатации в учебном курсе марковских процессов и теории массового обслуживания // Инженерные и социальные системы : Сборник научных трудов инженерно-строительного института ИВГПУ, Иваново, 01 февраля – 30 2017 года. Том Выпуск 2. Иваново: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Ивановский государственный политехнический университет", 2017. С. 58-61.
7. Венцель Е. С., Овчаров Л.А. Теория случайных процессов и ее инженерные приложения М.: Наука, 1991.
8. Horn R.A. Johnson C.R. Matrix analysis // Cambridge: Cambridge University Press, 1985. 562 p.
9. Collette Y., Siarry P. Multiobjective Optimization: Principles and Case Studies (Decision Engineering) // Berlin: Springer, 2011.
10. Богатырева Е.В. Оценка возможности применения марковских процессов при математическом моделировании баз технического обслуживания судов // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия «Морские технологии». 2023. № 1. 40-45.

References:

1. Feller V. *Vvedenie v teoriyu veroyatnostej i ee prilozheniya* [Introduction to probability theory and its applications]. Moscow: RUGRAM Publ, 2013, 511 p.
2. Gnedenko V.V., Kovalenko I.N. *Vvedenie v teoriyu massovogo obsluzhivaniya* [Introduction to Queuing Theory]. Leningrad: LKI Publ., 2021, 398 p. (In Russian)
3. Barucha-Rid A.T. *Elementy teorii markovskih processov i ih prilozheniya* [Elements of the theory of Markov processes and their applications] Moscow.: Nauka Publ., 1969, 512 p.
4. Korolyuk V.S. et al. *Spravochnik po teorii veroyatnostej i matematicheskoy statistike* [Handbook of Probability Theory and Mathematical Statistics] Moscow.: Nauka Publ.
5. Morse P.M. Queues Inventories and Maintenance. New York. 1958.
6. Kiselev V. Yu. Process parallel'noj ekspluatatsii v uchebnom kurse markovskih processov i teorii massovogo obsluzhivaniya [The process of parallel operation in the training course of Markov processes and queuing theory]. *Inzhenernye i social'nye sistemy : Sbornik nauchnyh trudov inzhenerno-stroitel'nogo instituta IVGPU*. Ivanovo., 2017. pp 58-61.
7. Ventcel' E. S., Ovcharov L.A. *Teoriya sluchajnyh processov i ee inzhenernye prilozheniya* [Theory of random processes and its engineering applications]. Moscow.: Nauka Publ., 1991.
8. Horn R.A., Johnson C.R. (1985) Matrix analysis. Cambridge: Cambridge University Press.. 1985. 562 p.
9. Collette Y., Siarry P. Multiobjective Optimization: Principles and Case Studies (Decision Engineering).
10. Bogatyreva E.V. *Ocenka vozmozhnosti primeneniya markovskikh processov pri matematicheskom modelirovanii baz tekhnicheskogo obsluzhivaniya sudov* [Assesment of the possibility of using Markov processes in mathematical modeling of ship maintenance bases]. 2023. № 1. pp. 40-45.

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

Сведения об авторах / Information about authors

**Богатырева
Елена
Владимировна**

канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет
298309, Российская Федерация, Керчь,
ул. Орджоникидзе, 82
arev_66@mail.ru

Bogatyreva
Elena
Vladimirovna

PhD in Engineering Science, Associate Professor of the Department of marine power plants, Kerch State Maritime Technological University,
82 Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian Federation,
e-mail: arev_66@mail.ru

УДК 621: 534.1

Горбенко А.Н., Шаратов А.С.

АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ РОТОРА СО СТАТИЧЕСКОЙ И ДИНАМИЧЕСКОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЯМИ

Аннотация. В работе рассматривается проблема вибрации судовых машин роторного типа, вызванная неуравновешенностью вращающегося ротора. В статье показано, что при определенном сочетании параметров и режима работы ротора существенное влияние на уровень его поперечных и угловых колебаний оказывает не только собственно значения его статического и динамического дисбалансов, но и их взаимное расположение. Проанализированы условия частных случаев пространственного движения неуравновешенного ротора, когда отсутствуют его поперечные, либо угловые колебания. Получены выражения для скоростей вращения ротора, при которых будет иметь место минимально возможная вибрация. Для количественной оценки степени чувствительности ротора к указанному фактору предложено использовать коэффициенты влияния, для которых получены соответствующие выражения. Результаты работы будут полезны при конструировании, изготовлении и эксплуатации судовых роторных машин.

Ключевые слова: судовые роторные машины, неуравновешенный ротор, статический и динамический дисбаланс.

Gorbenko A.N., Sharatov A.S.

ANALYSIS OF OSCILLATIONS OF A TURNING ROTOR WITH STATIC AND DYNAMIC IMBALANCES

Abstract. The paper considers the problem of vibration of rotary-type ship machines, caused by the unbalance of the rotating rotor. The article shows that with a certain combination of rotor parameters and operating mode, the level of its transverse and angular oscillations is significantly affected not only by the actual values of its static and dynamic imbalances, but also by their relative position. The conditions of special cases of spatial motion of an unbalanced rotor, when there are no its transverse or angular oscillations, are analyzed. In the work, expressions for the rotor speeds are obtained, at which the minimum possible vibration will occur. For a quantitative estimation of the degree of rotor sensitivity to the specified factor, it is proposed to use the coefficients of influence, for which the corresponding expressions are obtained. The results of the work will be useful in the design, manufacture and operation of ship rotary machines.

Keywords: ship rotary machines, unbalanced rotor, static and dynamic unbalance.

Введение. В судовой энергетике широко применяются машины роторного типа (центробежные сепараторы, центрифуги, турбокомпрессоры дизелей, насосы, электромашины, вентиляторы и пр.). Реальный ротор, вследствие неизбежных неточностей изготовления и других факторов, всегда неуравновешен, что проявляется в наличии статического и динамического дисбалансов. Известно, что уровень вибрации роторной машины в существенной степени определяется неуравновешенностью вращающегося ротора [1, 2, 3]. При этом задача снижения вибрации ротора по-прежнему остается актуальной [4, 5]. Повышенная вибрация судового механизма приводит к снижению ресурса его работы [6, 7]. Следует отметить, что в отдельных случаях амплитуды колебаний зависят не только от собственно значений статической и динамической неуравновешенностей, но и в значительной мере от их взаимного расположения на роторе, поскольку в общем случае они стремятся деформировать его в различные стороны. В то же время, в существующих исследованиях при анализе балансировки роторов традиционно рассматривается влияние статической и динамической составляющих в отдельности друг от друга [8, 9]. Ниже рассмотрены некоторые особенности совместного воздействия статической и динамической неуравновешенностей на

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

характер движения ротора с учетом гироскопического эффекта.

Целью работы является аналитический и численный анализ влияния взаимного расположения статической и динамической неуравновешенной вращающегося ротора на уровень его поперечных и угловых колебаний.

Физическая модель и уравнения пространственного движения ротора. Рассмотрим малые колебания ротора с гибким валом, установленного на двух абсолютно жестких опорах и вращающегося с постоянной угловой скоростью ω (рисунок 1). Диск массой M прикреплен к валу в точке O . Вал предполагается безынерционным, трение в опорах отсутствует.

Для описания положения в пространстве вала и диска ротора введем следующие системы координат. Неподвижная система координат xuz , ось z которой направлена по оси опор вала. Оси $x'y'z'$ с началом в точке O перемещаются вместе с ней, оставаясь параллельными осям xuz . Изогнутая линия вала в точке O крепления диска характеризуется подвижными осями $x_B y_B z_B$. Ось z_B касательна к линии вала в точке O , а оси x_B, y_B лежат в плоскости, перпендикулярной к линии вала в этой точке и при движении ротора отклонены от осей x', y' на малые углы β, γ (рисунок 1а). В общем случае неуравновешенного ротора плоскость диска неперпендикулярна касательной к линии вала. Поэтому для описания положения диска в пространстве введем подвижную систему координат $x_u y_u z_u$ с началом в его центре масс C . Ось z_u перпендикулярна плоскости диска и является его главной центральной осью инерции; оси x_u, y_u лежат в плоскости диска и отклонены от осей x', y' на малые углы β_u, γ_u , а от осей вала x_B, y_B на малые углы $\Delta\beta, \Delta\gamma$. На рисунок 1б эти оси условно проведены из точки O (оси $x_u' y_u' z_u'$), а углы β_u, γ_u не показаны. В случае осесимметричного однородного диска оси x_u, y_u представляют его главные центральные оси инерции (хотя и не остаются неподвижными по отношению к нему).

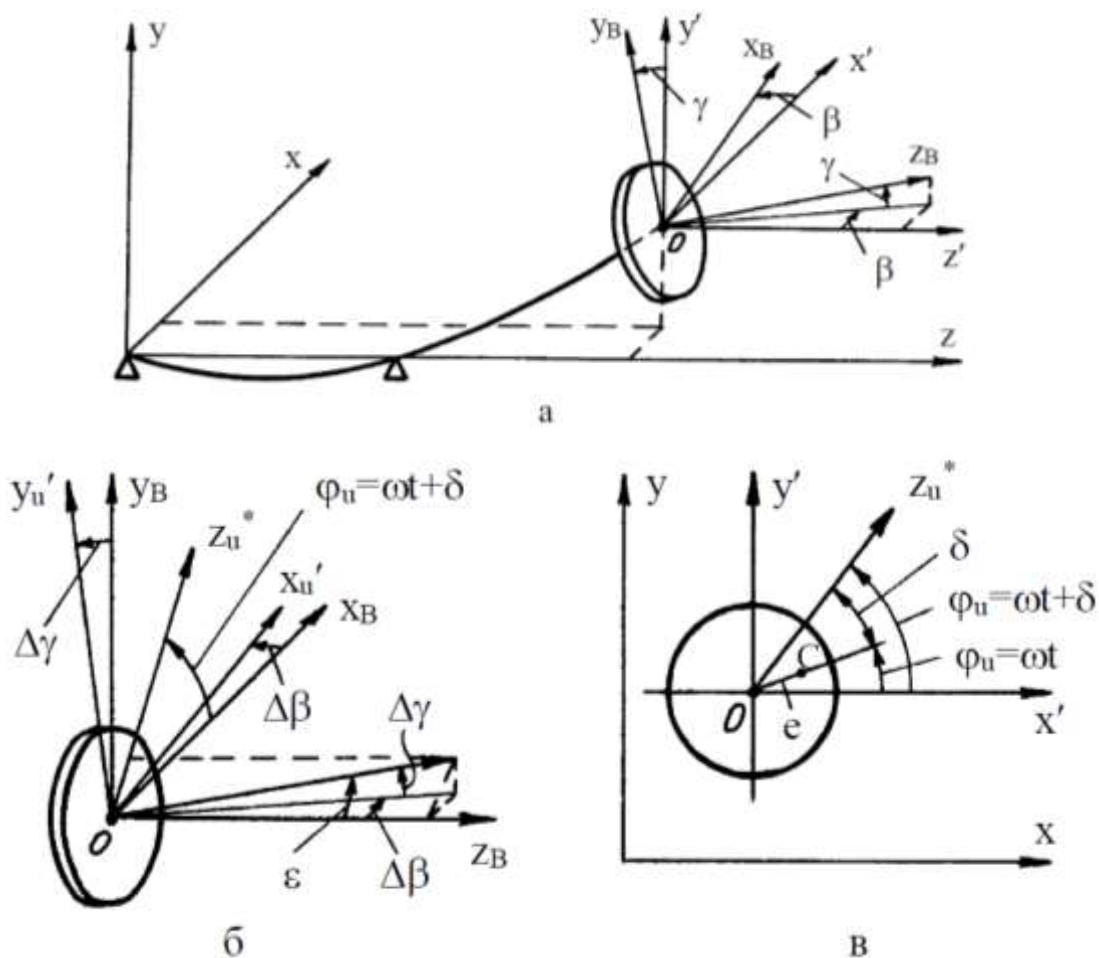


Рисунок 1 – Расчетная схема неуравновешенного ротора:

а – положение ротора при его движении в пространстве; б – главные оси инерции ротора; в – взаимное расположение статической и динамической неуравновешенностей ротора

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

Таким образом, при движении ротора диск вращается вокруг оси z_b , перемещаясь относительно осей x_b, y_b и x_u, y_u . В свою очередь оси $x_b y_b z_b$ и $x_u y_u z_u$ перемещаются в пространстве вместе с осями $x' y' z'$, совершая относительно них малые угловые колебания.

Статическая неуравновешенность (СН) диска определяется смещением его центра масс S относительно точки O крепления диска на валу, т.е. эксцентриситетом e (рисунок 1в). Угловое положение центра масс в произвольный момент времени будем определять углом $\varphi = \omega t$, отсчитываемым от оси x' (x).

Динамическая неуравновешенность (ДН) диска характеризуется угловым отклонением его главной центральной оси инерции z_u от оси z_b , касательной к линии вала на постоянный угол ε . Угловое положение ДН будем определять углом $\varphi_u = \omega t + \delta$ между осями x' и z_u^* (рисунок 1б, в). Последняя ось является проекцией оси z_u' на плоскость $x' y'$, а постоянный угол δ представляет собой угол между направлениями СН и ДН ротора и, наряду с e и ε , определяется особенностями конструкции и технологии изготовления ротора.

При указанных допущениях уравнения пространственного движения диска с учетом гироскопического эффекта (см., например, [1, 10]) имеют вид

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + K_{11}x - K_{12}\beta &= Me\omega^2 \cos \omega t ; \\ J\ddot{\beta} - K_{21}x + K_{22}\beta - J_z\omega\gamma &= -(J_z - J)\varepsilon\omega^2 \cos(\omega t + \delta) ; \\ M\ddot{y} + K_{11}y - K_{12}\gamma &= Me\omega^2 \sin \omega t ; \\ J\ddot{\gamma} + K_{21}y + K_{22}\gamma + J_z\omega\beta &= (J_z - J)\varepsilon\omega^2 \sin(\omega t + \delta), \end{aligned} \quad (1)$$

где x, y – координаты точки O крепления диска на валу; J, J_z – экваториальный и полярный массовые моменты инерции диска; $K_{11}, K_{22}, K_{12}=K_{21}$ – коэффициенты жесткости вала.

Частное решение этой системы дифференциальных уравнений (соответствующее вынужденным колебаниям диска ротора под действием его неуравновешенностей) имеет вид

$$\begin{aligned} x &= a \cos \omega t - b \sin \omega t ; & y &= b \cos \omega t + a \sin \omega t ; \\ \beta &= f \cos \omega t - h \sin \omega t ; & \gamma &= -h \cos \omega t - f \sin \omega t , \end{aligned} \quad (2)$$

где

$$\begin{aligned} a &= \omega^2 \left[(K_{22} + (J_z - J)\omega^2) Me - K_{12}(J_z - J)\varepsilon \cos \delta \right] / D ; \\ b &= -\omega^2 K_{12}(J_z - J)\varepsilon \sin \delta / D ; & h &= -\omega^2 (K_{11} - M\omega^2) (J_z - J)\varepsilon \sin \delta / D ; \\ f &= \omega^2 \left[-(K_{11} - M\omega^2) (J_z - J)\varepsilon \cos \delta + K_{21} Me \right] / D ; \\ D &= (K_{11} - M\omega^2) (K_{22} + (J_z - J)\omega^2) - K_{12} K_{21} . \end{aligned} \quad (3)$$

Анализ частных случаев пространственных колебаний ротора. Из уравнений (1)-(3) видно, что взаимное расположение неуравновешенностей ротора (угол δ) может оказывать влияние на характер колебательного движения. Причем при определенных значениях параметров, входящих в (3), возможны частные случаи, когда те или иные составляющие колебательного процесса обращаются в нуль. Рассмотрим данные частные случаи.

а) Частный случай отсутствия поперечных колебаний диска ($x=y=0$) имеет место, если $a=b=0$ в (2). Из выражений (3) следует, что это условие может выполняться при некоторой скорости вращения вала $\omega = \omega_x$, определяемой из уравнений (при $D \neq 0$):

$$(K_{22} + (J_z - J)\omega_x^2) Me - K_{12}(J_z - J)\varepsilon \cos \delta = 0 ; \quad K_{12}(J_z - J)\varepsilon \sin \delta = 0 .$$

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

Отсюда приходим к выводу, что поперечные колебания диска будут отсутствовать при следующих условиях:

$$\omega_x^2 = -\frac{K_{22}}{J_z - J} + \frac{K_{12}\varepsilon}{Me} \cos \delta; \quad \delta = \begin{cases} 0, & \text{если } K_{12} > 0; \\ \pi, & \text{если } K_{12} < 0; \end{cases} \quad \frac{|K_{12}|\varepsilon}{Me} \geq \frac{K_{12}}{J_z - J}. \quad (4)$$

Здесь учтено очевидное условие $\omega_x^2 \geq 0$, а также $(J_z - J) \geq 0$, что для реальных роторов, как правило, верно. Отметим, кроме того, что знак величины жесткости K_{12} (K_{21}) может быть различным в зависимости от расположения диска на вале. Например, при размещении диска между опорами ближе к правой из них в принятой системе координат будет $K_{12} < 0$.

Как следует из (1)-(4), при $\omega = \omega_x$ угловые колебания диска будут совершаться с амплитудой, равной $Me\omega_x^2/K_{21}$.

б) Частный случай отсутствия угловых колебаний диска ($\beta = \gamma = 0$) имеет место, если в (2) положить $f = h = 0$, что может выполняться при определенной скорости вращения вала $\omega = \omega_\beta$. Аналогичным образом из (3) можно получить следующие условия отсутствия угловых колебаний диска

$$\omega_\beta^2 = \frac{K_{11}}{M} - \frac{K_{21}}{J_z - J} \cdot \frac{e}{\varepsilon \cos \delta};$$

$$\delta = \begin{cases} 0, & \text{если } \left(K_{21} > 0 \text{ и } \frac{K_{11}}{M} > \frac{K_{21}e}{(J_z - J)\varepsilon} \right) \text{ или } K_{21} < 0; \\ \pi, & \text{если } \left(K_{21} < 0 \text{ и } \frac{K_{11}}{M} > \frac{|K_{21}|e}{(J_z - J)\varepsilon} \right) \text{ или } K_{21} > 0. \end{cases} \quad (5)$$

Причем на этой скорости вращения амплитуда поперечных колебаний ротора равна $(J_z - J)\varepsilon\omega_\beta^2/K_{21}$.

Физические причины возможности появления двух указанных частных случаев движения ротора поясняются на рисунке 2. При вращении ротора его СН и ДН вызывают появление неуравновешенных силы инерции P_u и момента сил инерции M_u . В зависимости от взаимного расположения неуравновешенностей ротора, что определяется углом $\delta = 0$ или π , силовые факторы P_u и M_u могут стремиться деформировать вал либо в одну, либо в противоположные стороны. В первом случае происходит усиление колебаний, а во втором амплитуды колебаний снижаются, причем при выполнении условий (4) (или (5)) на определенной скорости вращения ω_x (или ω_β) поперечные (или угловые) колебания полностью компенсируются противоположно действующими силовыми факторами. На рисунке 2 пунктирными линиями показаны деформированные линии вала при докритическом режиме вращения.

В качестве примера рассмотрим колебания ротора с консольно расположенным тонким диском (рисунке 2). В этом случае [2, 6]

$$K_{11} = 12 \frac{EJ_B}{L^3} \frac{3 - 2\alpha}{(1 - \alpha)^3(3 + \alpha)}; \quad K_{22} = 12 \frac{EJ_B}{L} \frac{1}{(1 - \alpha)(3 + \alpha)};$$

$$K_{12} = K_{21} = 6 \frac{EJ_B}{L^2} \frac{3 - \alpha}{(1 - \alpha)^2(3 + \alpha)}; \quad \alpha = \frac{l}{L}; \quad J_B = \frac{\pi d_B^4}{64}; \quad J_z = 2J = 0,5MR^2,$$

где R – радиус диска; l, L – расстояние между опорами ротора и его полная длина; E – модуль упругости материала вала; d_B – диаметр вала.

В дальнейших расчетах приняты следующие значения параметров: $M = 40$ кг; $R = 0,3$ м; $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; $d_B = 0,04$ м; $L = 1,125$ м; $\alpha = 0,5$. При этом критическая скорость вращения составляет

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

$p=111,2$ рад/с.

Будем интересоваться прежде всего колебаниями при $\delta=0$ или π . На рисунке 3 показаны рассчитанные амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) поперечных (x_0) и угловых (β_0) колебаний диска при различных значениях его неуравновешенности, приведенных в таблице 1.

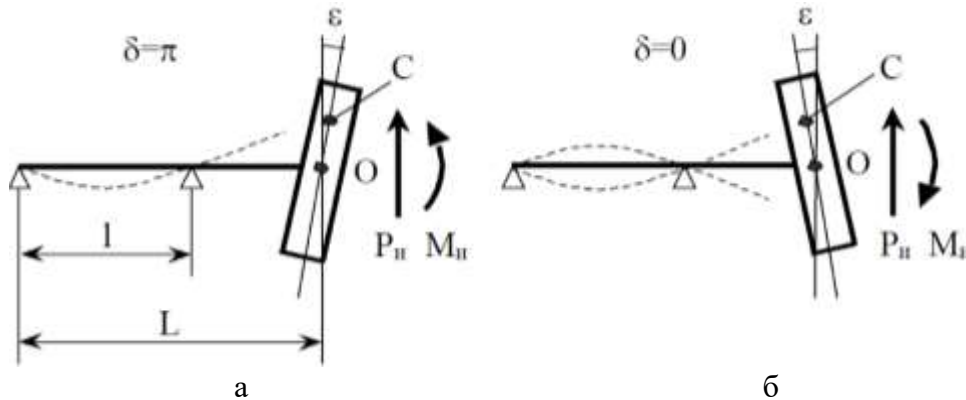


Рисунок 2 – Воздействие силовых факторов на неуравновешенный ротор:
а – однонаправленное воздействие силовых факторов; б – компенсирующее воздействие силовых факторов

Кривые А.1 и А.2, а также Б.1 и Б.2 рассчитаны при попарно одинаковых значениях ϵ и ϵ , но различных δ , соответствующих схемам а и б на рисунке 2. Сравнение этих кривых показывает, что в зависимости от взаимного расположения неуравновешенностей ротора (угла δ) амплитуды его колебаний могут существенно отличаться. При $\delta=0$ воздействие СН и ДН частично, а на отдельных скоростях (ω_x и ω_β , см. таблицу 1) полностью компенсируют друг друга. В результате во всем диапазоне ω уровень поперечных колебаний в случае $\delta=0$ существенно ниже, чем при $\delta=\pi$, когда эти воздействия на рассматриваемый ротор сонаправлены. Эти же соотношения характерны и для амплитуд угловых колебаний при $\omega/p < 1,5$. В остальном диапазоне скоростей вращения амплитуды β_0 при $\delta=0$ и $\delta=\pi$ сопоставимы друг с другом, а при $\omega=(K_{11}/M)^{0,5}$ имеет место равенство этих амплитуд (независимо от ϵ и ϵ), что следует из (3). Исключение, однако, составляет область ω/p от 2,3 до 2,8, в которой кривые А.2 и Б.2 пересекают ось абсцисс. В этой области компенсирующим для угловых колебаний оказывается значение $\delta=\pi$, а для поперечных – по-прежнему $\delta=0$.

Таблица 1 – Значения параметров ротора

№ расчета	ϵ , м	ϵ , рад	δ , рад	ω_x/p	ω_β/p	$E_x(0)$	$E_\beta(0)$
А.1	10^{-4}	$1,63 \cdot 10^{-3}$	0	0,57	0,94	0,98	0,77
А.2	10^{-4}	$1,63 \cdot 10^{-3}$	π	-	2,60	0,98	0,77
Б.1	10^{-4}	$1,90 \cdot 10^{-3}$	0	1,80	1,14	0,84	0,66
Б.2	10^{-4}	$1,90 \cdot 10^{-3}$	π	-	2,52	0,84	0,66

Особенностью расчета Б.1 является то, что для него скорости ω_x и ω_β больше критической. При этом в области резонанса ротор движется в большей мере под воздействием ДН, чем СН. В связи с этим кривые Б.1 качественно отличаются от остальных. В существенно закритической области ($\omega \gg p$) все кривые стремятся к одинаковым по абсолютным значениям пределам. Влияние δ при этом снижается.

Очевидно, что при промежуточных значениях δ от нуля до π кривые амплитуд окажутся

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

между кривыми А.1 и А.2 (Б.1 и Б.2), показывающими их крайние положения. Вычисления показывают, что, например, в диапазоне ω от нуля до p для значений параметров в расчетах А.1 и А.2 амплитуда поперечных колебаний x_0 может отличаться в 50 и более раз в зависимости от значения δ . Очевидно, что степень влияния δ будет тем больше, чем ближе друг к другу окажутся силовые воздействия СН и ДН на деформацию вала.

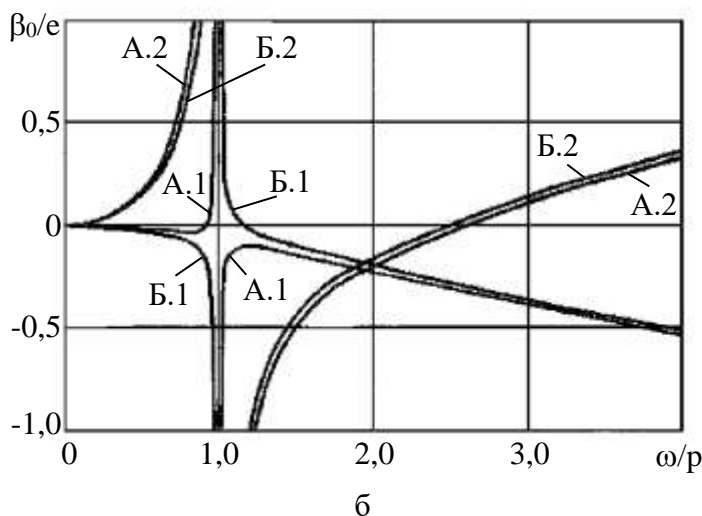
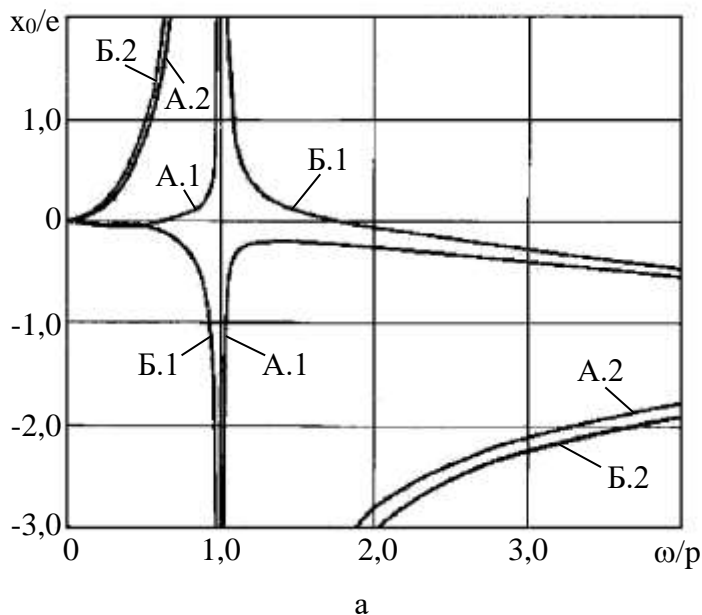


Рисунок 3 – Амплитудно-частотные характеристики поперечных (а) и угловых (б) колебаний неуравновешенного ротора

Для количественной оценки чувствительности ротора к параметру δ введем коэффициенты влияния его неуравновешенностей на прогиб (E_x) и угол поворота (E_β) диска, представляющие собой отношения абсолютных значений амплитуд прогибов (углов поворота), вызываемых раздельным воздействием СН и ДН. Выражения для них вытекают из (3), если учесть, что слагаемые в этих формулах выражают раздельные влияния ϵ и ϵ на деформацию ротора:

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

$$E_x = \frac{x_0(\varepsilon = 0)}{x_0(e = 0)} = \frac{K_{22} + (J_z - J)\omega^2}{|K_{12}|} \frac{M}{J_z - J} \frac{e}{\varepsilon};$$

$$E_\beta = \frac{\beta_0(\varepsilon = 0)}{\beta_0(e = 0)} = \frac{|K_{21}|}{|K_{11} - M\omega^2|} \frac{M}{J_z - J} \frac{e}{\varepsilon}. \quad (6)$$

Отсюда видно, что эти величины зависят от скорости вращения, в качестве которой корректнее всего взять рабочую или другую характерную (например, ноль или p) при качественном анализе.

Если коэффициент чувствительности E_x (E_β) больше единицы, то преобладающее влияние на поперечные (угловые) колебания оказывает СН ротора, а если меньше единицы, то - ДН. Равенство этого коэффициента единице (на определенной скорости вращения) означает, что воздействия обоих видов неуравновешенности одинаково, а влияние δ на уровень колебаний будет наибольшим. В последнем случае при компенсирующем расположении СН и ДН один из видов колебаний будет отсутствовать (см. графики на рисунке 3).

Из рассмотренных выше частных случаев вытекает потенциальная возможность еще одного частного случая движения ротора, когда полностью отсутствуют как его поперечные, так и угловые колебания ($x=y=\beta=\gamma=0$). Однако, в работе [10] показано, что потенциально возможный (и желательный) частный случай полного отсутствия колебаний ротора на практике нереализуем, поскольку он совпадает с резонансным режимом работы роторной машины.

В заключении укажем еще некоторые свойства скоростей вращения ω_x и ω_β (помимо указанных выше). Можно доказать, что:

- 1) если $\omega_x > p$, то и $\omega_\beta > p$ и наоборот, т.е. значения скоростей вращения ω_x и ω_β всегда находятся по одну сторону от критической скорости вращения ротора;
- 2) Имеет место соотношение $|\omega_x - p| > |\omega_\beta - p|$, т.е. ω_β по своей величине всегда ближе к критической скорости p , чем ω_x .

Выводы. Установлено, что взаимное расположение СН и ДН ротора, характеризуемое углом δ , при определенных сочетаниях его параметров может существенно влиять на амплитуды его поперечных и угловых колебаний. В зависимости от расположения диска на роторе одно из двух значений $\delta=0$ или π является компенсирующим, при котором во всем диапазоне скоростей вращения наблюдается существенно пониженный уровень вибрации (по сравнению с другим крайним случаем значения δ при тех же e и ε). Кроме того, заметно сужается область резонансного повышения амплитуд колебаний, что облегчает условия прохождения ротора через критическую скорость. Для исследованного случая консольного расположения диска компенсирующим является $\delta=0$.

На отдельных скоростях вращения возможно отсутствие поперечных или угловых колебаний диска при выполнении условий (4) или (5). Полное отсутствие колебаний невозможно, поскольку скорость вращения, при которой это могло бы иметь место, совпадает с критической.

Степень влияния взаимного расположения СН и ДН на амплитуды колебаний ротора зависит от его упруго-массовых свойств, параметров неуравновешенности и режима работы и может быть количественно оценена с помощью предложенных в работе коэффициентов влияния E_x и E_β (см. (6)). Чем ближе значения этих коэффициентов к единице, тем больше влияние δ . В последнем случае можно рекомендовать при отработке конструкции и технологии изготовления ротора уделять внимание не только собственно значениям СН и ДН, но и обеспечению благоприятного (компенсирующего) их взаимного расположения.

Список использованной литературы:

1. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.: Издательство АН СССР, 1959. 247 с.

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

2. Дондошанский В.К. Динамика и прочность судовых газотурбинных двигателей. Л.: Судостроение, 1978. 336 с.
3. Genta G. *Dynamics of Rotating Systems*. New York: Springer, 2005. 658 p.
4. Королёв В.В. Диагностика и контроль механических напряжений и вибраций в судовых электротехнических комплексах и системах // Эксплуатация морского транспорта. 2010. № 3(61). С. 52-57. <https://aumsu.ru/vypuski>
5. Соколов С.А., Яшонков А.А., Яковлев О.В. Исследование параметрической надежности технологического оборудования по шумовым характеристикам // Вестник КГМТУ. 2021. Вып.3. С. 110-123. <https://www.ejkgmtu.ru/>
6. Справочник по балансировке / М.Е. Левит и др. М.: Машиностроение, 1992. 464 с.
7. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. М.: Машиностроение, 1999. 344 с.
8. Yupeng Wang, Yumin He, Qijiang Yang, Ming Cheng, Songcheng Pu, Jingtai Chen, Zheng Wang. Study on vibration characteristics of ship bearing rotor system under pitching // Proc. SPIE 12339, Second International Conference on Cloud Computing and Mechatronic Engineering (I3CME 2022), 123390N (28 September 2022). <https://doi.org/10.1117/12.2654884>
9. Xuan Xie, Ming Li, Xiaolei Du. Nonlinear dynamics of marine rotor-bearing system coupled with vibration isolation structure subject to ship rolling motion // Applied Mathematical Modeling. 2022. Volume 103. Pages 344-359. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2021.10.049>
10. Горбенко А.Н. Совместное влияние статической и динамической неуравновешенности на движение ротора // Сборник научных работ УГМТУ. – Николаев: Украинский государственный морской технический университет. 2000. №2 (368). – С. 98-107.

References:

1. Dimentberg F.M. *Izhibnye kolebaniya vrashchayushchihsya valov* [Bending vibrations of rotating shafts]. М., Izdatel'stvo AN SSSR, 1959, 247 p. (In Russian).
2. Dondoshanskij V.K. *Dinamika i prochnost' sudovyh gazoturbinyh dvigatelej* [Dynamics and strength of marine gas turbine engines]. Л., Sudostroenie, 1978, 336 p. (In Russian).
3. Genta G. *Dynamics of Rotating Systems*. New York., Springer, 2005. 658 p.
4. Korolyov V.V. Diagnostika i kontrol' mekhanicheskikh napryazhenij i vibracij v sudovyh elektrotekhnicheskikh kompleksah i sistemah [Diagnostics and control of mechanical stresses and vibrations in ship electrical complexes and systems]. *Ekspluatatsiya morskogo transporta* [Operation of maritime transport], 2010, no. 3(61), pp. 52-57. <https://aumsu.ru/vypuski> (In Russian).
5. Sokolov S.A., YAshonkov A.A., YAKovlev O.V. Issledovanie parametricheskoj nadezhnosti tekhnologicheskogo oborudovaniya po shumovym harakteristikam [Study of parametric reliability of process equipment based on noise characteristics]. *Vestnik KGMTU* [Bulletin of KSM TU], 2021, no.3, pp. 110-123. <https://www.ejkgmtu.ru/> (In Russian).
6. *Spravochnik po balansirovke* [Balancing Guide] / М.Е. Levit and etc. М., Mashinostroenie, 1992, 464 p. (In Russian).
7. Gol'din A.S. *Vibraciya rotornyh mashin* [Vibration of rotary machines]. М., Mashinostroenie, 1999, 344 p. (In Russian).
8. Yupeng Wang, Yumin He, Qijiang Yang, Ming Cheng, Songcheng Pu, Jingtai Chen, Zheng Wang. Study on vibration characteristics of ship bearing rotor system under pitching. *Proc. SPIE 12339, Second International Conference on Cloud Computing and Mechatronic Engineering (I3CME 2022)*, 123390N (28 September 2022). <https://doi.org/10.1117/12.2654884>
9. Xuan Xie, Ming Li, Xiaolei Du. Nonlinear dynamics of marine rotor-bearing system coupled with vibration isolation structure subject to ship rolling motion. *Applied Mathematical Modeling*, 2022, Volume 103, pp 344-359. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2021.10.049>
10. Gorbenko A.N. Sovmestnoe vliyanie staticheskoy i dinamicheskoy neuravnoveshehnosti na dvizhenie rotora [Combined influence of static and dynamic imbalance on rotor motion]. *Sbornik nauchnyh rabot UGMTU* [Collection of scientific works of UGMTU] – Nikolaev: Ukrainskij gosudarstvennyj morskoy tekhnicheskij universitet, 2000, no.2 (368), pp. 98-107.

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

Сведения об авторах / Information about authors

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
Шаратов Алексей Сергеевич	канд. техн. наук, доцент кафедры судовых энергетических установок, Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 relicts@yandex.ru
Sharatov Aleksei Sergeevich	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 relicts@yandex.ru

Богатырева Е.В., Ивановская А.В.

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ СИСТЕМЫ «ВАЕР-ТРАЛ»

Аннотация. При решении задач, связанных с определением гидродинамического сопротивления, в ряде случаев приходится учитывать деформацию свободной поверхности, вызванную неустановившимся давлением взаимодействия. В настоящей работе определяется деформация свободной поверхности, развивающаяся за короткий промежуток времени под действием быстро меняющегося давления. Решение ищется приближенным путем – в виде степенного ряда, а также используется линейная теория. Решение поставленной задачи представлено в виде суммы решений трех частных задач. Заданы граничные и краевые условия. Получено уравнение деформации свободной поверхности при действии быстро меняющегося давления. В качестве примера использования найденного решения рассмотрено действие давления на невозмущенную свободную поверхность. Полученные результаты позволяют оценить факторы, влияющие на гидродинамическое сопротивление движения системы.

Ключевые слова: гидродинамическое сопротивление, краевые задачи, деформация свободной поверхности, безвихревое движение, воздушная прослойка.

Bogatyreva E.V., Ivanovskaya A.V

FACTORS AFFECTING THE HYDRODYNAMIC RESISTANCE OF MOTION OF THE SYSTEM “CABLE-TRAWL”

Annotation. When solving problems related to determining hydrodynamic resistance, in a number of cases it is necessary to take into account the deformation of the free surface caused by an unsteady interaction pressure. In this work, we determine the deformation of a free surface that develops over a short period of time under the influence of rapidly changing pressure. The solution is sought in an approximate way - in the form of a power series, and linear theory is also used. The solution to the problem posed is presented as a sum of solutions to three particular problems. Boundary and boundary conditions are set. The equation of deformation of a free surface under the action of rapidly changing pressure is obtained. As an example of using the found solution, the effect of pressure on an unperturbed free surface is considered. The results obtained will allow us to evaluate the factors affecting the hydrodynamic resistance of the system movement.

Keywords: hydrodynamic resistance, boundary value problems, free surface deformation, vortex-free motion, air layer.

Введение. При решении задач, связанных с определением гидродинамического сопротивления, в ряде случаев приходится учитывать деформацию свободной поверхности, вызванную неустановившимся давлением взаимодействия [1, 2].

В работах [3-6] проводились исследования по прогнозированию поведения элементов системы «ваер-трал», определению факторов, негативно влияющих на безопасность судна. Однако, например, при оценке ударных давлений, действующих на днище судна при слемминге, необходимо определять деформацию свободной поверхности, которая непосредственно влияет на характеристики воздушной прослойки, образующейся между днищем судна и свободной поверхностью.

Целью исследования является определение деформации свободной поверхности при заданном законе распределения, что может быть применено для оценки гидродинамического сопротивления при движении системы «ваер-трал».

Материалы и методы исследования. В настоящей работе определяется деформация свободной поверхности, развивающаяся за короткий промежуток времени (менее 0,5 сек) под

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

действием быстро меняющегося давления. Решение ищется приближенным путем – в виде степенного ряда, а также используется линейная теория.

Результаты исследования и их обсуждение.

Пусть на участке свободной поверхности (a, b) безграничной, несжимаемой и невязкой жидкости, уже деформированной к моменту $t = 0$, начинает действовать давление $p(x, t)$. Начало координат, как обычно, поместим на линии невозмущенной свободной поверхности (ось x), а ось y направим вертикально вверх.

Считая, что движение жидкости безвихревое, введем потенциал скоростей $\varphi(x, y, t)$, который должен удовлетворять уравнению Лапласа

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = 0 \quad (1)$$

при $-\infty < y < 0; t \geq 0$

и следующим граничным условиям на свободной поверхности ($y = 0$):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \zeta}{\partial t} = \frac{\partial \varphi}{\partial y}; \\ \frac{\partial \varphi}{\partial t} + g\zeta = -\frac{1}{\rho} p(x, t); \\ \text{при } t \geq 0 \end{array} \right. \quad (2)$$

где $\zeta(x, t)$ – отклонение свободной поверхности от невозмущенного уровня (от оси Ox); ρ – плотность жидкости.

Функция $\varphi(x, y, t)$ – гармоническая, поэтому ее значения в любой точке области существования однозначно определяются граничными условиями. Следовательно, заданные начальные условия для $\varphi(x, y, t)$ на свободной поверхности определяют начальные условия в любой точке области, занимаемой жидкостью. В качестве начальных условий имеем

$$\left\{ \begin{array}{l} \zeta(x, 0) = f_1(x); \\ \frac{\partial \zeta(x, 0)}{\partial t} = f_2(x). \end{array} \right. \quad (3)$$

что при $p(x, 0)$ эквивалентно

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \varphi(x, 0, 0)}{\partial y} = f_2(x); \\ \frac{\partial \varphi(x, 0, 0)}{\partial t} = -gf_1(x). \end{array} \right. \quad (4)$$

Условия (2) сводятся к граничному условию для потенциала свободной поверхности

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + g \frac{\partial \varphi}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial t} \quad \text{при } t \geq 0. \quad (5)$$

Кроме того, так как область существования функции $\varphi(x, y, t)$ бесконечна, нужно принять, что в каждый момент времени t величины $|\varphi|$, $\left| \frac{\partial \varphi}{\partial t} \right|$, $|\text{grad} \varphi|$ и $\left| \text{grad} \frac{\partial \varphi}{\partial t} \right|$ равномерно ограничены на бесконечности.

Решение поставленной выше задачи представим в виде суммы решений трех частных задач, а именно

$$\varphi(x, y, t) = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 \quad (6)$$

Определим следующие условия каждой частной задачи

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

1. В момент $t = 0$ имеется отклонение свободной поверхности $f_1(x)$, а скорость ее движения равна нулю. Давление на свободной поверхности отсутствует. Тогда

$$\left\{ \begin{array}{l} \zeta(x, 0) = -\frac{1}{g} \cdot \frac{\partial \varphi_1(x, 0, 0)}{\partial t} = f_1(x); \\ \frac{\partial \zeta(x, 0)}{\partial t} = \varphi_1(x, 0, 0) = 0; \\ p(x, t) = 0 \end{array} \right\} \quad (7)$$

2. В момент $t = 0$ скорость движения свободной поверхности описывается функцией $f_2(x)$. Отклонение свободной поверхности в момент $t = 0$ равно нулю, а давление все время равно нулю, т.е.

$$\left\{ \begin{array}{l} -g \frac{\partial \zeta(x, 0)}{\partial t} = \frac{\partial^2 \varphi_2(x, 0, 0)}{\partial t^2} = -g f_2(x); \\ \zeta(x, 0) = \frac{\partial \varphi_2(x, 0, 0)}{\partial t} = 0; \\ p(x, t) = 0 \end{array} \right\} \quad (8)$$

3. В момент $t = 0$ на невозмущенную свободную поверхность на участке (a, b) начинает действовать давление $p(x, t)$. Следовательно

$$\left\{ \begin{array}{l} \zeta(x, 0) = \frac{\partial \zeta(x, 0)}{\partial t} = 0 \\ p(x, t) = \begin{cases} f(x, t) & \text{при } a \leq x \leq b \\ 0 & \text{при } x < a; x > b \end{cases} \end{array} \right\} \quad (9)$$

При рассмотрении задачи 3 представим давление в виде суммы последовательно действующих импульсов $\delta(t - \tau)p(x, \tau)$

$$p(x, t) = \int_0^t \delta(t - \tau)p(x, \tau) d\tau, \quad (10)$$

где $\delta(t - \tau)$ – импульсивная дельта-функция Дирака.

Так как уравнения (1) и (5) линейные, то сумма решений, соответствующих импульсивным возмущениям, также будет решением этих уравнений. Поэтому необходимо найти решение для случая действия импульса импульсов $\delta(t - \tau)p(x, \tau)$ в момент $t = \tau$. Граничные и начальные условия для этого случая

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 \Phi(x, 0, t)}{\partial t^2} + g \frac{\partial \Phi(x, 0, t)}{\partial y} = 0 \quad \text{при } t \geq \tau; \\ \frac{\partial \Phi(x, 0, t=0)}{\partial t} = \zeta(x, t = \tau) = 0; \\ \Phi(x, 0, t = \tau) = -\frac{1}{\rho} \delta(t - \tau)p(x, \tau) = F_\tau(x). \end{array} \right\} \quad (11)$$

Уравнения (11) дают краевые условия на свободной поверхности. Определим их для всей жидкости. Первое равенство (11) будет иметь силу для любой точки области, занимаемой жидкостью [7], следовательно

$$\frac{\partial^2 \Phi(x, y, t)}{\partial t^2} = -g \frac{\partial \Phi(x, y, t)}{\partial y} \quad \text{при } t > \tau \quad (12)$$

Второе равенство (11) определяет гармоническую функцию $\frac{\partial \Phi(x, y, t=\tau)}{\partial t}$, граничное значение которой на всей оси Ox равно нулю. Следовательно, эта функция тождественно равна

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

нулю для всех точек полуплоскости $y \leq 0$, т.е.

$$\frac{\partial \Phi(x, y, t = \tau)}{\partial t} = 0 \quad (13)$$

Третье равенство дает граничное значение на оси Ox гармонической функции $\Phi(x, y, t = \tau)$.

Вертикальная скорость движения свободной поверхности [8]:

$$\frac{\partial \Phi(x, y, t = \tau)}{\partial y} = -\frac{1}{\pi} \int_a^b \frac{\partial F_\tau(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{d\xi}{\xi - x} \quad (14)$$

Вертикальная скорость свободной поверхности будет определена во всех точках, если заданная функция распределения давления $F_\tau(x)$ непрерывна и имеет непрерывную производную на всем промежутке (a, b) , включая его концы.

Представим потенциал в виде ряда Тейлора

$$\Phi(x, y, t) = \Phi(x, y, t = \tau) + \frac{\partial \Phi(x, y, t = \tau)}{\partial t} \cdot \frac{(t - \tau)}{1!} + \frac{\partial^2 \Phi(x, y, t = \tau)}{\partial t^2} \cdot \frac{(t - \tau)^2}{2!} + \dots \quad (15)$$

При достаточно гладких начальных условиях в области малых значений $t - \tau$ этот ряд быстро сходится, поэтому можно ограничиться первыми тремя его членами. Тогда с учетом (12) и (13) ряд (15) примет вид

$$\Phi(x, y, t) = \Phi(x, y, t = \tau) - g \frac{\partial \Phi(x, y, t = \tau)}{\partial y} \cdot \frac{(t - \tau)^2}{2}. \quad (16)$$

Потенциал движения жидкости, соответствующий условиям (9), будет

$$\varphi_3(x, y, t) = \int_0^t \Phi(x, y, t = \tau) d\tau - g \int_0^t \frac{\partial \Phi(x, y, t = \tau)}{\partial y} \cdot \frac{(t - \tau)^2}{2} d\tau. \quad (17)$$

Деформация свободной поверхности

$$\zeta_3(x, t) = \lim_{y \rightarrow 0} \int_0^t d\bar{\tau} \left[\int_0^{\bar{\tau}} \frac{\partial^2 \Phi(x, y, t = \tau)}{\partial y^2} d\tau - g \frac{\partial^2 \Phi(x, y, t = \tau)}{\partial y^2} \cdot \frac{(t - \tau)^2}{2} d\tau \right]. \quad (18)$$

Учитывая (1), (10), (11) и (14), получим

$$\zeta_3(x, t) = \frac{1}{\pi\rho} \int_0^t d\bar{\tau} \int_0^{\bar{\tau}} \left[\int_a^b \frac{\partial p(\xi, \tau)}{\partial \xi} \cdot \frac{d\xi}{\xi - x} - g \frac{\partial^2 p(x, \tau)}{\partial x^2} \cdot \frac{(t - \tau)^2}{2} \right] \cdot d\tau. \quad (19)$$

Формулы (17) и (19) дают решение третьей задачи.

Получим решение для первых двух задач. Обозначим

$$\overline{\varphi}_1 = \frac{\partial \varphi_1}{\partial t}; \quad \overline{\varphi}_2 = \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2}. \quad (20)$$

Каждая функция φ_i также гармоническая и удовлетворяет условиям, аналогичным (11)

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

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{\varphi}_i(x, 0, 0) = -gf_1(x); \\ \frac{\partial \bar{\varphi}_i(x, 0, 0)}{\partial t} = 0; \\ \frac{\partial^2 \bar{\varphi}_i(x, 0, t)}{\partial t^2} = -g \frac{\partial \bar{\varphi}_i(x, 0, t)}{\partial y} \\ \text{при } t \geq 0. \end{array} \right\}$$

Деформация свободной поверхности при действии быстро меняющегося давления будет:

$$\zeta(x, t) = f_1(x) + f_2(x)t + \frac{gt^2}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial f_1(\xi)}{\partial \xi} \cdot \frac{d\xi}{\xi-x} + \frac{1}{\pi\rho} \int_0^t d\bar{\tau} \int_0^{\bar{\tau}} \left[\int_a^b \frac{\partial p(\xi, \tau)}{\partial \xi} \cdot \frac{d\xi}{\xi-x} - g \frac{\partial^2 p(x, \tau)}{\partial x^2} \cdot \frac{(t-\tau)^2}{2} \right] d\tau. \quad (21)$$

В качестве примера использования формулы (16) рассмотрим действие давления на невозмущенную свободную поверхность $f_1 = f_2 = 0$. Интеграл в равенстве (14) относится к типу Коши [8, 9]. Так как $F_\tau(\infty) = 0$, этот интеграл сходится при всех значениях z , не лежащих на действительной оси. Для действительных значений $z = x$ интеграл следует понимать в смысле главного значения, всегда существующего, если функция в окрестности точки $\xi = x$ удовлетворяет условию Гельдера

$$|F_\tau(\xi_1) - F_\tau(\xi_2)| \leq A|\xi_1 - \xi_2|^\lambda,$$

где $0 \leq \lambda \leq 1$; A – постоянное положительное число; $(\xi_1 - \xi_2)$ – интервал, включающий точку $\xi = x$.

Функция $p(x, t)$ непрерывно дифференцируется на всем промежутке $(-b, b)$. Формула (21) в этом случае примет безразмерный вид

$$\bar{\zeta}(\bar{x}, t) = -\frac{A}{2\rho b^2} \left[\int_{-1}^1 \frac{\sin\pi \bar{\xi} d\bar{\xi}}{\bar{\xi} - \bar{x}} \int_0^t d\bar{\tau} \int_0^{\bar{\tau}} f(\tau) d\tau - \frac{g\pi}{b} \cos\pi\bar{x} \int_0^t d\bar{\tau} f(\tau) \frac{(t-\tau)^2}{2} d\tau \right], \quad (22)$$

где $\bar{\xi} = \frac{\xi}{b}$; $\bar{x} = \frac{x}{b}$; $\bar{\tau} = \frac{\tau}{b}$.

Рассмотрим интеграл

$$I = \int_{-1}^1 \frac{\sin\pi \bar{\xi} d\bar{\xi}}{\bar{\xi} - \bar{x}}. \quad (23)$$

Представим его следующим образом:

$$I = \sin\pi \bar{x} \int_{-\pi(1+\bar{x})}^{\pi(1-\bar{x})} \frac{\cos u}{u} du + \cos\pi\bar{x} \int_{-\pi(1+\bar{x})}^{\pi(1-\bar{x})} \frac{\sin u}{u} du. \quad (24)$$

Окончательно формула (23) для различных значений \bar{x} приводится к следующим равенствам

при $|\bar{x}| < 1$

$$I = \sin\pi|\bar{x}| |\text{Ci}\pi(1 - |\bar{x}|) - \text{Ci}\pi(1 + |\bar{x}|)| + \cos\pi|\bar{x}| |\text{Si}\pi(1 - |\bar{x}|) + \text{Si}\pi(1 + |\bar{x}|)|; \quad (25)$$

при $|\bar{x}| = 1$

$$I = -\text{Si}(2\pi) \cong -1,418; \quad (26)$$

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

при $|\bar{x}| > 1$

$$I = \sin\pi|\bar{x}||\text{Ci}\pi(|\bar{x}| - 1) - \text{Ci}\pi(|\bar{x}| + 1)| - \cos\pi|\bar{x}||\text{Si}\pi(|\bar{x}| - 1) - \text{Si}\pi(|\bar{x}| + 1)|. \quad (27)$$

В формулах (25) – (27) Ci , Si – интегральные синус и косинус соответственно [9, 10].

Таким образом, равенства (21), (22) и (25) – (27) позволяют определить деформацию свободной поверхности за период времени $t < 0,5$ сек при заданном выше законе распределения.

Выводы. Полученное в работе уравнение деформации свободной поверхности позволит учесть деформацию свободной поверхности, вызванную неустановившимся давлением взаимодействия. Результаты данных исследований необходимы, когда требуется оценить факторы, влияющие на гидродинамическое сопротивление движения системы, например, при работе лебедки во время спуска-подъема и буксировки объекта.

Список использованной литературы:

1. *Smith F. T., Li L., Wu G. X.* Air cushioning with a lubrication / inviscid balance // J. Fluid Mech. 2003. V. 482. P. 291-318. EDN: LZCCNL
2. *Hicks P. D., Ermanyuk E. V., Gavrilov N. V., Purvis R.* Air trapping at impact of a rigid sphere onto a liquid // J. Fluid Mech. 2012. V. 695. P. 310-320. EDN: PDMGNF
3. *Стокер Дж. Дж.* Волны на воде. М: Издательство иностранной литературы. 1959. 620 с.
4. *Finkelstain A.B.* Unital value problem for transient water waves. Comm. Pure and appl. Math., v.10,1957.
5. *Wehausen I., Laitone E.* Surface waves. Encyclopedia of physics, edited by S. Flugge, v. IX, 1960.
6. *Ивановская, А. В.* Векторное представление троса в системе «лебедка - трос - буксируемый объект» / *А. В. Ивановская, Е. В. Богатырева, Т. И. Гумена* // Инновационные направления интеграции науки, образования и производства : Сборник материалов IV Международной научно-практической конференции, Феодосия, 10–14 мая 2023 года. – Керчь: ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет». 2023. С. 136-139. – EDN VAVEWV.
7. *Лойцянский Л. Г.* Механика жидкости и газа. М.: Дрофа, 2003. 840 с.
8. *Hans C. Mayer, Krechetnikov R.* Flat plate impact on water. Journal of Fluid Mechanics , Volume 850 , 10 September 2018 , pp. 1066 – 1116. DOI: <https://doi.org/10.1017/jfm.2018.461> [Opens in a new window]
9. *Гахов Ф.Д.* Краевые задачи. М.: Наука, 1977. 640 с.
10. *Чарльз Генри Эдвардс , Дэвид Э. Пенни.* Дифференциальные уравнения и краевые задачи: моделирование и вычисление с помощью Mathematica, Maple и MATLAB. – М.: Вильямс, 2016. 1104 с.

References:

1. *Smith F. T., Li L., Wu G. X.* Air cushioning with a lubrication / inviscid balance // J. Fluid Mech. 2003. V. 482. P. 291-318. EDN: LZCCNL
2. *Hicks P. D., Ermanyuk E. V., Gavrilov N. V., Purvis R.* Air trapping at impact of a rigid sphere onto a liquid // J. Fluid Mech. 2012. V. 695. P. 310-320. EDN: PDMGNF
3. *Stoker Dzh. Dzh. Volny na vode.* [Waves on the water] M: Izdatel'stvo inostrannoj literatury Дж. Дж. Волны на воде. Moscow: House of foreign literature Publ. 1959.
4. *Finkelstain A.B.* Unital value problem for transient water waves. Comm. Pure and appl. Math., v.10,1957.
5. *Wehausen I., Laitone E.* Surface waves. Encyclopedia of physics, edited by S. Flugge, v. IX, 1960.

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

6. Ivanovskaya A. V., Bogatyreva E.V., Gumena T.I. *Vektornoe predstavlenie trosa v sisteme «lebedka - tros - buksiruemii objekt»* [Vector representation of a rope in the "winch - rope - towed object" system]. – 2023.– pp.– 136-139.
7. Loitsyanskii L. G. (2003) *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Fluid and gas mechanics] Moscow.: Drofa Publ.
8. Hans C. Mayer, Krechetnikov R. (2018) Flat plate impact on water. *Journal of Fluid Mechanics*.
9. Gakhov F.D. *Kraevie zadachi* [Boundary value problems] Moscow.: Nauka Publ. 1977. 640 p.
10. Charlz Genri Edvards, Devid E. Penni *Differentsialnie uravneniya i kraevie zadachi: modelirovanie i vychislenie s pomoshchyu Mathematica, Maple i MATLAB* [Differential equations and boundary value problems: modeling and calculation using Mathematica, Maple and MATLAB] Moscow.: Vilyams Publ. 2016. 1104 p.

Сведения об авторах / Information about authors

**Богатырева
Елена
Владимировна**

канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет
298309, Российская Федерация, Керчь,
ул. Орджоникидзе, 82
e-mail: arev_66@mail.ru

Bogatyreva
Elena
Vladimirovna

PhD in Engineering Science, Associate Professor of the Department of marine power plants, Kerch State Maritime Technological University, 82 Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian Federation,
e-mail: arev_66@mail.ru

**Ивановская
Александра
Витальевна**

канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет
298309, Российская Федерация, Керчь,
ул. Орджоникидзе, 82
e-mail: invkerch@yandex.ru

Ivanovskaya
Aleksandra
Vitalevna

PhD in Engineering Science, Associate Professor of the Department of marine power plants, Kerch State Maritime Technological University, 82 Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian Federation,
e-mail: invkerch@yandex.ru

Конюков В.Л., Горбенко А.Н.

ВЛИЯНИЕ НАСТРОЙКИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ СУДОВОГО ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ НА ЕГО ПОКАЗАТЕЛИ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ

Аннотация. В работе выполнен анализ чувствительности определяющих эксплуатационных показателей судового четырехтактного дизеля к изменению параметров настройки его топливной аппаратуры. Исследование выполнено расчетно-теоретическим методом с использованием результатов тестовых испытаний современного высокофорсированного четырехтактного дизеля, работающего по нагрузочной характеристике в широком диапазоне нагрузок. Получены качественные и количественные зависимости параметров рабочего процесса дизеля от величины угла опережения подачи топлива. Дана оценка чувствительности эксплуатационных параметров к увеличению абсолютного значения угла опережения подачи топлива. Установлено, что при снижении нагрузки дизеля имеет место повышение чувствительности части показателей рабочего процесса к изменению регулировочных параметров. Результаты работы будут полезны при проектировании и эксплуатации судовых дизелей.

Ключевые слова: судовой четырехтактный дизель, топливная аппаратура, угол опережения подачи топлива, нагрузочная характеристика.

Konyukov V.L., Gorbenko A.N.

INFLUENCE OF SETTING THE FUEL EQUIPMENT OF A MARINE FOUR-STROKE DIESEL ENGINE ON ITS PERFORMANCE IN VARIOUS OPERATING MODES

Abstract. The work analyzes the sensitivity of the defining performance indicators of a marine four-stroke diesel engine to changes in the settings of its fuel equipment. The study was carried out by a theoretical calculation method using shop test protocol of the modern high-powered four-stroke diesel engine operating according to the load characteristic over a wide load range. Qualitative and quantitative dependences of diesel operating process parameters on the fuel supply advance angle were obtained. An assessment is made of the sensitivity of operational parameters to an increase in the absolute value of the fuel supply advance angle. It was found that when the diesel load decreases, there is an increase in the sensitivity of some indicators of the work process to changes in control parameters. The results of the work will be useful in the design and operation of marine diesel engines.

Keywords: marine four-stroke diesel engine, fuel equipment, fuel supply advance angle, load characteristics.

Введение. Четырехтактные дизели широко применяются на морских и речных судах в качестве главных и вспомогательных двигателей. Основными преимуществами такого типа двигателя являются их экономичность, долговечность, относительно низкая стоимость покупки и эксплуатации, а также относительно низкий экологический вред окружающей среде [1].

Техническим назначением двигателя является получение механической энергии вращения вала. При этом в дизеле имеет место двойное преобразования видов энергии. Сначала химическая энергия топлива преобразовывается в тепловую энергию рабочего тела в цилиндре путем сгорания топлива. Затем тепловая энергия преобразовывается в механическую энергию вращения вала в период рабочего хода поршня. С точки зрения теории термодинамики идеальный процесс сгорания топлива — это мгновенное сгорание при положении поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) с тем, чтобы весь дальнейший геометрический рабочий ход поршня был полностью использован для преобразования тепловой энергии в механическую энергию. Однако реальное сгорание топлива представляет собой сложный термодинамический и

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

газодинамический процесс, зависящий от множества факторов [2, 3].

Эффективность работы дизеля в существенной степени зависит от точности и стабильности параметров настройки его топливной аппаратуры, которая обеспечивает подачу топлива в цилиндры [4]. Основными элементами топливной аппаратуры дизеля являются топливные насосы высокого давления (ТНВД), топливные трубопроводы высокого давления и форсунки на каждый из цилиндров дизеля.

К основным контролируемым и регулировочным параметрам настройки топливной аппаратуры относятся: угол опережения начала подачи (впрыска) топлива в цилиндр, цикловая подача топлива, давление впрыска топлива, качество распыливания топлива и др. [5]. При этом первые два параметра зависят от особенностей конструкции ТНВД, а другие – от форсунок.

Параметры настройки топливной аппаратуры регламентируются в технической документации дизеля и должны периодически контролироваться и регулироваться в течение эксплуатации. При этом важным является как поддержание регулировочных параметров согласно технической документации, так и их равномерность (одинаковость) по всем цилиндрам двигателя [1, 6].

Особенности влияния работы элементов топливной аппаратуры на эффективность судового дизеля изучались в ряде работ, см., например, [7, 8, 9]. Однако, к настоящему времени остается недостаточно изученным вопрос поведения современного судового дизеля при изменении параметров топливной аппаратуры на различных нагрузочных режимах его работы. Кроме того, исследования показывают, что наиболее существенное влияние оказывает значение угла опережения начала подачи топлива в цилиндр.

Таким образом, изучение влияния параметров настройки топливной аппаратуры судового четырехтактного высокофорсированного дизеля на его показатели на различных режимах эксплуатации является актуальной научно-технической задачей.

Целью работы является анализ влияния настройки топливной аппаратуры судового четырехтактного высокофорсированного дизеля на его показатели в широком диапазоне режимов работы. При этом, прежде всего изучается влияние угла опережения начала подачи топлива в цилиндр.

Материалы и методы исследования. Анализ выполнен на примере современного судового высокофорсированного четырехтактного дизеля с наддувом 8L58/64 фирмы MAN-V&W [10, 11]. Основные номинальные параметры данного дизеля следующие: мощность $N_{e \text{ ном}}=11230$ кВт; частота вращения $n_{\text{ном}}=428$ об/мин; удельный расход топлива $g_{e \text{ ном}}=0,1856$ кг/(кВт·ч); давление наддува (абсолютное) $p_{k \text{ ном}}=0,377$ МПа; максимальное давление в цилиндре $p_{z \text{ ном}}=15,94$ МПа; температура отработавших газов за цилиндрами $t_{г \text{ ном}}=538$ °С (811 К); угол опережения подачи топлива $\varphi_{\text{оп}}=-10,5$ град ПКВ до ВМТ; коэффициент избытка воздуха для горения $\alpha=2,1$.

Рассматриваются рабочие процессы дизеля в широком диапазоне нагрузок $\bar{N}_e=1,0..0,25$ при его работе по нагрузочной характеристике, т.е. при постоянной частоте вращения $n=\text{const}$. Такая постановка задачи связана с тем, что данный тип дизеля используется в основном в качестве главного двигателя на морских судах с винтом регулируемого шага, а также на судах с электродвижением. В обоих случаях двигатель эксплуатируется по нагрузочной характеристике. На каждом из рассмотренных нагрузочных режимов исследуется влияние угла опережения подачи топлива $\varphi_{\text{оп}}$ на значения параметров рабочего процесса дизеля. Диапазон варьирования $\varphi_{\text{оп}}$ от -8 до -28 град ПКВ до ВМТ.

Исследования проводились расчетно-теоретическим способом с использованием программы расчета рабочего процесса дизеля «Diesel-K» [12]. Данная расчетная программа реализует многократно апробированный метод анализа теплового процесса дизеля на базе физических законов процессов, происходящих в элементах двигателя. Для настройки расчетной программы использовалась информация из технической документации судового дизеля 8L58/64 и результаты его тестовых натурных испытаний [11].

Отметим, что каждый из расчетов рабочего процесса выполнялся при соблюдении

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

условия неизменности заданных мощности и частоты вращения дизеля. После идентификации всей совокупности расчетных данных штатного варианта дизеля на выбранных режимах работы выполнялись серии расчетов при различных углах опережения $\varphi_{оп}$. Далее производился анализ степени влияния угла опережения на рабочий процесс при различных нагрузках. При этом величина давления наддува при изменении $\varphi_{оп}$ определялась методом последовательных приближений с использованием гидравлической характеристики турбины турбокомпрессора [6].

Анализ эксплуатационных параметров выполнялся с использованием относительных величин параметров, которые отнесены к номинальному значению и обобщенно определяются соотношениями:

$$\bar{B} = \frac{B}{B_{ном}}, \quad (1)$$

где B – значение параметра или критерия, соответствующего текущему режиму работы; $B_{ном}$ – значение параметра или критерия, соответствующего номинальному режиму работы дизеля.

Результаты исследования и их обсуждение. Результаты расчетно-теоретического анализа приведены на рисунках 1-5 для основных параметров рабочего процесса. Экономичность дизеля во многом определяется качеством сжигания топлива, которое зависит от топливоподготовки и настройки топливной аппаратуры. Основным параметром настройки топливной аппаратуры является угол опережения подачи топлива. Для воспламенения топлива в цилиндре дизеля после его впрыска требуется определенное время, в течение которого происходит частичное его испарение и прогрев до температуры воспламенения. С увеличением абсолютного угла опережения подачи топлива растет степень повышения давления при горении, снижается степень предварительного расширения, что способствует повышению экономичности дизеля. В то же время, повышается сопротивление движению поршня в процессе сжатия, что приводит к дополнительным потерям энергии. Таким образом, для каждого дизеля существует оптимальное значение угла опережения подачи топлива, соответствующее максимальной экономичности.

Изменение абсолютной величины угла опережения подачи топлива приводит к изменению параметров рабочего тела в характерных точках цикла. Прежде всего, это отражается на максимальном давлении сгорания p_z . На рис. 1 представлены зависимости относительного изменения максимального давления \bar{p}_z от угла опережения подачи топлива $\varphi_{оп}$ для различной относительной мощности дизеля \bar{N}_e . Из приведенных графиков следует следующее. Во-первых, при увеличении абсолютного значения $\varphi_{оп}$ имеет место увеличение значения \bar{p}_z , по практически линейной зависимости. Это объясняется увеличением периода задержки самовоспламенения, вследствие более низкой температуры рабочего тела в цилиндре в момент начала впрыска топлива. Из-за этого увеличивается количество топлива, поступившего в цилиндр к моменту воспламенения топлива, после чего топливо горит с большей скоростью нарастания давления и максимальное давление p_z возрастает. Во-вторых, анализ показывает, что с уменьшением \bar{N}_e интенсивность изменения p_z (из-за изменения $\varphi_{оп}$) снижается. Так для исследуемого диапазона $\varphi_{оп}$ от -8 до -28 °ПКВ изменение \bar{p}_z для $\bar{N}_e = 1,0$ составило $+38\%$, а для $\bar{N}_e = 0,25$ соответственно $+12\%$.

Относительное изменение удельного эффективного расхода топлива \bar{g}_e от $\varphi_{оп}$ для различных \bar{N}_e приведено на рис. 2. Результаты исследования показали, что четко выраженной зависимости оптимального значения $\varphi_{оп}$ от относительной мощности дизеля не выявлено. Зависимости $\bar{g}_e(\varphi_{оп}, \bar{N}_e)$ имеют нелинейный характер. В тоже время для каждого значения

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

\bar{N}_e можно назначить $\varphi_{оп}$, соответствующее минимальному значению \bar{g}_e .

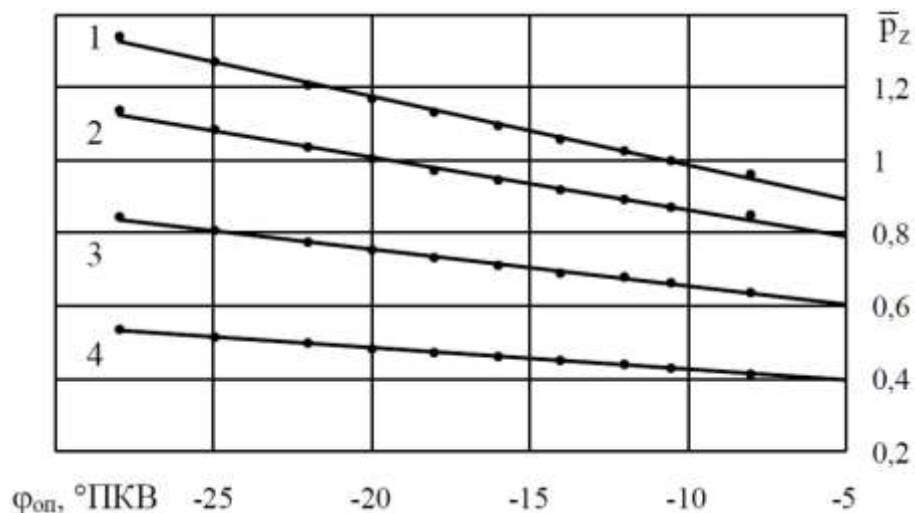


Рисунок 1 – Максимальное давление в цилиндре \bar{p}_z в зависимости от угла опережения

подачи топлива $\varphi_{оп}$ при различных нагрузках дизеля \bar{N}_e :

1 – $\bar{N}_e = 1,0$; 2 – $\bar{N}_e = 0,75$; 3 – $\bar{N}_e = 0,50$; 4 – $\bar{N}_e = 0,25$

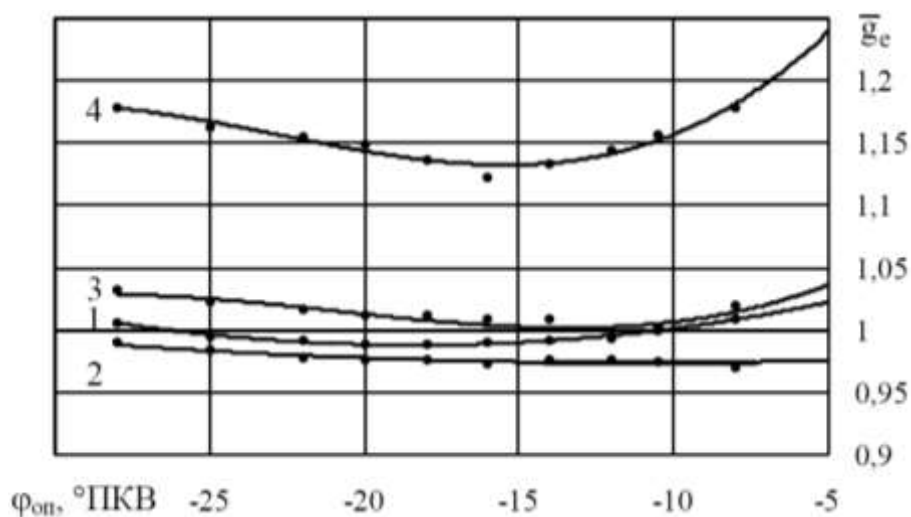


Рисунок 2 – Удельный расход топлива \bar{g}_e в зависимости от угла опережения подачи топлива

$\varphi_{оп}$ при различных нагрузках дизеля \bar{N}_e :

1 – $\bar{N}_e = 1,0$; 2 – $\bar{N}_e = 0,75$; 3 – $\bar{N}_e = 0,50$; 4 – $\bar{N}_e = 0,25$

Из приведенных графиков следует, что для диапазона относительных мощностей $0,5 \leq \bar{N}_e \leq 1,0$ имеет место тенденция к снижению оптимального значения $\varphi_{оп}$ при уменьшении относительной мощности дизеля. Дальнейшее уменьшение мощности \bar{N}_e приводит к увеличению оптимального значения $\varphi_{оп}$. В то же время, с понижением \bar{N}_e увеличивается степень изменения \bar{g}_e в пределах исследованного диапазона $\varphi_{оп}$. Т.е., увеличивается чувствительность параметра экономичности дизеля \bar{g}_e при снижении нагрузки дизеля \bar{N}_e .

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

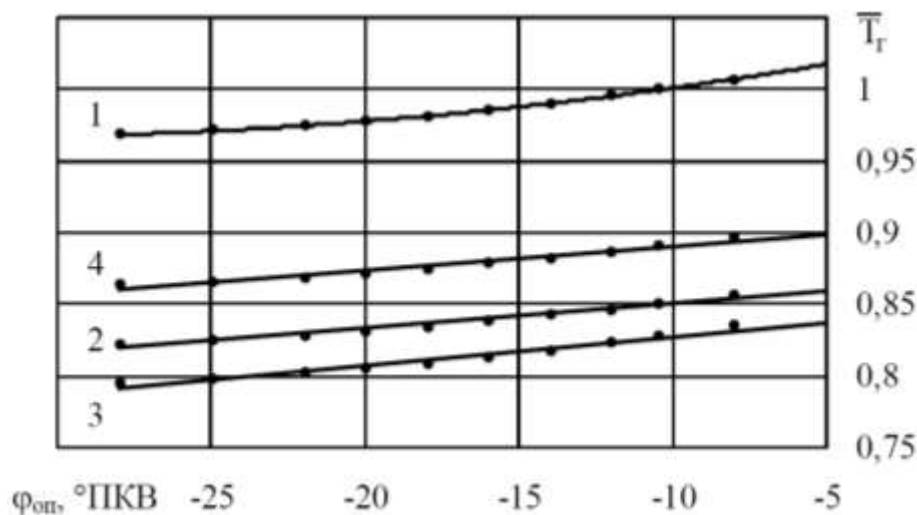


Рисунок 3 – Температура газов за цилиндрами $\bar{T}_Г$ (в °К) в зависимости от угла опережения подачи топлива $\varphi_{оп}$ при различных нагрузках дизеля \bar{N}_e :
 1 – $\bar{N}_e = 1,0$; 2 – $\bar{N}_e = 0,75$; 3 – $\bar{N}_e = 0,50$; 4 – $\bar{N}_e = 0,25$

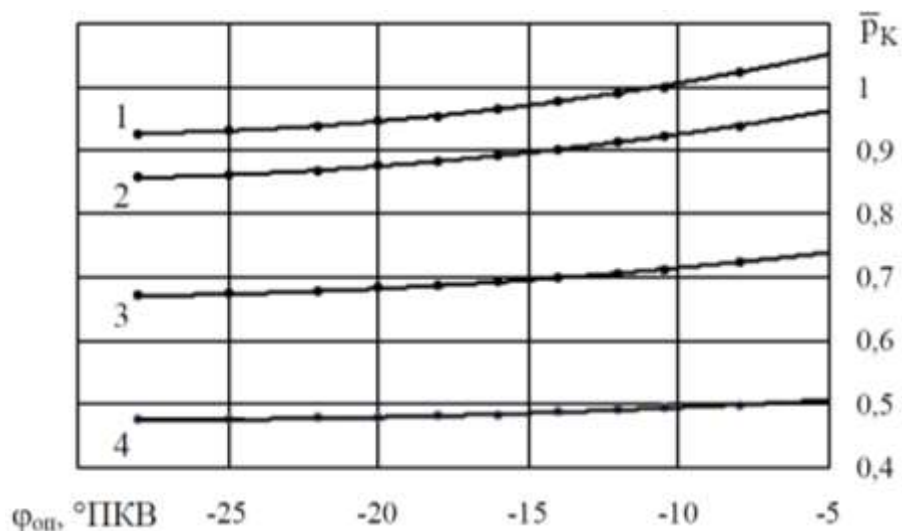


Рисунок 4 – Давление наддува $\bar{p}_К$ (абсолютное) в зависимости от угла опережения подачи топлива $\varphi_{оп}$ при различных нагрузках дизеля \bar{N}_e :
 1 – $\bar{N}_e = 1,0$; 2 – $\bar{N}_e = 0,75$; 3 – $\bar{N}_e = 0,50$; 4 – $\bar{N}_e = 0,25$

В процессе эксплуатации дизеля одним из параметров, определяющих его теплонапряженность и контролирующими эффективность работы цилиндров в отдельности, является температура газов за цилиндрами $T_Г$. На рис. 3 представлены относительные зависимости $\bar{T}_Г$ от $\varphi_{оп}$ для различных \bar{N}_e . Повышение абсолютной величины $\varphi_{оп}$ приводит к уменьшению температуры газов за цилиндрами. Это свидетельствует о снижении теплонапряженности дизеля, а также о том, что повышается эффективность преобразования тепловой энергии в механическую энергию двигателя. Интенсивность изменения $\bar{T}_Г$ практически одинаковая для различных относительных мощностей дизеля и для диапазона $-28 \leq \varphi_{оп} \leq -8$ °ПКВ составляет $\pm 4\%$ (значения температуры представлены в К).

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

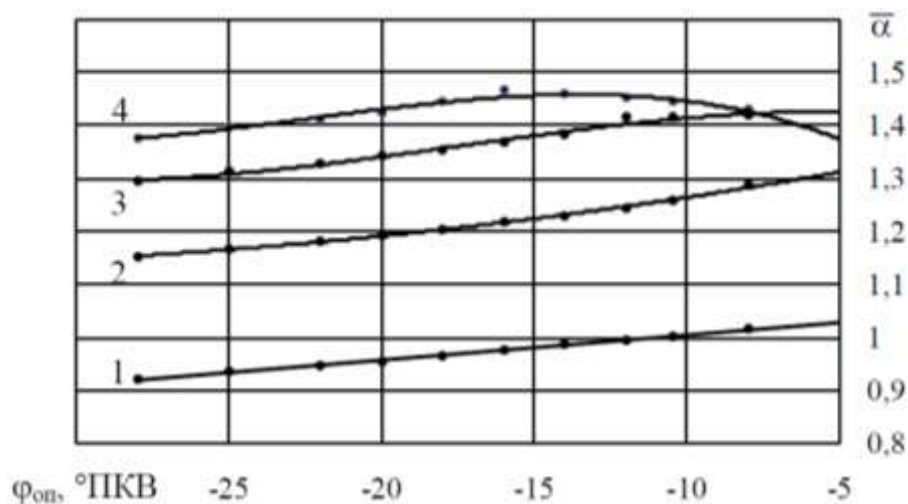


Рисунок 5 – Коэффициент избытка воздуха для горения $\bar{\alpha}$ в зависимости от угла опережения подачи топлива $\varphi_{оп}$ при различных нагрузках дизеля \bar{N}_e :
 1 – $\bar{N}_e = 1,0$; 2 – $\bar{N}_e = 0,75$; 3 – $\bar{N}_e = 0,50$; 4 – $\bar{N}_e = 0,25$

Уменьшение температуры газа за цилиндрами приводит к снижению температуры газа на входе в турбину турбокомпрессора. При этом понижается располагаемая работа турбины и, соответственно, ее мощность. Изменение мощности турбины отражается на параметрах компрессора и, прежде всего, на давлении наддува p_k . На рис.4 представлены зависимости относительного давления наддува \bar{p}_k от $\varphi_{оп}$ для различных \bar{N}_e . Из приведенных графиков следует, что с увеличением абсолютной величины $\varphi_{оп}$ снижается p_k . При этом с уменьшением нагрузки дизеля интенсивность изменения p_k уменьшается и для исследованного диапазона $\varphi_{оп}$ изменение \bar{p}_k при $\bar{N}_e = 1,0$ составляет 10%, а для $\bar{N}_e = 0,25$ – соответственно 2,5%.

С понижением давления наддува уменьшается масса воздушного заряда цилиндра, что приводит к уменьшению коэффициента избытка воздуха при горении. Зависимости изменения относительного коэффициента избытка воздуха для горения $\bar{\alpha}$ от $\varphi_{оп}$ при различных \bar{N}_e представлены на рис. 5. Для диапазона мощностей $0,5 \leq \bar{N}_e \leq 1,0$ зависимость $\bar{\alpha}$ от $\varphi_{оп}$ имеет вид линейной зависимости и увеличение абсолютного значения $\varphi_{оп}$ от -8 до -28 °ПКВ приводит к снижению $\bar{\alpha}$ на 10%.

Выводы. В результате проведенных исследований выявлен ряд особенностей влияния настройки топливной аппаратуры судового четырехтактного высокофорсированного дизеля на его показатели в широком диапазоне режимов его работы по нагрузочной характеристике. Установлено, что изменение угла опережения подачи топлива $\varphi_{оп}$ приводит к существенному изменению ряда основополагающих эксплуатационных параметров цикла дизеля. Так, увеличение абсолютной величины $\varphi_{оп}$ в диапазоне от -8 до -28 °ПКВ приводит к повышению максимального давления рабочего цикла p_z . Такое повышение для исследованного дизеля составило +38% при работе на номинальном режиме при $\bar{N}_e = 1,0$.

Для каждого рассмотренного режима работы дизеля было определено оптимальное значение $\varphi_{оп}$, соответствующее наибольшей экономичности. Установлено, что проектное значение $\varphi_{оп}$, регламентируемое заводом-изготовителем, было принято заниженным с целью снижения механической напряженности работы цилиндропоршневой группы дизеля. Так, для проектного значения $\varphi_{оп} = -10,5$ °ПКВ удельный эффективный расход топлива является завышенным на +1%, в то время как за счет такого технического решения удается снизить величину p_z на -10% по сравнению с вариантом оптимального $\varphi_{оп}$.

Выполненный анализ, показал, что с повышением абсолютного значения угла опережения $\varphi_{оп}$ и уменьшением нагрузки дизеля падает давление наддува p_k . Это вызвано

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

снижением мощности турбокомпрессора по причине уменьшения давления и температуры газа перед турбиной. При этом коэффициент избытка воздуха α падает с повышением угла опережения $\phi_{оп}$, но возрастает при снижении нагрузки дизеля.

Результаты работы будут полезны при проектировании и эксплуатации судовых дизелей. В дальнейшем предполагается выполнить сравнительный анализ влияния настройки топливной аппаратуры на работу главного судового дизеля в зависимости от способа его эксплуатации (по нагрузочной и по винтовой характеристике).

Список использованной литературы:

1. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей. М.: Транспорт, 1990. 344 с.
2. Самсонов В.И., Худов Н.И. Двигатели внутреннего сгорания. М.: Транспорт, 1990. 368 с.
3. Конюков В.Л. Влияние коэффициента избытка воздуха при горении на показатели напряженности двухтактного дизеля в широком диапазоне режимов // Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер.: Морская техника и технология. Астрахань, 2020. №3. – С. 54-61. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-3-54-63.
4. Королев Н.И. Регулирование судовых дизелей. М.: Транспорт, 1983. 144 с.
5. Кузькин В.Г., Минько А.А. Регулировка дизелей промысловых судов. М.: Агропромиздат, 1988. 255 с.
6. Конюков В.Л. Оценка диапазона допустимых нагрузок судового четырехтактного дизеля на основе тепловых расчетов // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Керчь, 2023. №1. – С. 73-81. DOI: 10.26296/2619-0605.2023.1.1.006.
7. Сероштан О.В. Повышение экономичности тракторного дизеля Д-240 путем оптимизации угла опережения впрыска топлива на частичных нагрузочных режимах: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.00.04 / Олег Валерьевич Сероштан. Великие Луки, 1999. 20 с.
8. 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 at: <https://pdfs.semanticscholar.org/1e41/2925077f37d272ab5a3228e50abf36aad10a.pdf> (accessed 01.11.2023).
9. 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.
10. MAN Energy Solution. The power of our four-stroke engines and marine systems. Available at: <https://www.man-es.com/marine/products/four-stroke-engines> (accessed 01.11.2023).
11. Shop Test Protocol. Marine main engine 8 L 58/64. – Augsburg: MAN-B&W, 2006. – 27 p.
12. Свидетельство RU2022685277 Российская Федерация. Программа расчета параметров рабочего процесса дизеля с наддувом «Diesel-K»: программа для ЭВМ / А.Н. Горбенко. – Опубл. 22.12.2022, Бюл. №1.

References:

1. Kamkin S.V., Voznitsky I.V., Shmelev V.P. *Eksploatatsiya sudovykh dizelej* [Operation of marine diesel engines]. M., Transport, 1990, 344 p. (In Russian).
2. Samsonov V.I., Khudov N.I. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Internal combustion engines]. M., Transport, 1990. 368 p. (In Russian).
3. Konyukov V.L. Vliyanie koeffitsienta izbytkha vozduha pri gorenii na pokazateli napryazhennosti dvuhtaktnogo dizelya v shirokom diapazone rezhimov [Analysis of the coefficient of excess air during combustion based on the fall rates of a two-stroke diesel engine in various modes]. *Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Ser.: Morskaya tekhnika i tekhnologiya* [Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Ser.: Marine engineering and

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

technology], Astrakhan, 2020, no. 3, pp. 54-61. (In Russian). DOI: 10.24143/2073-1574-2020-3-54-63.

4. Korolev N.I. *Regulirovanie sudovyh dizelej* [Regulation of marine diesel engines]. M., Transport, 1983, 144 p. (In Russian).

5. Kuzkin V.G., Minko A.A. *Regulirovka dizelej promyslovyh sudov* [Adjustment of diesel engines of fishing vessels]. M., Agropromizdat, 1988, 255 p. (In Russian).

6. Konyukov V.L. Ocenka diapazona dopustimyh nagruzok sudovogo chetyrekhtaktnogo dizelya na osnove teplovyh raschetov [Estimation of permissible costs of a four-stroke marine diesel engine based on thermal calculations]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Bulletin of Kerch State Marine Technological University], 2023, no. 1, pp. 73-81. (In Russian). DOI: 10.26296/2619-0605.2023.1.1.006.

7. Seroshtan O.V. *Povyshenie ekonomichnosti traktornogo dizelya D-240 putem optimizatsii ugla operezheniya vpryska topliva na chastichnyh nagruzochnykh rezhimakh: avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk* [Increasing the efficiency of the D-240 tractor diesel engine by optimizing the fuel injection advance angle at partial load modes. Cand. tech. sciences diss. abstr.]. Velikiye Luki, 1999. 20 p. (In Russian).

8. Bueno A.V., Velazquez J.A., Milanés L.F. Internal combustion engine with measurement indication. In the book: *Applied measurement systems*. Prof. Zahurul Haq (ed.), 2012, pp. 23-44. (In English). Available at:

<https://pdfs.semanticscholar.org/1e41/2925077f37d272ab5a3228e50abf36aad10a.pdf> (accessed 11/01/2023).

9. 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.

10. MAN energy solution. The power of our four-stroke engines and marine systems. (In English). Available at: <https://www.man-es.com/marine/products/four-stroke-engines> (accessed 11/01/2023).

11. Factory test report. Main marine engine 8 l 58/64. Augsburg, MAN-B&W, 2006, 27 p. (In English).

12. 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).

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

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

gan0941@yandex.ru
Gorbenko Ph.D. (Eng.), Associate Professor at the Department of ship power plants
Alexander Kerch State Maritime Technological University
Nikolaevich 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
gan0941@yandex.ru

УДК 629.1

Ивановская А.В.

**ФОРМАЛИЗАЦИЯ ДВИЖЕНИЯ БУКСИРУЕМОГО ОБЪЕКТА ПО ПОВЕРХНОСТИ
КАК ЧАСТЬ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ СУДОВОЙ
ЛЕБЕДКИ**

Аннотация. Создание современного конкурентоспособного отечественного судового оборудования является одной из приоритетных задач, выделенной в плане экономического развития Российской Федерации. Судовое грузоподъемное оборудование зачастую на судне находится в единственном экземпляре. Поэтому при выходе его из строя останавливаются и технологические процессы, которые могут быть ключевыми на данном судне, такие как траловая, швартовная и буксирная операции. Для того, чтобы повысить уровень надежности палубного оборудования судна необходимо при его проектировании вести расчеты по формулам, которые получены в результате математического моделирования с учетом большинства случайных факторов, имеющих место при работе машин. Формализация динамических процессов при подобных исследованиях основывается на основе системного подхода, каждая сложная задача при котором должна быть расчленена на ряд частных, взаимосвязанным решением достигаемых общей цели исследуемого процесса. В работе представлено решение одной из задач моделирования движения буксируемого объекта по поверхности как часть комплексного моделирования судовой лебедки.

Ключевые слова: системный подход, этапы моделирования, движение по поверхности, буксируемый объект, уравнение с переменными коэффициентами

Ivanovskaya A.V.

**FORMALIZATION OF THE MOVEMENT OF A TOWED OBJECT ON THE SURFACE
AS PART OF A SYSTEMATIC APPROACH TO MODELING A SHIP'S WINCH**

Annotation. The creation of modern competitive domestic marine equipment is one of the priorities identified in the economic development plan of the Russian Federation. The ship's lifting equipment is often in a single copy on the ship. Therefore, when it fails, technological processes that may be key on this vessel, such as trawling, mooring and towing operations, also stop. In order to increase the reliability of the ship's deck equipment, it is necessary to carry out calculations using formulas obtained as a result of mathematical modeling, taking into account most random factors that occur during the operation of machines. The formalization of dynamic processes in such studies is based on a systematic approach, each complex task in which must be divided into a number of specific, interrelated solutions to achieve the overall goal of the process under study. The paper presents a solution to one of the problems of modeling the movement of a towed object on the surface as part of a comprehensive modeling of a ship's winch.

Keywords: system approach, modeling stages, surface movement, towed object, equation with variable coefficients

Введение. Судовая лебедка, являясь палубным оборудованием, входит в состав вспомогательной энергетической установки. Основное назначение лебедки – спуск-подъем и буксировка объекта. В зависимости от вида буксируемого объекта различают следующие лебедки: якорная, буксирная, швартовная, траловая. Для судовых лебедок характерны нестационарные динамические процессы, вызванные внешними гидрометеорологическими условиями, переменностью параметров буксируемого объекта, изменение длины и параметров троса (цепи) и параметров самой лебедки. Все это может привести к аварийным ситуациям и выхода из строя палубного оборудования [1-2]. Поэтому на этапе проектирования судовых лебедок следует руководствоваться математическими моделями, учитывающие перечисленные факторы.

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

Целью исследований является представление системного подхода при моделировании судовой лебедки на примере формализации движения буксируемого объекта по поверхности.

Материалы и методы исследований. Механическая система «лебедка – трос – буксируемый объект» (рис.1) объединяет три разнородных объекта: лебедка, как абсолютно твердое тело; трос – система с распределенными параметрами; и буксируемый объект, который также может рассматриваться как абсолютно твердое тело. Все три объекта могут иметь переменные параметры. Так, у лебедки вследствие навивки троса изменяется радиус сечения барабана, и, следовательно, его погонная масса. В процессе подъема-спуска груза у троса изменяется длина и гидродинамическое сопротивление. Буксируемому объекту присущи переменность формы, массы, гидродинамического сопротивления. В связи с этим динамику лебедки и буксируемого объекта математически можно описать системой дифференциальных уравнений, а динамику троса – системой уравнений в частных производных [3]. Математическое представление динамической модели в общем случае может быть выражено системой дифференциальных уравнений, а статической – системой алгебраических уравнений. Динамическая модель может также представлять собой интегральные уравнения, передаточные функции, а в аналитической форме – явные зависимости фазовых координат или выходных параметров технического объекта от времени.

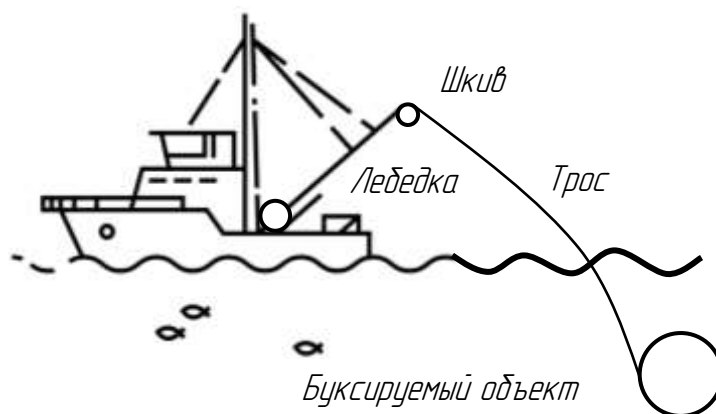


Рисунок 1 – Система «судно – лебедка – трос – буксируемый объект»

Воздействия внешней среды на исследуемый объект носят случайный характер и описываются случайными функциями. Все процессы, происходящие в объекте, также случайны и могут быть оценены вероятностными и статистическими характеристиками: вероятностью выполнения тех или иных требований, корреляционной функцией, спектральной плотностью, математическим ожиданием, дисперсией и др. Анализ функционирования объекта в этом случае требует построения вероятностной математической модели. Однако такая модель довольно сложна, поэтому ее применяют чаще на заключительном этапе проектирования.

Разработка математической модели является одним из основных этапов исследования, на котором разрабатывается аналог реального объекта или процесса путем создания мысленного образа, описания и отображения в виде знаковой модели (схема, чертеж и т.д.), далее следует учесть наиболее существенные факторы и взаимосвязи между ними математическими зависимостями [4-9].

Создание, анализ и совершенствование динамических систем требуют применения системного подхода. Разработка непосредственной методологии применения системного подхода к решению различных теоретических и практических проблем является предметом новых научных направлений. В общем случае они включают следующие основные этапы исследовательской работы: постановку задачи, выбор критериев эффективности решения задачи; оценку факторов, влияющих на выполнение задачи, и ресурсов, выделенных или требуемых для ее решения; выбор альтернативных путей решения задачи; составление модели исследуемого объекта; моделирования и выполнение необходимых расчетов для

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

сравнительной оценки намечаемых альтернативных путей; сравнение альтернатив и принятие решения.

С позиций системного подхода важно правильно уяснить не только суть непосредственно решаемой проблемы или задачи, но и ее место в рамках более крупной проблемы, частью которой она является, а также взаимосвязь со смежными задачами. Каждая сложная задача должна быть расчленена на ряд частных, взаимосвязанным решением которых достигается общая цель исследуемого процесса, планируемой работы или операции. Ее постановка наиболее важный и ответственный этап анализа, от которого, по существу, зависят весь ход и результаты последующих исследований. Поэтому она должна основываться не на интуиции, а на глубоком и всестороннем анализе существа исследуемой проблемы [10-12].

Так, комплексная математическая модель системы «судно – лебедка – трос – буксируемый объект» должна учитывать следующие факторы:

1 для судна:

- волнение поверхности моря;
- кинематические характеристики движения судна без учета волнения моря;
- скорость морского течения;
- ледовые условия.

2 для лебедки:

- характер крутящего момента на валу барабана;
- источник питания;
- переменность геометрических параметров барабана в процессе спуска-подъема;
- внешние гидрометеорологические условия;
- натяжение троса;
- переменность нагружения.

3 для троса:

- изменение длины в процессе движения судна, спуска-подъема буксируемого объекта;
- упругие и прочностные характеристики троса;
- положительная или отрицательная плавучесть троса;
- силы гидродинамического сопротивления;
- изгибная и крутильная жесткость ваера относительно его оси;
- силы, действующие на коренной и ходовой конец троса.

4 для буксируемого объекта (БО):

- переменность массы;
- плавучесть;
- относительное расположение БО по отношению к судну;
- кинематические характеристики движения БО;
- силы гидродинамического сопротивления БО в процессе движения в воде;
- расположение преград в воде;
- размеры преград;
- кинематические характеристики преград.

Отсюда следует, что точность получаемых для каждого объекта системы математических моделей влияет на адекватность всей комплексной модели.

Результаты исследования и их обсуждение. Рассмотрим построение математической модели малого движения буксируемого объекта по поверхности дна. Допустим, что буксируемый объект переменной массы m_x присоединен к упругому элементу, и на который действует сила трения о поверхность F_x . Тогда, в соответствии с принципом Даламбера, уравнение движения эквивалентной массы m_x запишем в виде

$$m_x \frac{d^2 x_n}{dt^2} + c x_n = -F_x \operatorname{sign} \dot{x}_n. \quad (1)$$

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

Рассмотрим случай, когда масса m_x увеличивается по закону

$$m_x = m_0(1 + kt)^2. \quad (2)$$

В этом случае и сила сухого трения также увеличивается

$$F_x = fgm_0(1 + kt)^2,$$

где f – динамический и статический коэффициент трения.

Отсюда, уравнение движения примет вид

$$m_0(1 + kt)^2 \frac{d^2x}{dt^2} + cx = -fgm_0(1 + kt)^2 \text{sign } \dot{x}. \quad (3)$$

Данное уравнение неоднородное, его решение будем искать в виде

$$x(t) = x_0(t) + x_r(t).$$

Однородное уравнение является неполным линейным дифференциальным уравнением с переменными коэффициентами

$$m_0(1 + kt)^2 \frac{d^2x}{dt^2} + cx = 0.$$

Найдем его решение, воспользовавшись предложенной нами ранее методикой решения дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами [13]. Для этого сделаем подстановку

$$z = f(t) = \ln(1 + kt). \quad (4)$$

В результате чего получаем новое дифференциальное уравнение с переменными коэффициентами по новой переменной z

$$m_0k^2 \frac{d^2x_n}{dz^2} - m_0k^2 \frac{dx_n}{dz} + cx_n = 0.$$

Так как корни характеристического уравнения имеют вид

$$x_0(z) = ae^{\frac{z}{2}} \sin(hz + \gamma), \quad (5)$$

или, переходя к исходной переменной t

$$x_0(t) = a\sqrt{1 + kt} \sin[h \ln(1 + kt) + \gamma] \quad (6)$$

где $h^2 = \frac{c}{m_0k^2} - \frac{1}{4}$; a и γ – постоянные интегрирования.

Для нахождения частного решения $x_r(z)$ выразим правую часть исходного уравнения (3) через новую переменную z . Для этого представим

$$\text{sign} \left(\frac{dx_n}{dt} \right) = \text{sign} \left(\frac{dx_n}{dz} \cdot \frac{dz}{dt} \right) = \text{sign} \left[\frac{dx_n}{dz} \cdot f'(t) \right].$$

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

Принимая во внимание, что в исходных неполных уравнениях $f(t) = -p \ln(1 + kt) > 0$, получаем $p < 0$. Тогда $f'(t) = -\frac{pk}{(1+kt)} > 0$. Поэтому

$$\text{sign}\left(\frac{dx_n}{dz}\right) = \text{sign}\left(\frac{dx_n}{dt}\right).$$

Исходя из выражения определяющей функции (4), получаем, что

$$t = \frac{1}{k}(e^z - 1).$$

Отсюда, правую часть уравнения (3) можно записать в виде

$$-fgm_0(1 + kt)^2 \text{sign}\left(\frac{dx_n}{dt}\right) = -fgm_0 e^{2z} \text{sign}\left(\frac{dx_n}{dz}\right).$$

Следовательно, само уравнение (3) примет форму

$$m_0 k^2 \frac{d^2 x_n}{dz^2} - m_0 k^2 \frac{dx_n}{dz} + c x_n = -fgm_0 e^{2z} \text{sign}\left(\frac{dx_n}{dz}\right)$$

или
$$\frac{d^2 x_n}{dz^2} - \frac{dx_n}{dz} + \frac{c}{m_0 k^2} x_n = -\frac{fg}{k^2} e^{2z} \text{sign}\left(\frac{dx_n}{dz}\right). \quad (7)$$

Учитывая решение однородного уравнения в форме (5), частное решение удем искать в виде

$$x_{rn}(z) = A e^{2z} \text{sign}\left(\frac{dx_n}{dz}\right),$$

где $A = -\frac{fgm_0}{2m_0 k^2 + c}$.

Возвращаясь к исходной переменной t , получаем частное решение дифференциального уравнения

$$x_{rn}(t) = -\frac{fgm_0}{2m_0 k^2 + c} (1 + kt)^2 \text{sign}\left(\frac{dx_n}{dt}\right).$$

Тогда общее решение уравнения примет форму

$$x(t) = a\sqrt{1 + kt} \sin[h \ln(1 + kt) + \gamma] - \delta_0 (1 + kt)^2 \text{sign}\left(\frac{dx_n}{dt}\right), \quad (8)$$

где δ_0 – начальное перемещение, которое не произошло из-за действия силы Кулонова трения.

Закон движения и скорости системы для первого размаха колебаний имеет вид

$$x_1(t) = a_1 \sqrt{1 + kt} \sin[h \ln(1 + kt) + \gamma_1] - \delta_0 (1 + kt)^2 \text{sign} \dot{x}_1 \quad (9)$$

$$\dot{x}_1(t) = \frac{a_1 k}{2\sqrt{1 + kt}} \{ \sin[h \ln(1 + kt) + \gamma_1] + 2h \cos[h \ln(1 + kt) + \gamma_1] \} - 2\delta_0 k (1 + kt) \text{sign} \dot{x}_1 \quad (10)$$

Учитывая начальные условия: при $t = 0$ $x_1 = x_0$ и $\dot{x}_1 = \dot{x}_0$, найдем постоянные величины a_1 и γ_1

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

$$a_1 = \sqrt{(x_0 + \delta_0 \text{sign } \dot{x}_0)^2 + \frac{\left(\frac{2\dot{x}_0}{k} - x_0 + 3\delta_0 \text{sign } \dot{x}_0\right)^2}{4h^2}}$$

$$\gamma_1 = \text{arctg} \left[\frac{2(x_0 + \delta_0 \text{sign } \dot{x}_0)h}{\frac{2\dot{x}_0}{k} - x_0 + 3\delta_0 \text{sign } \dot{x}_0} \right].$$

Амплитуду и время первой остановки колебаний найдем, принимая во внимание, что скорость равна нулю

$$A_1 = |a_1 \sqrt{1 + kt_1} \sin[h \ln(1 + kt_1) + \gamma_1] - \delta_0 (1 + kt_1)^2 \text{sign } \dot{x}_1|.$$

Для второго размаха колебаний закон движения принимает вид

$$x_2(t) = a_2 \sqrt{1 + kt} \sin[h \ln(1 + kt) + \gamma_2] - \delta_0 (1 + kt)^2 \text{sign } \dot{x}_2.$$

Определив выражение для скорости, аналогичным образом найдем постоянные величины a_2 и γ_2

$$a_2 = \frac{\sqrt{4h^2[A_1 + \delta_0(1 + kt_1)^2 \text{sign } \dot{x}_2]^2 + [A_1 - 3\delta_0(1 + kt_1)^2 \text{sign } \dot{x}_2]^2}}{2h\sqrt{1 + kt_1}}$$

$$\gamma_2 = \text{arctg} \left\{ -\frac{2h[A_1 + \delta_0(1 + kt_1)^2 \text{sign } \dot{x}_2]}{A_1 - 3\delta_0(1 + kt_1)^2 \text{sign } \dot{x}_2} \right\}.$$

Время второй остановки определим из уравнения

$$\begin{aligned} \sin[h \ln(1 + kt_2) + \gamma_2] + 2h \cos[h \ln(1 + kt_2) + \gamma_2] &= \\ &= \frac{4\delta_0}{a_2} \sqrt{(1 + kt_2)^3 \text{sign } \dot{x}_2} \end{aligned}$$

С учетом времени t_2 вторая амплитуда вычисляется как

$$A_2 = |a_2 \sqrt{1 + kt_2} \sin[h \ln(1 + kt_2) + \gamma_2] - \delta_0 (1 + kt_2)^2 \text{sign } \dot{x}_2|.$$

Аналогичным образом рассуждая, и, переходя от частного к общему, получаем для n -ого размаха закон колебаний в виде

$$x_n(t) = a_n \sqrt{1 + kt_n} \sin[h \ln(1 + kt_n) + \gamma_n] - \delta_0 (1 + kt_n)^2 \text{sign } \dot{x}_n, \quad (11)$$

где постоянные величины a_n и γ_n соответственно равны

$$a_n = \frac{\sqrt{4h^2[A_{n-1} + \delta_0(1 + kt_{n-1})^2 \text{sign } \dot{x}_n]^2 + [A_{n-1} - 3\delta_0(1 + kt_{n-1})^2 \text{sign } \dot{x}_n]^2}}{2h\sqrt{1 + kt_{n-1}}} \quad (12)$$

$$\gamma_n = \text{arctg} \left\{ -\frac{2h[A_{n-1} + \delta_0(1 + kt_{n-1})^2 \text{sign } \dot{x}_n]}{A_{n-1} - 3\delta_0(1 + kt_{n-1})^2 \text{sign } \dot{x}_n} \right\}. \quad (13)$$

Номер размаха колебаний определим по формуле

$$n = 1 + \frac{h}{\pi} \ln \left\{ 1 + \frac{(t - t_1)k}{e^{\frac{\pi - \gamma_1 - \text{arctg} 2h}{h}}} \right\}. \quad (14)$$

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

Также, зная закон движения системы, легко можно определить время $n - 1$ остановки и соответствующую амплитуду

$$\begin{aligned} \sin[h \ln(1 + kt_{n-1}) + \gamma_{n-1}] + 2h \cos[h \ln(1 + kt_{n-1}) + \gamma_{n-1}] = \\ = \frac{4\delta_0}{a_{n-1}} \sqrt{(1 + kt_{n-1})^3} \operatorname{sign} \dot{x}_{n-1} \end{aligned} \quad (15)$$

$$A_{n-1} = |a_{n-1} \sqrt{1 + kt_{n-1}} \sin[h \ln(1 + kt_{n-1}) + \gamma_{n-1}] - \delta_0 (1 + kt_{n-1})^2 \operatorname{sign} \dot{x}_{n-1}|. \quad (16)$$

Проанализировав равенство (11) – (16), можно сделать следующие выводы. Первое слагаемое в правой части уравнения (11) описывает колебания системы возрастающей массы без учета сил трения. Второе слагаемое уравнения учитывает влияние сухого трения.

При этом при возрастании массы наблюдается и рост полупериодов, их отношение равно $\frac{\tau_n^0}{\tau_{n-1}^0} = e^{\frac{\pi}{h}}$.

Рост и уменьшение амплитуд зависит от коэффициентов k и f . Возрастающие и постоянные амплитуды наблюдаются при больших значениях коэффициента k и одновременно малых f . Однако, для значений, что чаще встречаются $k < 0,2 \text{ с}^{-1}$ и $f = 0,01 - 0,4$ колебания будут затухающими.

В случае, если исходная масса уменьшается по закону

$$m_x = m_0(1 - kt)^2 \quad (17)$$

тогда дифференциальное уравнение, описывающее движение системы имеет вид

$$m_0(1 - kt)^2 \frac{d^2x}{dt^2} + cx = -fgm_0(1 - kt)^2 \operatorname{sign} \dot{x}. \quad (18)$$

Рассуждая, как и в случае увеличивающейся массы, получаем решение в форме

$$x_n(t) = a_n \sqrt{1 - kt_n} \sin[h \ln(1 - kt_n) + \gamma_n] - \delta_0 (1 - kt_n)^2 \operatorname{sign} \dot{x}_n.$$

Для определения величин a_n , γ_n , n , A_{n-1} и t_{n-1} в формулах (12) - (16) также следует поменять знак перед коэффициентом k .

При таком движении наряду с уменьшением массы будут также уменьшаться и полупериоды $\frac{\tau_n^0}{\tau_{n-1}^0} = e^{-\frac{\pi}{h}}$.

И, наконец, для такой системы, которая движется под действием Кулонова трения, с уменьшающейся массой, характерна следующая закономерность. С убыванием массы системы уменьшается и ширина застоя $2\delta_0(1 - kt)^2$. В этой связи, при таком законе изменения массы, колебания осуществляются до полного их исчерпания.

Выводы. Применение системного подхода при моделировании судового палубного оборудования необходимо для получения более точных расчетных формул для проектирования, которые учитывают большинство случайных факторов, действующих на исследуемую механическую систему. Полученные в работе аналитические зависимости движения буксируемого объекта по поверхности позволяют создать условия для создания автоматизированной системы управления с повышенным уровнем надежности.

Список использованной литературы:

1. Тё А.М. Эксплуатация судовых вспомогательных механизмов, систем и устройств. Л. 2014. 86 с.

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

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. Ивановская А. В. Принципы моделирования привода судового грузоподъемного оборудования // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. 2023. № 1. С. 65-72.
4. Бабаков И.М. Теория колебаний. М.: Наука, 1976. 592 с.
5. Ананьев И.В. Справочник по расчету собственных колебаний упругих систем. М.-Л.: ОГИЗ, Гостехиздат, 1946. 223 с.
6. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.
7. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. 472 с.
8. Вибрации в технике. Справочник в 6 т. / Под ред. В.В. Болотина. М.: Машиностроение, 1979. Т. 1. 352 с.
9. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические решения уравнений в частных производных. К.: Вища школа, 1976. 592 с.
10. Феценко С.Ф., Шкиль Н.И., Николенко Л.Д. Асимптотические методы в теории линейных дифференциальных уравнений. К.: Наукова думка, 1966. 252 с.
11. Цыфанский С.Л., Бересневич В.И., Оке А.Б. Нелинейные и параметрические колебания вибрационных машин технологического назначения. Рига: Зинатне, 1991. 231 с.
12. Чарльз Генри Эдвардс, Дэвид Э. Пенни. Дифференциальные уравнения и краевые задачи: моделирование и вычисление с помощью Mathematica, Maple и MATLAB. – М.: Вильямс, 2016. 1104 с.
13. Ivanovskaya A.V. The research of the dynamic of the mechanical system with variable parameters // Journal of Vibroengineering. 2010. Vol. 12. Issue 4. P. 494-499.

References:

1. Tyoh A.M. *Ekspluatatsiya sudovyh vspomogatel'nyh mekhanizmov, sistem i ustrojstv* [Operation of ship auxiliary mechanisms, systems and devices]. Leningrad, 2014, 86 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. Ivanovskaya, A.V. *Principy modelirovaniya privoda sudovogo gruzopod'emnogo oborudovaniya* [Principles of modeling the drive of marine lifting equipment]. Bulletin of the Kerch State Marine Technological University. – 2023. – No. 1. – pp. 65-72. (In Russian).
4. Babakov I.M. *Teoriya kolebanij* [Oscillation theory]. Moscow, Nauka Publ., 1976, 592 p. (In Russian).
5. Anan'ev I.V. *Spravochnik po raschetu sobstvennyh kolebanij uprugih sistem* [Handbook on the calculation of natural oscillations of elastic systems]. Moscow-Leningrad, OGIЗ, Gostekhizdat Publ., 1946, 223 p. (In Russian).
6. Biderman V.L. *Teoriya mekhanicheskikh kolebanij* [Theory of mechanical vibrations]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1980, 408 p. (In Russian).
7. Timoshenko S.P. *Kolebaniya v inzhenernom dele* [Fluctuations in engineering]. Moscow, Mashinostroenie Publ, 1985, 472 p. (In Russian).
8. Bolotin V.V. (ed.) *Vibracii v tekhnike. Spravochnik* [Vibration in engineering. Handbook]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979, vol. 1, 352 p. (In Russian).
9. Bogolybov N.N., Mitropol'skii Y.A. *Asimptoticheskie resheniya uravnenij v chastnykh proizvodnykh* [Asymptotic solutions of partial differential equations]. Kiev, Vishcha shkola Publ., 1976, 592 p. (In Russian).
10. Feshchenko S.F., Shkil N.I., Nikolenko L.D. *Asimptoticheskie metody v teorii linejnykh differentsial'nykh uravnenij* [Asymptotic methods in the theory of linear differential equations]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1966, 252 p. (In Russian).

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

11. Tsyfansky S.L., Beresnevich V.I., Oke A.B. *Nelinejnye i parametricheskie kolebaniya vibracionnyh mashin tekhnologicheskogo naznacheniya* [Non-linear and parametric oscillations of vibrating technological machines]. Riga, Zinatne Publ., 1991, 231 p. (In Russian).

12. Charlz Genri Edvards, Devid E. Penni (2016) *Differentsialnie uravneniya i kraevye zadachi: modelirovanie i vychislenie s pomoshchyu Mathematica, Maple i MATLAB* [Differential equations and boundary value problems: modeling and calculation using Mathematica, Maple and MATLAB] Moscow.: Vilyams Publ.

13. Ivanovskaya A.V. The research of the dynamic of the mechanical system with variable parameters. *Journal of Vibroengineering*, 2010, vol. 12, issue 4, pp. 494-499. (In English).

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

Клименко Н.П., Шаратов А.С., Чернуха В.С.
**СПОСОБ УСКОРЕННОГО ОЦЕНИВАНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ
СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ**

Аннотация. Приведен метод оценки надёжности судовых технических средств с помощью системы критериев, которые позволяют получить общую картину функциональной надёжности машин в эксплуатации. Высокая достоверность ускоренной оценки среднего эксплуатационного ресурса может быть достигнута, если проводить ускоренные испытания в комбинированном режиме. На этапе планирования испытаний рассматривается вопрос о достаточных условиях, при которых допустимо использовать линейную модель суммирования повреждений в случае параметрических отказов. Степенные зависимости широко применяются при описании монотонного изменения различных технических параметров элементов машин в зависимости от их наработки. Во многих случаях применение линейной модели повреждаемости является оправданным. Однако необходимо учитывать, что в реальных условиях различные факторы, определяющие ресурс при испытаниях, являются случайными и имеют статистическое рассеивание. Выполнен анализ, полученной математической модели следует рассматривать как основу для описания накопления повреждений в среднем и построения линейной регрессионной модели повреждаемости, параметры которой являются статистическими оценками для среднего ресурса в эксплуатационном и ужесточенном режимах испытаний.

Ключевые слова: надёжность, судовые технические средства, прогнозирование надёжности, деградационные отказы, стохастические модели надёжности.

Klimenko N.P., Sharatov A.S., Chernuha V.S.

**A METHOD FOR ACCELERATED EVALUATION OF RELIABILITY INDICATORS OF
SHIP TECHNICAL MEANS**

Abstract. A method for assessing the reliability of ship technical means using a system of criteria that allows you to get a general picture of the functional reliability of machines in operation is presented. High reliability of the accelerated assessment of the average operational life can be achieved if accelerated tests are carried out in a combined mode. At the test planning stage, the question of sufficient conditions under which it is permissible to use a linear damage summation model in the case of parametric failures is considered. Power dependences are widely used in describing monotonous changes in various technical parameters of machine elements depending on their operating time. In many cases, the use of a linear damage model is justified. However, it must be borne in mind that in real conditions, various factors determining the resource during testing are random and have statistical dispersion. The analysis of the obtained mathematical model is carried out, it should be considered as a basis for describing the accumulation of damage on average and constructing a linear regression model of damage, the parameters of which are statistical estimates for the average resource in operational and tightened test modes.

Keywords: reliability, ship technical means, reliability prediction, degradation failures, stochastic reliability models.

Введение. На этапе производства и испытаний технических средств в конструкцию ее элементов часто вносится достаточное количество изменений. В итоге накапливаются данные об испытаниях опытных образцов в эксплуатации, которые проводились в различных режимах. Такая информация носит разнообразный характер, и это препятствует обобщенному анализу данных полученных традиционными методами математической статистики.

При испытаниях элементов машин в комбинированных режимах нагружения может возникать ситуация, когда эксплуатационный режим за ограниченный период испытаний

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

оказывает заметное (устойчиво фиксируемое) повреждающее воздействие только на малую часть образцов, имеющих пониженную сопротивляемость воспроизводимому виду повреждения (выносливость, износостойкость и т.д.). При этом повреждающий эффект [1-3] ввиду его малости и ограниченного количества испытанных элементов может в среднем не проявляться. Тогда прогнозируемый с помощью регрессионных моделей повреждаемости средний эксплуатационный ресурс может оказаться практически неограниченным и поэтому долговечность следует оценивать с помощью гамма-процентных показателей. Такое положение особенно вероятно, если в ужесточенном режиме на стенде «доламываются» детали, которые эксплуатировались до этого в рядовых условиях, наработка в которых известна, но характеристики реальной нагруженности не регистрировались и имели случайный характер. В этом случае меньший остаточный ресурс детали на стенде может быть следствием не только большей продолжительности ее эксплуатации, но и обусловлен более высокой эксплуатационной нагруженностью.

Целью исследования. При небольшом числе испытанных в комбинированных режимах элементов точечные статистические оценки среднего или гамма-процентного ресурса, получаемые с помощью регрессионных моделей, не могут иметь высокую достоверность. Поэтому целесообразно проводить и интервальное оценивание указанных показателей. Это можно выполнить, используя статистическое моделирование.

Материалы и методы исследования. Более высокая достоверность ускоренной оценки среднего эксплуатационного ресурса может быть достигнута, если проводить ускоренные испытания в комбинированном режиме. В этом случае одну часть ресурса изделие обычно вырабатывает в режиме, эквивалентном нормальному эксплуатационному, а вторую часть, с целью ускорения испытаний – в ужесточенном. Снижение степени ускорения компенсируется тем, что для оценки эксплуатационного ресурса используются только результаты проведенных испытаний, причем часть времени, испытываемый элемент нагружен именно в том режиме, относительно которого проводится оценка ресурса. Еще одно преимущество заключается в возможности использования в качестве образцов деталей и агрегатов, отработавших определенное время в реальных эксплуатационных условиях с последующим доведением их до предельного состояния на стенде.

Линейная регрессионная модель повреждаемости. Исследуем методику анализа результатов испытаний, которые проводились в комбинированном режиме [2]. Эта методика базируется на применении линейной гипотезы суммирования повреждений, согласно которой, если доля времени испытаний объекта в каждом из режимов (эксплуатационном и ужесточенном) сохраняется стабильной для всех испытываемых образцов (формула 1)

$$\frac{\bar{t}_3}{T_3} + \frac{\bar{t}_y}{T_y} = 1, \quad (1)$$

где \bar{t}_3 - средняя величина составляющей ресурса, выработанной в эксплуатационном (эквивалентном) режиме; \bar{t}_y - средняя величина составляющей ресурса, выработанной в ужесточенном режиме испытаний.

При этом $\bar{T}_c = \bar{t}_3 + \bar{t}_y$ - средний ресурс объекта при испытаниях в комбинированном режиме, величина которого находится в интервале: $T_y < \bar{T}_c < T_3$. В системе координат \bar{t}_3 и \bar{t}_y , представляет собой уравнение прямой в отрезках. Выражение в статистическом аспекте следует рассматривать как уравнение регрессии [4], в результате присутствия отклонений экспериментальных данных от зависимости, которые неизбежны ввиду статистического рассеивания величины ресурса (рис.1).

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

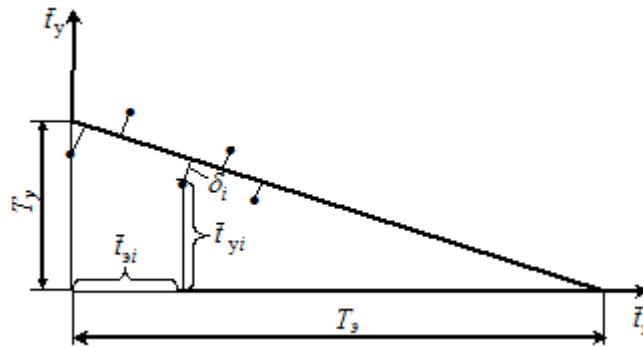


Рисунок 1 - Схема оценки ресурса при линейной модели повреждаемости

Пусть в комбинированных режимах до исчерпания ресурса испытываются несколько выборок образцов, причем в каждой выборке испытания проводятся при постоянных соотношениях наработок в эксплуатационном и ужесточенном режимах: $\frac{t_{xi}}{t_{yi}} = \varepsilon_i; i = 1, 2, \dots, k$.

Затем по результатам испытаний в каждой i -ой выборке оцениваются выборочные средние составляющих ресурса \bar{t}_{xi} и \bar{t}_{yi} . Результат испытаний выборки представляется в виде точки с координатами \bar{t}_{xi} и \bar{t}_{yi} . Совокупность из k таких точек, полученная после испытаний всех выборок, характеризующихся различными значениями ε_i , позволяет статистически оценить отрезки T_x и T_y прямой регрессии (формула 1), отсекаемые на осях координат.

При оценивании значений T_x и T_y , учитывая случайность входящих в формулу 1 величин \bar{t}_x и \bar{t}_y , целесообразно использовать зависимости, соответствующей ортогональной регрессии, которые обеспечивают минимум суммы квадратов кратчайших расстояний δ_i , от точек $(\bar{t}_{xi}, \bar{t}_{yi})$ до прямой регрессии [5].

Предварительно рассчитываются выборочные \bar{t}_{xi} и \bar{t}_{yi} и общие $\bar{\bar{t}}_x$ и $\bar{\bar{t}}_y$ средние

$$\begin{aligned} \bar{t}_{xi} &= \frac{1}{n_i} \sum_{j=1}^{n_i} t_{xij}; & \bar{t}_{yi} &= \frac{1}{n_i} \sum_{j=1}^{n_i} t_{yij}; \\ \bar{\bar{t}}_x &= \sum_{i=1}^k \omega_i \bar{t}_{xi}; & \bar{\bar{t}}_y &= \sum_{i=1}^k \omega_i \bar{t}_{yi}, \end{aligned} \quad (2)$$

где n_i - объем выборки испытывавшихся объектов с одним и тем же соотношением наработок

ε_i ; k - количество выборок испытывавшихся объектов; $\omega_i = \frac{n_i}{N}$ - "весовые" коэффициенты;

$N = \sum_{i=1}^k n_i$ - общее количество испытывавшихся объектов в k выборках.

Затем оцениваются средние значения ресурса в эксплуатационном T_x и ужесточенном T_y режимах [6-7] с помощью формул ортогональной регрессии:

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

$$T_{\vartheta} = \bar{t}_{\vartheta} + \frac{\bar{t}_y}{\chi + \sqrt{1 + \chi^2}}; \quad (3)$$

$$T_y = \bar{t}_y + \left(\chi + \sqrt{1 + \chi^2} \right) \bar{t}_{\vartheta},$$

где $\chi = \frac{\sum_{i=1}^k \omega_i \bar{t}_{\vartheta i}^2 - \sum_{i=1}^k \omega_i \bar{t}_{y i}^2 - (\bar{t}_{\vartheta})^2 + (\bar{t}_y)^2}{2 \left(\sum_{i=1}^k \omega_i \bar{t}_{\vartheta i} \bar{t}_{y i} - \bar{t}_{\vartheta} \bar{t}_y \right)}$.

Учитывая реальный смысл величин T_y и T_{ϑ} , их статистически достоверные оценки должны быть положительными. Критерий, из которого получены оценки (формула 3), обеспечивает соответствие оцениваемых значений T_y и T_{ϑ} результатам испытаний в смысле максимального правдоподобия. В отличие от обычно используемого в регрессионном анализе подхода при таком способе оценивания параметров регрессионная модель (формула 1) является единственной и не связана с тем, какая из переменных (\bar{t}_y или \bar{t}_{ϑ}) принимается в качестве независимой в статистическом смысле являются точечными. При малом числе испытанных выборок ($k=3-5$ шт.) такое оценивание может иметь низкую точность и должно дополняться интервальным. Границы интервала для прогнозируемого среднего эксплуатационного ресурса могут быть приближенно определены из выражения

$$T_{\vartheta \min} \approx T_{\vartheta} (1 - \Delta(\beta)),$$

$$T_{\vartheta \max} \approx T_{\vartheta} (1 + \Delta(\beta)),$$

где $\Delta(\beta) = \tau_{k-2}(\beta) \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k \left(\frac{\bar{t}_{\vartheta i}}{T_{\vartheta}} + \frac{\bar{t}_{y i}}{T_y} - 1 \right)^2}{k(k-2)}}$

$\tau_{k-2}(\beta)$ - коэффициент Стьюдента [4], соответствующий доверительной вероятности β и числу степеней свободы $k-2$.

Если линейная гипотеза суммирования повреждений при комбинированном режиме нагружения в действительности выполняется только в скорректированной форме, т.е.

$$\frac{\bar{t}_y}{T_y} + \frac{\bar{t}_{\vartheta}}{T_{\vartheta}} = a_p < 1,$$

то изложенный выше способ оценки среднего эксплуатационного ресурса T_{ϑ} дает для него заниженное значение, которое можно рассматривать как гарантированное.

Обеспечивать возможность статистической оценки параметров регрессионной модели (1) следует соответствующим планированием и проведением испытаний [8]. Для эффективного оценивания необходимо, чтобы определяемое по результатам испытаний "расстояние" между двумя наиболее удаленными друг от друга точками ($\bar{t}_{\vartheta i}, \bar{t}_{y i}$) и ($\bar{t}_{\vartheta j}, \bar{t}_{y j}$):

$\rho = \sqrt{(\bar{t}_{\vartheta i} - \bar{t}_{\vartheta j})^2 + (\bar{t}_{y i} - \bar{t}_{y j})^2}$ было достаточно большим, а также, чтобы у испытанных

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

объектов составляющие среднего ресурса \bar{t}_{zi} и \bar{t}_{yi} соответствовали различной величине соотношений $\varepsilon_i = \bar{t}_{zi} / \bar{t}_{yi}$. Этого можно достигнуть если, например, при чередовании эксплуатационного и ужесточенного режимов соблюдать заранее заданное соотношение наработок в каждом из режимов и каждую выборку образцов испытывать со своим отличающимся от других соотношением. Тогда при достаточно высокой частоте чередований режимов соотношения составляющих ресурса $\bar{t}_{zi} / \bar{t}_{yi}$ у испытанных объектов на моменты ресурсных отказов будут приблизительно совпадать с заданными соотношениями наработок и различаться при переходе от одного образца к другому на заранее запланированную величину.

Иногда, если эффектом последствия режимов можно пренебречь, реализуется упрощенная программа испытаний, когда одну часть объектов испытывают только в ужесточенном режиме (при $t_3 = 0$), а вторую испытывают в комбинированном режиме, доводя в ужесточенном режиме до предельного состояния образцы, уже имеющие в эксплуатационном режиме постоянную наработку $t_3 = \tilde{t}_3$. Тогда для прогноза среднего эксплуатационного ресурса можно использовать формулу 4, непосредственно вытекающую из формулы 1

$$T_3 = \frac{\tilde{t}_3}{1 - \frac{\bar{t}_y}{\bar{T}_y}}, \quad (4)$$

где \bar{T}_y - среднее значение ресурса образцов, испытанных только в ужесточенном режиме; \bar{t}_y - среднее значение составляющей ресурса, выработанной в ужесточенном режиме у образцов, испытывавшихся в комбинированном режиме при $t_3 = \tilde{t}_3$.

Результаты исследования и их обсуждение. Испытания в комбинированном режиме на двух ступенях ужесточенного нагружения можно использовать и для ускоренной оценки показателя степени другие модели долговечности [2]. Если такие испытания проводятся при двух ужесточенных значениях нагрузки Q_{y1} и Q_{y2} , то в каждой выборке образцы вырабатывают до разрушения часть среднего ресурса \bar{t}_{1i} в первом режиме и часть среднего ресурса \bar{t}_{2i} во втором режиме [6-8]. По этим данным определяются величины средних ресурсов T_1 и T_2 при работе объекта только в одном из режимов до предельного состояния. При этом следует положить $\bar{t}_{zi} = \bar{t}_{1i}$ и $\bar{t}_{yi} = \bar{t}_{2i}$.

После этого, учитывая соотношение

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{Q_{y2}}{Q_{y1}} \right)^m,$$

определяем показатель степени

$$m = \frac{\ln T_1 - \ln T_2}{\ln Q_{y1} - \ln Q_{y2}}.$$

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

На этапе планирования испытаний возникает вопрос о достаточных условиях, при которых допустимо использовать линейную модель суммирования повреждений (формула 1) в случае параметрических отказов. Предположим, что зависимость параметра отказа Δ от наработки t при испытаниях имеет вид степенной функции

$$\Delta(t) = t^{\nu} / \theta(Q, C),$$

где $\theta(Q, C)$ - детерминированная функция обобщенных параметров нагруженности Q и сопротивляемости повреждению C , не зависящая от наработки.

Считая Δ_{Π} предельным значением параметра отказа, в дальнейшем удобно перейти к безразмерному параметру повреждения $d(t) = \Delta(t) / \Delta_{\Pi}$, у которого предельное значение равно

1. Пусть в режиме испытаний, эквивалентном эксплуатационному $\theta_1 = \Delta_{\Pi} \cdot \theta(Q_3, C)$ и, соответственно $d_3(t) = t^{\nu_1} / \theta_1$. Аналогично для ужесточенного режима [9-10], обозначив

$\theta_2 = \Delta_{\Pi} \cdot \theta(Q_y, C)$ будем иметь $d_y(t) = t^{\nu_2} / \theta_2$.

Тогда величина ресурса в эксплуатационном режиме определяется как $T_3 = \theta_1^{1/\nu_1}$, а в ужесточенном $T_y = \theta_2^{1/\nu_2}$.

При испытаниях в комбинированном режиме, если сначала в ужесточенном режиме достигнут некоторый уровень повреждения $\beta_1 < 1$, то соответствующая часть ресурса $t'_y = (\beta_1 \theta_2)^{1/\nu_2}$. Затем часть ресурса t_3 вырабатывается в эксплуатационном режиме до уровня повреждения $\beta_2 > \beta_1$ и если при этом закономерность изменения параметра повреждения $d_3(t)$ сохраняется, т.е. работа в предшествующем ужесточенном режиме не влияет на характер изменения параметра повреждения после перехода в эксплуатационный режим (отсутствует «последствие»), то

$$t_3 = (\beta_2 \theta_1)^{1/\nu_2} - (\beta_1 \theta_1)^{1/\nu_1}.$$

После уровня β_2 оставшийся ресурс вырабатывается опять в ужесточенном режиме и при отсутствии последствия $t''_y = T_y - (\beta_2 \theta_2)^{1/\nu_2}$. Суммарная часть ресурса, выработанная в ужесточенном режиме, составляет

$$t_y = t'_y + t''_y = T_y - (\beta_2 \theta_2)^{1/\nu_2} + (\beta_1 \theta_2)^{1/\nu_2}.$$

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

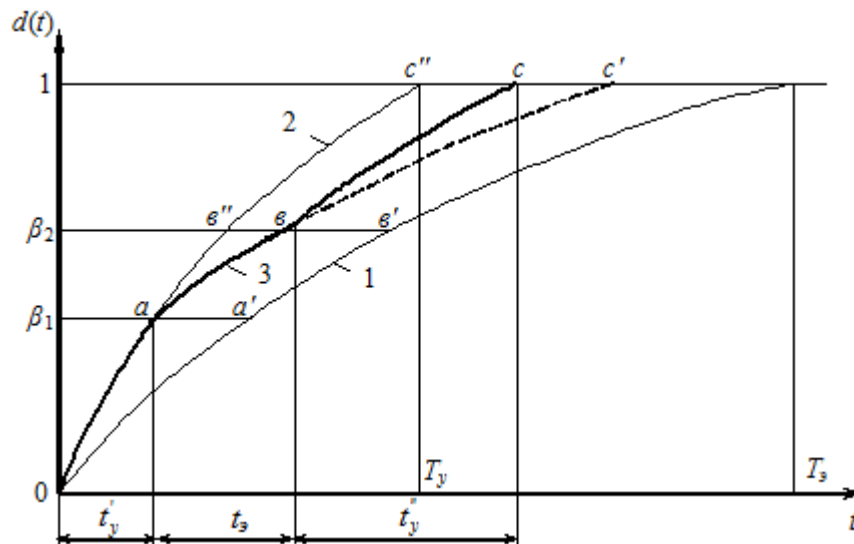


Рисунок 2 – Схема вариантов выработки ресурса при испытаниях:
 1 – в эксплуатационном режиме; 2 – в ужесточенном режиме;
 3 – в комбинированном режиме.

Подстановка величин T_3 , T_y , а также $\bar{t}_3 = t_3$ и $\bar{t}_y = t_y$ в левую часть (формула 1) показывает, что она будет отличаться от единицы на величину суммы: $\beta_1^{1/V_1} - \beta_1^{1/V_2} + \beta_2^{1/V_1} - \beta_2^{1/V_2}$, которая обращается в нуль при $V_1 = V_2 = V$ и соотношение (формула 1) удовлетворяется независимо от величины β_i . Аналогичным способом можно показать, что это утверждение остается в силе при любом числе переходов от одного режима испытаний к другому.

Известно [11-12], что степенные зависимости широко применяются при описании монотонного изменения различных технических параметров элементов машин в зависимости от их наработки. Поэтому можно считать, что во многих таких случаях применение линейной модели повреждаемости (формула 1) является оправданным. Однако необходимо учитывать, что в реальных условиях величины θ_1 , θ_2 , ν и другие факторы, определяющие ресурс при испытаниях, являются случайными и имеют статистическое рассеивание. Поэтому выражение (формула 1) следует рассматривать, как математическую основу для описания накопления повреждений в среднем и построения линейной регрессионной модели повреждаемости, параметры которой T_3 и T_y являются статистическими оценками для среднего ресурса в эксплуатационном и ужесточенном режимах испытаний.

Относительно применения линейной модели при испытаниях на многоцикловую усталость можно отметить, что она полностью соответствует зависимости [3], согласно которой в качестве безразмерного параметра (меры) повреждения, накапливаемого за n циклов

регулярного нагружения, можно принять $d(n) = \frac{\sigma_a^m}{C} n$, т.е. величину, линейно зависящую от

наработки в циклах. Вместе с тем отсутствие эффекта последствия от смены режимов при усталостных испытаниях не всегда имеет место. Часто наблюдается упрочнение при переходе от менее жесткого режима нагружения к нагружению с большей величиной амплитуды напряжений или разупрочнение, если смена режимов нагружения происходит в обратном порядке. Поэтому при усталостных испытаниях обычно результаты в большей степени соответствуют линейной гипотезе суммирования повреждений, если в ходе испытаний многократно чередовать работу объекта в указанных режимах нагружения.

При сокращенных стендовых испытаниях на параметрическую надежность [7-8] в комбинированных режимах испытываемые элементы не доводятся до предельного состояния.

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

Пусть измеряемый при испытаниях параметр состояния Δ имеет степенную зависимость от наработки t вида

$$\Delta(t) = \Delta_o + \frac{t^\nu}{\theta},$$

где Δ_o - величина параметра перед началом испытаний; θ - коэффициент, зависящий от режима нагружения.

Тогда относительная мера повреждения, соответствующая некоторому уровню параметра состояния $\Delta(t)$ будет определяться отношением

$$d(t) = \frac{\Delta(t) - \Delta_o}{\Delta_{\text{п}} - \Delta_o} = \frac{t^\nu}{\theta(\Delta_{\text{п}} - \Delta_o)},$$

где $\Delta_{\text{п}}$ - предельное значение параметра состояния.

Если показатель степени ν при изменении режимов испытаний остается постоянным, то значения среднего ресурса в эксплуатационном и ужесточенном режимах, соответствующие $d = 1$, определяются из выражений

$$T_{\text{э}} = \theta_1^{1/\nu} (\Delta_{\text{п}} - \Delta_o)^{1/\nu}; \quad T_{\text{у}} = \theta_2^{1/\nu} (\Delta_{\text{п}} - \Delta_o)^{1/\nu}.$$

При этом значения ресурса до достижения уровня повреждения $d < 1$ будут в $d^{1/\nu}$ раза меньше

$$T_{\text{э}}^* = d^{1/\nu} \cdot T_{\text{э}}; \quad T_{\text{у}}^* = d^{1/\nu} \cdot T_{\text{у}}.$$

Тогда, если $\tau_{\text{э}}$ и $\tau_{\text{у}}$ - составляющие средней наработки, выработанные в эксплуатационном и ужесточенном режимах, при которых суммарная мера повреждения равна d , то легко показать, что будет выполняться условие

$$\frac{\tau_{\text{э}}}{T_{\text{э}}^*} + \frac{\tau_{\text{у}}}{T_{\text{у}}^*} = 1.$$

Следовательно, при сокращенных испытаниях на параметрическую надежность линейную гипотезу суммирования повреждений в рассматриваемом случае можно записать в виде

$$\frac{\tau_{\text{э}}}{T_{\text{э}}} + \frac{\tau_{\text{у}}}{T_{\text{у}}} = d^{1/\nu}.$$

Используя это выражение для построения регрессионной модели повреждаемости по результатам испытаний n образцов, из условий минимума суммы

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

$$S = \sum_{i=1}^n \left(\lambda_{\text{э}} \tau_{\text{э}i} + \lambda_{\text{у}} \tau_{\text{у}i} - d_i^{1/\nu} \right)^2$$

получим систему уравнений

$$\begin{aligned} \lambda_{\text{э}} \sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{э}i}^2}{d_i^{2/\nu}} + \lambda_{\text{у}} \sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{э}i} \cdot \tau_{\text{у}i}}{d_i^{2/\nu}} &= \sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{э}i}}{d_i^{1/\nu}}; \\ \lambda_{\text{э}} \sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{э}i} \cdot \tau_{\text{у}i}}{d_i^{2/\nu}} + \lambda_{\text{у}} \sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{у}i}^2}{d_i^{2/\nu}} &= \sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{у}i}}{d_i^{1/\nu}}, \end{aligned} \quad (5)$$

где $d_i = \frac{\Delta_i - \Delta_o}{\Delta_n - \Delta_o}$.

Решение системы (формула 5) позволяет оценить в этом случае средний ресурс в эксплуатационном и ужесточенном режимах с помощью выражений

$$\begin{aligned} T_{\text{э}} &= \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{э}i}^2}{d_i^{2/\nu}} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{у}i}^2}{d_i^{2/\nu}} - \left(\sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{э}i} \cdot \tau_{\text{у}i}}{d_i^{2/\nu}} \right)^2}{\sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{э}i}}{d_i^{1/\nu}} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{у}i}}{d_i^{1/\nu}} - \sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{у}i}}{d_i^{1/\nu}} \cdot \sum_{i=2}^n \frac{\tau_{\text{э}i} \cdot \tau_{\text{у}i}}{d_i^{2/\nu}}}; \\ T_{\text{у}} &= \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{э}i}^2}{d_i^{2/\nu}} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{у}i}^2}{d_i^{2/\nu}} - \left(\sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{у}i} \cdot \tau_{\text{э}i}}{d_i^{2/\nu}} \right)^2}{\sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{у}i}}{d_i^{1/\nu}} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{э}i}}{d_i^{1/\nu}} - \sum_{i=1}^n \frac{\tau_{\text{э}i}}{d_i^{1/\nu}} \cdot \sum_{i=2}^n \frac{\tau_{\text{у}i} \cdot \tau_{\text{э}i}}{d_i^{2/\nu}}}. \end{aligned} \quad (6)$$

Следовательно, при проведении сокращенных испытаний в комбинированных режимах кроме значений наработки в каждом из режимов $\tau_{\text{э}i}$ и $\tau_{\text{у}i}$ необходимо определять соответствующие значения параметра состояния Δ_i , а также по результатам контроля за реализациями процесса $\Delta(t)$ [4-5] оценивать величину показателя степени ν .

Из схемы на рисунке 1 видно, что оценивание среднего ресурса с помощью выражений (формула 3) или (формула 4) фактически производится экстраполяционным путем, при котором экстраполяция линейного регрессионного уравнения повреждаемости (формула 1) осуществляется по наработке в эксплуатационном режиме на интервал от $\max \bar{t}_{\text{э}i}$ до $T_{\text{э}}$. Обусловленная экстраполяцией абсолютная погрешность оценивания среднего ресурса с увеличением этого интервала возрастает. При высокой степени ужесточения режима испытаний и, как следствие, большой величине отношения $T_{\text{э}}/T_{\text{у}}$, интервал экстраполяции может многократно превысить величину интервала наработки $t_{\text{э}}$, в котором проводились

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

испытания (от нуля до $\max \bar{t}_{3j}$), что отрицательно скажется на точности оценки среднего ресурса T_3 .

Уменьшить величину интервала экстраполяции регрессионного уравнения повреждаемости и за счет этого повысить точность оценки среднего ресурса по результатам испытаний в комбинированном режиме возможно, если установлено, что максимальная нагрузка Q_{\max} , кратковременно действующая на элемент в наиболее тяжелом эксплуатационном режиме, оказывает достаточно интенсивное повреждающее воздействие. В этом случае ускорять испытания целесообразно за счет увеличения относительной продолжительности действия максимальной нагрузки [9], т.е. проводя их в граничном режиме.

Экспериментальная проверка линейной гипотезы суммирования повреждений при многоцикловой усталости показывает, что в ряде случаев ее использование при прогнозировании среднего ресурса может приводить к большим погрешностям. Это имеет место в основном, когда при одном из режимов комбинированного нагружения возникают напряжения, величина которых попадает в диапазон случайного рассеивания предела неограниченной выносливости, а левая наклонная ветвь кривой усталости имеет перегиб и переходит в горизонтальный участок.

Возможные нарушения линейности кинетики повреждаемости следует учитывать при ее стохастическом описании. Поэтому, наряду с применением для ускоренной оценки линейного регрессионного уравнения (формула 6), целесообразно и использование нелинейных регрессионных моделей. Простейшие формы нелинейного регрессионного уравнения повреждаемости имеют вид

$$\left(\frac{\bar{t}_I}{T_I}\right)^\mu + \left(\frac{\bar{t}_{II}}{T_{II}}\right)^\mu = 1; \quad (7)$$

$$\frac{\bar{t}_I}{T_I} + \epsilon_{12} \frac{\bar{t}_I}{T_I} \cdot \frac{\bar{t}_{II}}{T_{II}} + \frac{\bar{t}_{II}}{T_{II}} = 1$$

где коэффициент ϵ_{12} , характеризующий степень нелинейности, так же, как и параметры T_I и T_{II} , оцениваются статистически по результатам испытаний, проведенных в комбинированных режимах.

Записав первую из нелинейных форм регрессионных уравнений (формула 7) в виде

$$\lambda_I \bar{t}_I^\mu + \lambda_{II} \bar{t}_{II}^\mu = 1,$$

где $\lambda_I = \frac{1}{T_I^\mu}$; $\lambda_{II} = \frac{1}{T_{II}^\mu}$,

определим параметры T_I и T_{II} из условия

$$S = \sum_{i=1}^n (\lambda_I \bar{t}_{Ii}^\mu + \lambda_{II} \bar{t}_{IIi}^\mu - 1)^2 \Rightarrow \min,$$

где \bar{t}_{Ii} и \bar{t}_{IIi} - составляющие выборочного среднего ресурса, выработанные при испытаниях в режимах I и II, соответственно.

Рассматривая вторую форму нелинейного регрессионного уравнения повреждаемости, введем обозначения $\lambda_I = \frac{1}{T_I}$, $\lambda_{II} = \frac{1}{T_{II}}$ и $\lambda_{12} = \epsilon_{12} \cdot \lambda_I \cdot \lambda_{II}$. Тогда из второй формы уравнения (формула 7) получим

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

$$\lambda_1 \cdot \bar{t}_I + \lambda_{12} \cdot \bar{t}_I \cdot \bar{t}_{II} + \lambda_{II} \cdot \bar{t}_{II} = 1. \quad (8)$$

Используя те же предположения относительно отклонений меры повреждения от единицы, для оценки параметров по результатам испытаний при условии, что $\lambda_1 > 0$, $\lambda_{II} > 0$ и $\lambda_{12} > 0$, минимизируем сумму квадратов

$$S = \sum_{i=1}^n (\lambda_1 \cdot \bar{t}_{Ii} + \lambda_{12} \cdot \bar{t}_{Ii} \cdot \bar{t}_{IIi} + \lambda_{II} \cdot \bar{t}_{IIi} - 1)^2.$$

Соответствующая система уравнений относительно λ_1 , λ_{II} и λ_{12} , получаемая из условий

$$\frac{\partial S}{\partial \lambda_1} = 0, \quad \frac{\partial S}{\partial \lambda_{II}} = 0 \quad \text{и} \quad \frac{\partial S}{\partial \lambda_{12}} = 0,$$

имеет вид

$$\begin{aligned} \lambda_1 \sum_{i=1}^n \bar{t}_{Ii}^2 + \lambda_{12} \sum_{i=1}^n \bar{t}_{Ii}^2 \cdot \bar{t}_{IIi} + \lambda_{II} \sum_{i=1}^n \bar{t}_{Ii} \cdot \bar{t}_{IIi} &= \sum_{i=1}^n \bar{t}_{Ii}; \\ \lambda_1 \sum_{i=1}^n \bar{t}_{Ii} \cdot \bar{t}_{IIi} + \lambda_{12} \sum_{i=1}^n \bar{t}_{Ii} \cdot \bar{t}_{IIi}^2 + \lambda_{II} \sum_{i=1}^n \bar{t}_{IIi}^2 &= \sum_{i=1}^n \bar{t}_{IIi}; \\ \lambda_1 \sum_{i=1}^n \bar{t}_{Ii}^2 \cdot \bar{t}_{IIi} + \lambda_{12} \sum_{i=1}^n \bar{t}_{Ii}^2 \cdot \bar{t}_{IIi}^2 + \lambda_{II} \sum_{i=1}^n \bar{t}_{Ii} \cdot \bar{t}_{IIi}^2 &= \sum_{i=1}^n \bar{t}_{Ii} \cdot \bar{t}_{IIi}. \end{aligned} \quad (9)$$

Использование системы (формула 9) для оценивания параметров регрессионного уравнения повреждаемости подразумевает, что испытания всех образцов доведены до отказа. При испытаниях на параметрическую надежность с оценкой степени повреждения величиной $d_i = \frac{\Delta_i}{\Delta_{II}} \leq 1$ в (формула 9) следует положить $\bar{t}_{Ii} = \frac{\tau_{Ii}}{d_i^{1/\nu}}$ и $\bar{t}_{IIi} = \frac{\tau_{IIi}}{d_i^{1/\nu}}$.

Решая совместно вторую форму уравнения (формула 7) и (формула 8), с учетом (формула 6) получим выражение для оценки среднего ресурса при использовании нелинейной регрессионной модели повреждаемости

$$T_9 = \begin{cases} \left\{ \frac{\sqrt{4\sigma_{12} \cdot \alpha_1^* (1 - \alpha_1^*) \cdot T_I \cdot T_{II} + [T_I(1 - \alpha_1^*) + \alpha_1^* \cdot T_{II}]^2} - [T_I(1 - \alpha_1^*) + \alpha_1^* \cdot T_{II}]}{2\sigma_{12} \cdot \alpha_1^* (1 - \alpha_1^*)} \right\} & \text{при } 0 < \alpha_1^* < 1; \\ T_{II}, & \text{при } \alpha_1^* = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Вариант, когда в (формула 6) $\alpha_1^* = 0$ имеет место, если при ускоренных испытаниях нагрузка в ужесточенном режиме превышает максимальное значение эксплуатационного

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

спектра и, следовательно, интервал экстраполяции второй формы регрессионного уравнения повреждаемости не сокращается.

Возможность использования при стохастическом описании кинетики повреждаемости в комбинированном режиме нагружения второй формы нелинейного регрессионного уравнения (формула 7) продемонстрировано на примере статистического анализа результатов испытаний на многоцикловую усталость, приведенных в работах [2,5-7].

Выводы. Следовательно, для того, чтобы использовать линейную модель суммирования повреждений не обязательна линейность зависимости параметра отказа от наработки и, если изменение параметра отказа подчинено степенной зависимости, то сохранение величины показателя степени при многократном чередовании режимов испытаний в сочетании с отсутствием последствия ($\theta_i = const$) является достаточным условием применимости линейной модели суммирования повреждений. Выполнение этого условия целесообразно проверять при проведении испытаний на параметрическую надежность.

Список использованной литературы:

1. *Алдошин Г.Т.* Теория линейных и нелинейных колебаний : учебное пособие. СПб.: Лань, 2013, 311 с.
2. Надежность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т. Т.5: Проектный анализ надежности / Под ред. В.И. Патрушева и А.И. Рембезы. М.: Машиностроение, 1988, 316 с.
3. *Корнев Б.Г.* Некоторые задачи теории упругости и теплопроводности, решаемые в бесселевых функциях. М.: Физматгиз, 1960, 459 с.
4. *Ивановская А.В., Богатырева Е.В.* Исследование динамических процессов при работе неводоВыборочного комплекса // Инновационные технологии в науке и образовании ИТНО-2015: сборник научных трудов международной научно-практической конференции, посвященной 85-летию ДГТУ. Г. Ростов-на-Дону – п. Дивноморское, 7-10 сентября 2015. С. 198-203.
5. *Анилович В.Я., Гринченко А.С., Клименко Н.П.* Способ оценки надёжности системы по выборочным данным о надёжности элементов // Новые решения в современных технологиях: сб. науч. тр. / Вестник ХГПУ. Харьков, 1999. Вып. №66. С.102-106.
6. *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. 192с.
7. *Васькевич Ф.А., Зубко С.С.* Оценка параметров рабочего процесса главного судового дизеля по данным эксплуатационных испытаний // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2018. № 3. С. 89-94.
8. *Половко А. М., Гуров С. В.* Основы теории надежности. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 704 с.
9. *Корнев Б.Г., Смирнов А.Ф.* Справочник проектировщика. Динамический расчёт специальных инженерных сооружений и конструкций. М.: Стройиздат, 1988. 466 с.
10. *Вентцель Е.С., Овчаров Л.А.* Теория вероятностей и ее инженерные приложения. М.: Наука, 1988. 480 с.
11. *Головченко В.П.* Возможности использования распределения Вейбулла в качестве универсальной модели аппроксимации // Труды ГосНИИГА. 1988. №279. С. 91-98.
12. *Те А. М.* Судовые вспомогательные механизмы, системы и устройства: учеб. пособие. Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2013. 208 с.

References:

1. *Aldoshin G.T. Teoriya lineynyh i nelineynyh kolebanij* [Theory of linear and nonlinear oscillations]. SPb.: Lan', 2013, 311 p.
2. *Nadezhnost' i effektivnost' v tekhnike: Spravochnik: V 10 t. T.5: Proektnyj analiz nadezhnosti.* [Reliability and efficiency in engineering: Handbook: In 10 v. Vol. 5: Design analysis of reliability]. Pod red. V.I. Patrusheva i A.I. Rembezy. M.: Mashinostroenie, 1988, 316 p.

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

3. Korenev B.G. *Nekotorye zadachi teorii uprugosti i teploprovodnosti, reshaemye v besselevykh funkciyah* [Some problems of the theory of elasticity and thermal conductivity solved in Bessel functions]. M.: Fizmatgiz, 1960, 459 p.

4. Ivanovskaya A.V., Bogatyreva E.V. *Issledovanie dinamicheskikh processov pri rabote nevodovoyborochnogo kompleksa*. [The study of dynamic processes during the operation of the seine sampling complex]. *Innovacionnye tekhnologii v nauke i obrazovanii ITNO-2015* [Innovative technologies in science and education ITNO-2015] *Sbornik nauchnykh trudov mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii, posvyashchennoj 85-letiyu DGTU*. G. Rostov-na-Donu – p. Divnomorskoe, 7-10 sentyabrya 2015, pp. 198-203.

5. Anilovich V.Ya., Grinchenko A.S., Klimenko N.P. *Sposob ocenki nadyozhnosti sistemy po vyborochnym dannym o nadyozhnosti elementov* [A method for assessing the reliability of the system based on sample data on the reliability of elements]. *Novye resheniya v sovremennykh tekhnologiyah. Sb. nauch. tr. Vestnik HGPU* [New solutions in modern technologies. Bulletin of KHSPU]. Har'kov, 1999, Vyp. №66, pp.102-106.

6. Bashurov B.P., Skiba A.N., Chebanov V.S. *Funkcional'naya nadezhnost' i kontrol' tekhnicheskogo sostoyaniya sudovykh vspomogatel'nykh mekhanizmov* [Functional reliability and control of the technical condition of ship's auxiliary mechanisms] Novorossiysk: MGA imeni admirala F.F.Ushakova, 2009, 192 p.

7. Vaskevich F.A., Zubko S.S. *Otsenka parametrov rabocheho protsessa glavnogo sudovogo dizelya po dannym ekspluatatsionnykh ispytaniy*. [Evaluation of the parameters of the working process of the main marine diesel engine according to operational tests]. *Izvestiya vuzov. Severo-Kavkazskiy region. Tekhnicheskiye nauki* [News of universities. The North Caucasus region. Technical sciences], 2018, no. 3, pp. 89-94. (In Russian).

8. Polovko A. M., Gurov S. V. *Osnovy teorii nadezhnosti* [Fundamentals of reliability theory] SPb, BHV-Peterburg, 2006, 704 p.

9. Korenev B.G., Smirnov A.F. *Spravochnik proektirovshchika. Dinamicheskij raschyot special'nykh inzhenernykh sooruzhenij i konstrukcij* [Designer's Handbook. Dynamic calculation of special engineering structures and structures]. M.: Strojizdat, 1988, 466 p.

10. Ventcel' E.S., Ovcharov L.A. *Teoriya veroyatnostej i ee inzhenernye prilozheniya* [Probability theory and its engineering applications]. M.: Nauka, 1988, 480 p.

11. Golovchenko V.P. *Vozmozhnosti ispol'zovaniya raspredeleniya Vejbulla v kachestve universal'noj modeli approksimacii* [Possibilities of using the Weibull distribution as a universal approximation model]. *Trudy GosNIIGA* [Proceedings of GOSNIIG], 1988, №279, pp. 91-98.

12. Те А. М. *Sudovye vspomogatel'nye mekhanizmy, sistemy i ustrojstva* [Ship auxiliary mechanisms, systems and devices: studies. stipend] Vladivostok: Mor. gos. un-t, 2013, 208 p.

Сведения об авторах / Information about authors

Клименко Николай Петрович	канд. техн. наук, доцент кафедры судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 knp-878@mail.ru
Klimenko Nikolai Petrovich	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 knp-878@mail.ru
Шаратов Алексей Сергеевич	канд. техн. наук, доцент кафедры судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет

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

Sharatov
Aleksi
Sergeevich

298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
relicts@yandex.ru
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
relicts@yandex.ru

Чернуха
Владислав
Сергеевич

аспирант кафедры судовых энергетических установок
Керченский государственный морской технологический
университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
seykgmtu@gmail.com

Chernuha
Vladislav
Sergeevich

post-graduate at the Department of marine power plants
Kerch State Maritime Technological University
28309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
seykgmtu@gmail.com

Конюков В.Л.

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА УТЯЖЕЛЕНИЯ ВИНТОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПАРАМЕТРЫ СУДОВОГО ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ

Аннотация. В работе проведены исследования по влиянию утяжеления винтовой характеристики судна на основные эксплуатационные параметры судового двухтактного дизеля, широко используемого в качестве главного двигателя на морских судах. Исследования выполнены расчетно-теоретическим методом для широких диапазонов изменения коэффициента утяжеления винтовой характеристики и относительной мощности дизеля. Получены зависимости эксплуатационных параметров в характерных точках цикла и критериев, определяющих тепловую напряженность дизеля. Переход на утяжеленную характеристику приводит к снижению мощности турбокомпрессора, уменьшению расхода воздуха и снижению давления наддува, в результате чего уменьшается коэффициент избытка воздуха для горения топлива и повышается удельный эффективный расход топлива. Выполнено сравнение отдельных показателей двухтактного дизеля с аналогичными показателями четырехтактного дизеля. Полученные зависимости эксплуатационных параметров и критериев для широких диапазонов изменения коэффициента утяжеления винтовой характеристики и относительной мощности позволили оценить дополнительные показатели, на базе которых рекомендуется сформировать ограничительные характеристики допустимых режимов эксплуатации дизеля.

Ключевые слова: дизель, эксплуатационные параметры, нагрузка, винтовая характеристика, коэффициент утяжеления, ограничительная характеристика, тепловая напряженность, механическая напряженность.

Konyukov V.L.

INFLUENCE OF THE WEIGHT COEFFICIENT OF THE SCREW CHARACTERISTIC ON THE OPERATIONAL PARAMETERS OF A MARINE TWO-STROKE DIESEL ENGINE

Abstract. The work carried out research on the effect of increasing the weight of the propeller characteristics of a vessel on the main operational parameters of a marine two-stroke diesel engine, which is widely used as the main engine on sea vessels. The studies were carried out using a theoretical calculation method for wide ranges of changes in the weight coefficient of the screw characteristics and the relative power of the diesel engine. The dependences of operational parameters at characteristic points of the cycle and the criteria that determine the thermal stress of a diesel engine are obtained. The transition to a heavier characteristic lead to a decrease in the power of the turbocharger, a decrease in air consumption and a decrease in boost pressure, as a result of which the coefficient of excess air for fuel combustion decreases and the specific effective fuel consumption increases. A comparison was made of individual indicators of a two-stroke diesel engine with similar indicators of a four-stroke diesel engine. The obtained dependencies of operational parameters and criteria for wide ranges of changes in the weight coefficient of the screw characteristics and relative power made it possible to evaluate additional indicators, on the basis of which it is recommended to formulate restrictive characteristics of permissible diesel operating modes.

Keywords: diesel, operational parameters, load, screw characteristic, weight factor, limiting characteristic, thermal stress, mechanical stress.

Введение. Режим работы главного судового двигателя, во многом определяется видом винтовой характеристики, изменяющейся под воздействием ряда внешних факторов: волнение моря, обрастание корпуса судна, осадка судна и др. [1], [2]. Переход на новую винтовую характеристику, определяемую коэффициентом ее утяжеления, вызывает

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

изменение соотношения расходов топлива и воздуха. Изменение коэффициента избытка воздуха при горении приводит, прежде всего, к изменению температуры газа по циклу дизеля. Одновременно меняются параметры, определяющие надежность и экономичность двигателя [3], [4].

Диапазон допустимых нагрузок главных судовых дизелей определяется рядом ограничительных характеристик, за пределами которых эксплуатация двигателя не допускается. Повышение степени форсировки дизелей по давлению наддува с целью увеличения их эффективности привело к снижению запаса по показателям тепловой напряженности. Это существенно ограничивает зону допустимых режимов эксплуатации, особенно при нагрузках близких к номинальной.

Инструкции по эксплуатации главных судовых дизелей содержат результаты тестовых заводских испытаний, как правило, для номинальной винтовой характеристики и рекомендации по диапазону допустимых режимов эксплуатации [5]. Каждый двигатель по-своему реагирует на изменение внешних воздействий, в связи с этим сложно прогнозировать характер изменения параметров и критериев, определяющих напряженность дизеля при переходе на утяжеленную или облегченную винтовую характеристику.

Целью работы является анализ эксплуатационных параметров и критериев напряженности судового двухтактного дизеля для широкого диапазона винтовых характеристик.

Материалы и методы исследования. Объектом исследования в предлагаемой работе является судовой двухтактный дизель с газотурбинным наддувом 7S50MC, который используется в качестве главного двигателя на морских судах с прямой передачей механической энергии на винт фиксированного шага. Характеристики двигателя приведены в работе [6].

Исследования проводились расчетно-теоретическим способом, в основу алгоритма которого положен широко известный теоретический метод анализа рабочего процесса на основе физической сути явлений в цилиндре дизеля, получивший название «метод Гриневецкого-Мазина». По алгоритму была составлена программа для ЭВМ [7]. Настройка программы проводилась по результатам тестовых заводских испытаний, которые принимались за эталонные.

Методика проведения исследований и обработки полученных результатов приведена в работе [8].

Коэффициент утяжеления винтовой характеристики принимался в диапазоне $0,25 \leq \bar{C} \leq 3,6$, а относительная мощность дизеля для каждой винтовой характеристики изменялась в диапазоне $0,25 \leq \bar{N}_e \leq 1,0$. Режим для $\bar{C}=3,6$ соответствовал характеристике швартовых испытаний.

Анализ эксплуатационных параметров проводился для относительных значений, которые находились из соотношений

$$\bar{B} = \frac{B}{B_0}, \quad \bar{n} = \frac{n}{n_0}, \quad (1)$$

где B – значение параметра или критерия, соответствующего частоте вращения n конкретной винтовой характеристики; B_0, n_0 – значения параметра и частоты вращения, соответствующие стопроцентной мощности номинальной винтовой характеристики.

Анализ эксплуатационных параметров дизеля проводился для расширенного диапазона нагрузок без учета ограничительных характеристик.

Результаты исследования и их обсуждение При переходе с номинальной винтовой характеристики на утяжеленную изменяется соотношение расходов топливо-воздух для главного двигателя, что отражается на параметрах состояния рабочего тела по циклу. При этом, прежде всего, изменяется мощность турбины турбокомпрессора. Зависимости относительной мощности турбины турбокомпрессора \bar{N}_T от нагрузки дизеля \bar{N}_e для различных винтовых характеристик с коэффициентами утяжеления \bar{C} представлены на рис.1. Здесь относительная

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

мощность турбины вычислялась по выражению

$$\bar{N}_T = \frac{N_T}{N_i}, \quad (2)$$

где N_T – абсолютная мощность турбины турбокомпрессора; N_i – индикаторная мощность дизеля.

Для диапазона повышения \bar{C} от 0,5 до 3 и нагрузки дизеля $\bar{N}_e=0,75$ относительная мощность турбины снижается на 30%. С уменьшением \bar{N}_e изменение \bar{N}_T снижается и при нагрузке дизеля $\bar{N}_e=0,5$ аналогичное уменьшение составляет 20%.

Сравнивая результаты исследований двухтактного дизеля с результатами ранее выполненных исследований четырехтактного дизеля [8], имеющего близкие внешние показатели, можно сделать вывод, что двухтактные дизели более чувствительны к изменению винтовой характеристики. Снижение относительной мощности турбины четырехтактного дизеля при соответствующих повышениях \bar{C} составило для $\bar{N}_e=0,75$ 14%, а для $\bar{N}_e=0,5$ соответственно 10%.

Уменьшение мощности турбокомпрессора вызывает снижение расхода воздуха и давления наддува. На рис.2 представлены зависимости относительного изменения давления наддува \bar{p}_k от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления. Для диапазона $0,5 \leq \bar{C} \leq 3$ при $\bar{N}_e=0,75$ изменение \bar{p}_k составило 20%, а при $\bar{N}_e=0,5$ соответственно 15%. Для четырехтактного дизеля соответствующие относительные изменения давления наддува составили 10% и 8% [7].

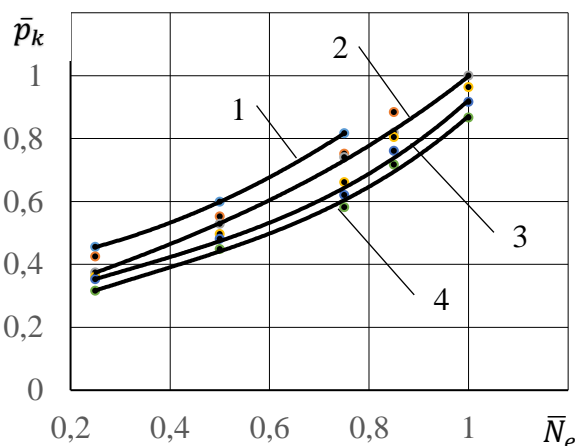
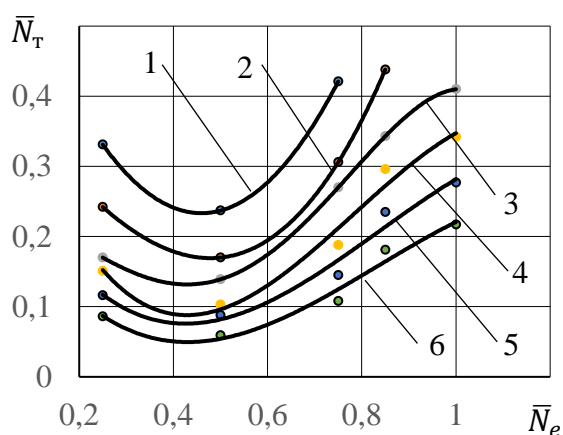


Рисунок 1 - Зависимость относительной мощности турбины от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления: 1 - $\bar{C}=0,5$; 2 - $\bar{C}=0,75$; 3 - $\bar{C}=1,0$; 4 - $\bar{C}=1,4$; 5 - $\bar{C}=2,0$; 6 - $\bar{C}=3$

Рисунок 2 - Относительное изменение давления наддува от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления: 1 - $\bar{C}=0,5$; 2 - 1,0; 3 - $\bar{C}=2,0$; 4 - $\bar{C}=3$

Зависимости относительного изменения расхода воздуха от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления винтовой характеристики представлены на рис. 3. При увеличении \bar{C} от 0,5 до 3 для $\bar{N}_e=0,75$ расход воздуха снизился на 53%, а для $\bar{N}_e=0,5$, соответственно на 36%. Аналогичные изменения расхода воздуха были получены при исследовании четырехтактного дизеля [8]. На основании полученных результатов можно сделать вывод, что снижение мощности турбокомпрессора при переходе на более утяжеленную винтовую характеристику сопровождается, в основном, уменьшением подачи компрессора по сравнению с уменьшением его напора.

Величина коэффициента избытка воздуха при горении топлива оказывает большое влияние на температуру газа в характерных точках цикла и на критерии, определяющие теплонапряженность дизеля. Относительное изменение коэффициента избытка воздуха при горении $\bar{\alpha}$ от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления винтовой

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

характеристики представлено на рис. 4. Для диапазона $0,5 \leq \bar{C} \leq 3$ при $\bar{N}_e = 0,75$ изменение $\bar{\alpha}$ составило 83%, а при $\bar{N}_e = 0,5$ соответственно 70%. Такие же результаты были получены при исследовании четырехтактного дизеля для указанных диапазонов изменения \bar{C} и \bar{N}_e [8].

Утяжеление винтовой характеристики приводит к снижению экономичности дизеля. На рис. 5 показаны зависимости относительного изменения удельного эффективного расхода топлива \bar{g}_e от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления. Увеличение \bar{C} от 0,5 до 3 привело к повышению \bar{g}_e для $\bar{N}_e = 0,75$ на 25%, а для $\bar{N}_e = 0,5$ на 30%. Четырехтактный дизель оказался менее чувствительным в отношении экономичности. Для того же диапазона изменения \bar{C} увеличение \bar{g}_e для $\bar{N}_e = 0,75$ составило 12%, а для $\bar{N}_e = 0,5$ соответственно 18% [8].

Механическая напряженность дизеля оценивается максимальным давлением по циклу p_z , превышение значения которого, установленного для номинального режима эксплуатации не допускается, средним эффективным давлением p_e , средним давлением за время цикла, максимальной скоростью нарастания давления $\frac{dp}{d\varphi}$ [9]. Первые три параметра можно отнести к статическим показателям, последний к динамическим. Практика эксплуатации судовых дизелей показала, что определяющими показателями механической напряженности являются p_z и p_e [1]. Ограничительная характеристика по p_e на диаграмме $N_e = f(n)$ имеет практически линейную зависимость. На рис. 6 приведены зависимости относительного изменения максимального давления цикла \bar{p}_z от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления винтовой характеристики. С утяжелением винтовой характеристики увеличивается диапазон нагрузок дизеля, где p_z превышает допустимые значения. Для таких диапазонов режим работы дизеля следует выбирать из условия $p_e = const$.

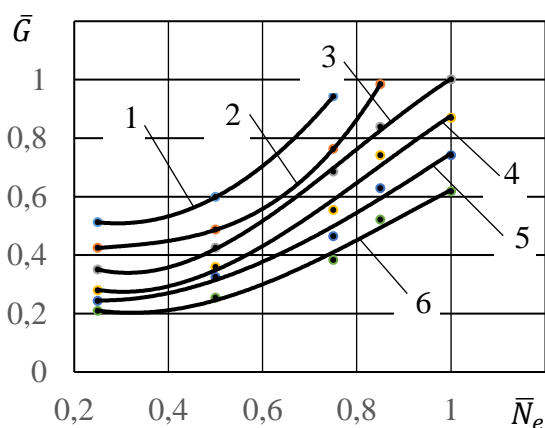


Рисунок 3 – Относительное изменение расхода воздуха от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления: 1 - $\bar{C}=0,5$; 2 - $\bar{C}=0,75$; 3 - $\bar{C}=1,0$; 4 - $\bar{C}=1,4$; 5 - $\bar{C}=2,0$; 6 - $\bar{C}=3$

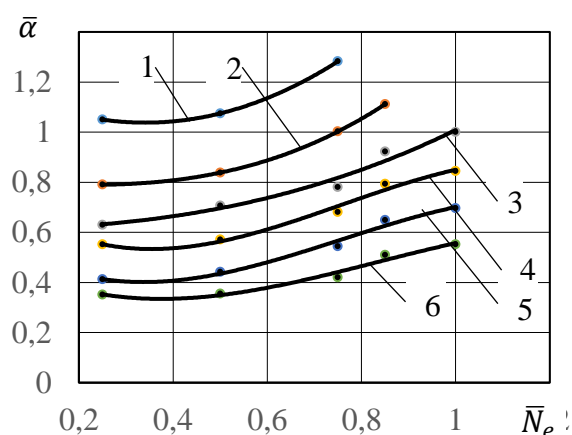


Рисунок 4 – Относительное изменение коэффициента избытка воздуха при горении от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления: 1 - $\bar{C}=0,5$; 2 - $\bar{C}=0,75$; 3 - $\bar{C}=1,0$; 4 - $\bar{C}=1,4$; 5 - $\bar{C}=2,0$; 6 - $\bar{C}=3$

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

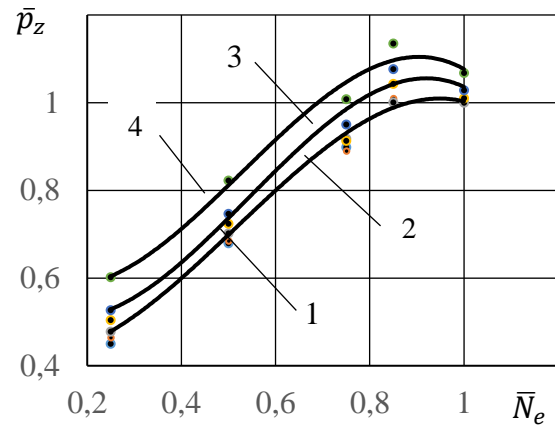
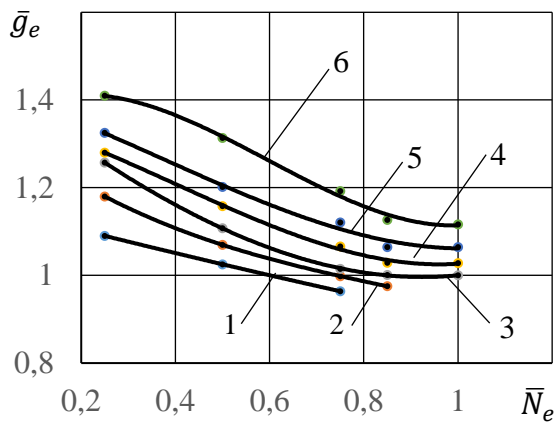


Рисунок 5 – Относительное изменение удельного эффективного расхода топлива от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления: 1 - $\bar{C}=0,5$; 2 - $\bar{C}=0,75$; 3 - $\bar{C}=1,0$; 4 - $\bar{C}=1,4$; 5 - $\bar{C}=2,0$; 6 - $\bar{C}=3,0$

Рисунок 6 – Относительное изменение максимального давления цикла от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления: 1 - $\bar{C}=0,5$; 2 - $\bar{C}=1,0$; 3 - $\bar{C}=2,0$; 4 - $\bar{C}=3,0$

На рис. 7 показано относительное изменение максимальной скорости нарастания давления от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления винтовой характеристики. Для номинальной винтовой характеристики ($\bar{C}=1,0$) в диапазоне нагрузок дизеля $0,5 \leq \bar{N}_e \leq 1,0$ $\frac{dp}{d\varphi}$ сохраняется на уровне номинального режима. Утяжеление винтовой характеристики приводит к повышению этого показателя. Для определения влияния максимальной скорости нарастания давления на надежность дизеля требуется проведение дополнительных исследований.

Оценка теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы при изменении режима работы дизеля осуществляется параметрами и критериями: температурой отработавших в цилиндрах газов T_t ; средним тепловым потоком от газов к охлаждающей воде q_c ; критерием теплонапряженности поршня $K_{п}$; критерием теплонапряженности втулки цилиндров K_c [10]. В связи с тем, что производители дизелей не считают возможным делиться экспериментальными результатами, полученными для ряда эксплуатационных параметров и ограничительных характеристик, даже с персоналом, обслуживающим двигатели, в последнее время для оценки теплонапряженности дизелей стали использовать температуру газов в конце расширения в цилиндре T_b , влияющую на тепловое состояние выпускного клапана, и максимальную температуру цикла T_z [11].

Для оценки теплонапряженности дизеля на практике широко используют температуру отработавших газов, которая является самым доступным для этой оценки параметром и позволяет контролировать тепловое состояние каждого цилиндра в отдельности. На рис.8 приведены зависимости относительного изменения температуры отработавших газов, с учетом перемешивания с продувочным воздухом, от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления. Увеличение \bar{C} от 0,5 до 3 привело к повышению T_t для $\bar{N}_e=0,75$ на 30%, а для $\bar{N}_e=0,5$ на 25%, что свидетельствует о существенном увеличении тепловой нагрузки дизеля.

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

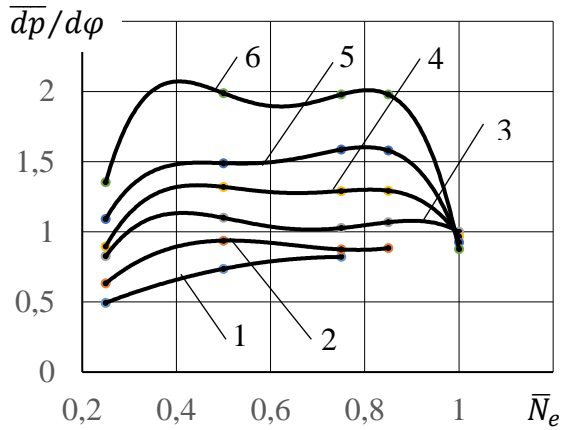


Рисунок 7 – Относительное изменение максимальной скорости нарастания давления от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления: 1 - $\bar{C}=0,5$; 2 - $\bar{C}=0,75$; 3 - $\bar{C}=1,0$; 4 - $\bar{C}=1,4$; 5 - $\bar{C}=2,0$; 6 - $\bar{C}=3$

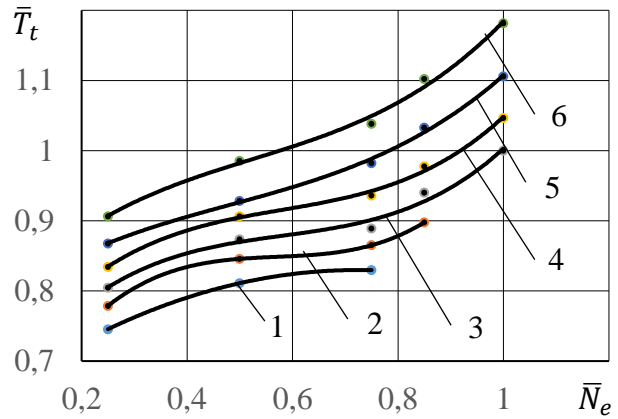


Рисунок 8 – Относительное изменение температуры отработавших в дизеле газов от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления: 1 - $\bar{C}=0,5$; 2 - $\bar{C}=0,75$; 3 - $\bar{C}=1,0$; 4 - $\bar{C}=1,4$; 5 - $\bar{C}=2,0$; 6 - $\bar{C}=3$

Зависимости относительного изменения теплового потока от газов к охлаждающей воде q_c от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления приведены на рис. 9. Утяжеление винтовой характеристики вызывает существенное повышение теплового потока дизеля. С увеличением \bar{C} от 0,5 до 3 для $\bar{N}_e=0,75$ q_c повысился на 70%, а для $\bar{N}_e=0,5$ на 55%. Это вызвано, прежде всего, увеличением температуры газа. Средняя температура газа по циклу дизеля для рассмотренных диапазонов изменения \bar{C} и \bar{N}_e увеличилась на 38%. При этом, критерий, предложенный С.В. Камкиным для оценки теплонапряженности цилиндрической втулки K_c , для указанного диапазона изменения \bar{C} , увеличился на 25% (см. рис.10).

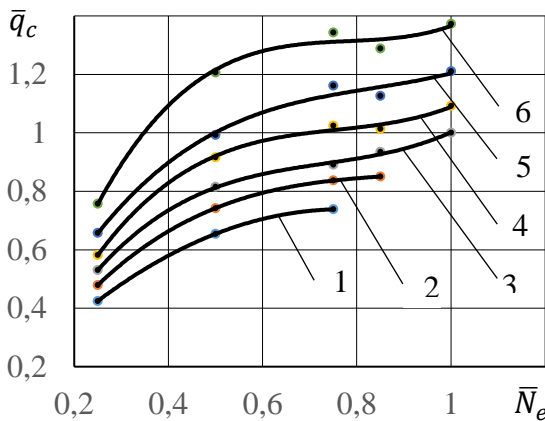


Рисунок 9 – Относительное изменение теплового потока q_c от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления: 1 - $\bar{C}=0,5$; 2 - $\bar{C}=0,75$; 3 - $\bar{C}=1,0$; 4 - $\bar{C}=1,4$; 5 - $\bar{C}=2,0$; 6 - $\bar{C}=3$

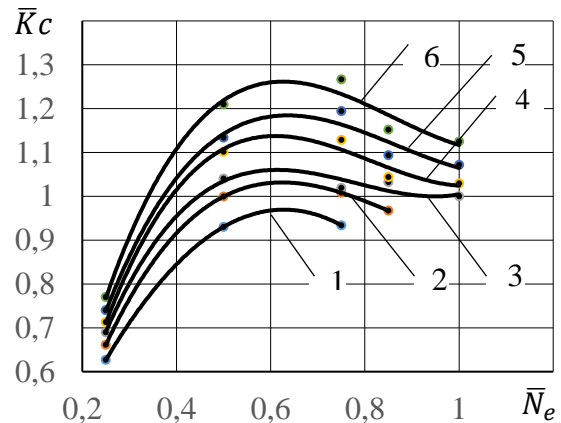


Рисунок 10 – Относительное изменение критерия тепловой напряженности цилиндра K_c от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления: 1 - $\bar{C}=0,5$; 2 - $\bar{C}=0,75$; 3 - $\bar{C}=1,0$; 4 - $\bar{C}=1,4$; 5 - $\bar{C}=2,0$; 6 - $\bar{C}=3$

Как отмечалось выше, теплонапряженность поршня предлагается оценивать критерием K_{Π} , полученным на основе гидродинамической теории теплопередачи и статистической обработки экспериментальных данных [9]. Этот критерий имеет линейную взаимосвязь с температурами отдельных точек поршня, которая сохраняется на любом режиме. Для

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

диапазона $0,5 \leq \bar{C} \leq 3$ при изменении относительной мощности от $\bar{N}_e=0,75$ до $\bar{N}_e=0,5$ относительное увеличение K_{Π} составляет 50% (см. рис. 11). Из рисунков следует, что интенсивное снижение q_c , K_c , K_{Π} начинается при нагрузке дизеля $\bar{N}_e < 0,5$.

Исследования четырехтактного дизеля показали, что для тех же диапазонов изменения коэффициентов утяжеления винтовой характеристики и его относительной мощности изменения K_c составило 10%, а K_{Π} , соответственно 40% [8]. Таким образом, можно сделать вывод, что двухтактный дизель более чувствительный к изменению показателей тепловой напряженности чем четырехтактный двигатель.

На рис. 12 приведены зависимости относительной температуры газа T_b . С увеличением \bar{C} от 0,5 до 3 для $\bar{N}_e=0,75$ температура T_b повысилась на 45%, а для $\bar{N}_e=0,5$ на 40%. Для четырехтактного дизеля увеличение T_b для аналогичных условий соответственно составило 55% и 50%. Повышение температуры газа в конце процесса расширения в цилиндре свидетельствует о существенном увеличении тепловой нагрузки на выпускные клапаны.

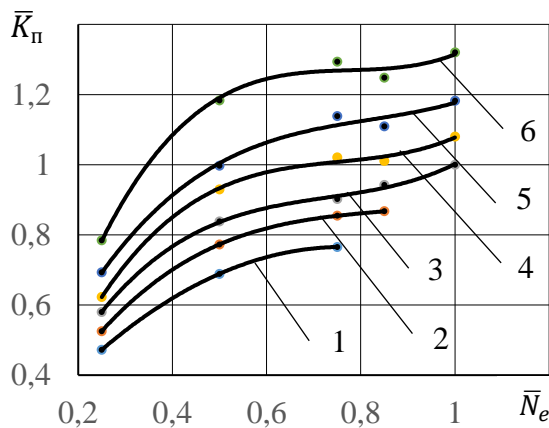


Рисунок 11 Относительное изменение критерия тепловой напряженности поршня K_{Π} от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления: 1 - $\bar{C}=0,5$; 2 - $\bar{C}=0,75$; 3 - $\bar{C}=1,0$; 4 - $\bar{C}=1,4$; 5 - $\bar{C}=2,0$; 6 - $\bar{C}=3$

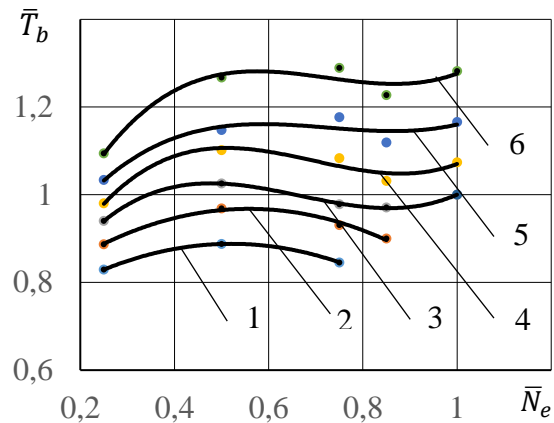


Рисунок 12 – Относительное изменение температуры газа в конце расширения T_b от нагрузки дизеля для различных коэффициентов утяжеления: 1 - $\bar{C}=0,5$; 2 - $\bar{C}=0,75$; 3 - $\bar{C}=1,0$; 4 - $\bar{C}=1,4$; 5 - $\bar{C}=2,0$; 6 - $\bar{C}=3$

На основании полученных результатов можно назначить параметры и критерии на базе которых будут сформированы ограничительные характеристики и которые будут определяющими при установлении области допустимых режимов эксплуатации дизеля. Дополнительно к таким параметрам и критериям можно отнести тепловой поток от газа к охлаждающей воде q_c , критерий тепловой напряженности поршня K_{Π} и температуру T_b .

Выводы. Исследования показали, что двухтактный дизель по сравнению с четырехтактным является более чувствительным к утяжелению винтовой характеристики, что проявляется в большем изменении эксплуатационных параметров. Основной причиной такого изменения является более интенсивное снижение расхода воздуха по сравнению с расходом топлива. При этом снижается коэффициент избытка воздуха при горении, что повышает температуру газа по циклу двигателя.

С утяжелением винтовой характеристики увеличивается диапазон нагрузок дизеля, где p_z превышает допустимые значения. Для таких диапазонов режим работы дизеля следует выбирать из условия $p_e = const$.

Полученные зависимости эксплуатационных параметров и критериев для широких диапазонов изменения коэффициента утяжеления винтовой характеристики и относительной мощности позволили оценить дополнительные показатели, на базе которых рекомендуется сформировать ограничительные характеристики допустимых режимов эксплуатации дизеля. К таким параметрам и критериям можно отнести тепловой поток от газа к охлаждающей воде q_c , критерий тепловой напряженности поршня K_{Π} и температуру T_b .

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

Список использованной литературы:

1. *Кацман Ф.М.* Эксплуатация пропульсивного комплекса морского судна. М.: Транспорт, 1987. 223 с.
2. *Овсянников М.К., Петухов В.А.* Дизели в пропульсивном комплексе морских судов. Справочник. -Л.: Судостроение, 1987. 256 с.
3. *Васькевич Ф.А., Зубко С.С.* Оценка параметров рабочего процесса главного судового дизеля по данным эксплуатационных испытаний. Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки, 2018, №3, с. 89-94.
4. *Олейников Б.Н.* Техническая эксплуатация дизелей судов флота рыбной промышленности [Текст]: учеб. пособие для студентов вузов. Москва: Агропромиздат, 1986. 269 с.
5. Diesel Facts. A Technical Customer Magazine of MAN Diesel & Turbo. 3/2013, P. 12.
6. *Конюков В.Л.* Влияние коэффициента избытка воздуха при горении на показатели напряженности двухтактного дизеля в широком диапазоне режимов. // Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер.: Морская техника и технология. Астрахань, 2020. №3. С. 54-61. DOI: 10/24143/2073-1574-2020-3-54-63.
7. 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.
8. *Конюков В.Л.* Анализ эксплуатационных параметров судового четырехтактного дизеля при изменении винтовой характеристики. // Вестник керченского государственного морского технологического университета. Керчь 2023. Вып.2 С.54-63
9. *Возницкий И.В., Иванов Л.А.* Предотвращение аварий судовых двигателей внутреннего сгорания. М.: Транспорт, 1971. – 191 с.
10. *Гаврилов В.С., Камкин С.В., Шмелев В.П.* Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. Учебное пособие для вузов. – Изд. 3-е перераб. И доп. М.: Транспорт, 1985. 288 с.
11. *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. Katsman F.M. *Ekspluatatsiya propulsivnogo kompleksa morskogo sudna*. [Operation of a propulsive complex of a marine vessel]. M.: Transport. 1987. 223 p. (In Russian)
2. Ovsyannikov M.K. Petukhov V.A. *Dizeli v propulsivnom komplekse morskikh sudov. Spravochnik*. [Diesel engines in the propulsion complex of marine vessels. Guide]. -L.: Sudostroyeniye. 1987.-256 p. (In Russian)
3. Vaskevich F.A. Zubko S.S. *Otsenka parametrov rabocheho protsessa glavnogo sudovogo dizelya po dannym ekspluatatsionnykh ispytaniy*. [Evaluation of the parameters of the working process of the main marine diesel engine according to operational tests] *Izvestiya vuzov. Severo-Kavkazskiy region. Tekhnicheskkiye nauki*. [News of universities. The North Caucasus region. Technical sciences], 2018. №3.pp. 89-94. (In Russian)
4. Olejnikov B.N. *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya dizelej sudov flota rybnoy promyshlennosti* [Technical exploitation of diesels of vessels of fishing industry fleet]. Moscow, Agropromizdat Publ., 1986, 269 p. (In Russian).
5. Diesel Facts. A Technical Customer Magazine of MAN Diesel & Turbo. 3/2013, P. 12.
6. Koniukov V. L. Vliianie koeffitsienta izbytkha vozdukha pri gorenii na pokazateli napriazhennosti dvukhtaktnogo dizelia v shirokom diapazone rezhimov [Influence of excess air ratio during combustion on tension indicators of two-stroke diesel engine in wide range of modes]. *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2020, no. 3, pp. 54-61.

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

7 Svidetelstvo RU2022685277 Rossiyskaya Federatsiya. Programma rascheta parametrov rabocheho protsessa dizelya s nadduvom «Diesel K» :programma dlya EVM [Certificate RU2022685277 Russian Federation. The program for calculating the parameters of the working process of a supercharged diesel "Diesel K" :computer program] / A.N. Gorbenko. – Opubl. 22.12.2022. Byul. №1. (In Russian)

8. Konyukov V.L. Analiz ekspluatatsionnykh parametrov sudovogo chetyrekhtaktnogo dizelya pri izmenenii vintovoi kharakteristiki. // *Vestnik kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta*. Kerch 2023. Vyp.2 pp.54-63

9. Voznitskiy I.V., Ivanov L.A. *Predotvrashcheniye avariyy sudovykh dvigateley vnutrennego sgoraniya*. [Prevention of accidents of marine internal combustion engines]. – M.: Transport. 1971. – 191 s. (In Russian)

10. Gavrilov V.S., Kamkin S.V., Shmelev V.T. *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya sudovykh dizelnykh ustanovok* [Technical operation of marine diesel installations]. [Tekst] Uchebnoye posobiye dlya vuzov. 3-e izdaniye pererab. i dop M.: Transport. 1985. 288 p.

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

Сведения об авторах / Information about authors

**Кониюков
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. (Engin.), Associate Professor at the department of ship power plants
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crime, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
seykgmtu@gmail.com

УДК 62-123

Матвеев Ю.И., Казаков С.С., Курицын С.Ю.

СТЕНД ДЛЯ УСКОРЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ, ПРИБЛИЖЁННЫХ К РЕАЛЬНЫМ УСЛОВИЯМ

Аннотация. Создание любого нового оборудования, его модернизация или продление ресурса требует значительного вклада человеческих усилий. От создания идеи до её воплощения проходит длительный период, который фактически можно разбить на несколько составляющих. Начальная работа происходит в виде эскизного проекта, которая заключается в описательной части идеи и придание ей содержания. Следующий этап – техническое проектирование, формирует прочный фундамент дальнейшей работы и состоит в проведении расчётов, которые включают в себя подбор материалов, расчётов прочности, долговечности, установка размеров будущего изделия или конструкции. Дальнейшее проектирование, основываясь на данные технического проекта, складывается из разработки рабочих чертежей, включающих в себя проработку технологий изготовления, сборки и т.д., и сметно-финансового расчёта, необходимого для выявления материальных затрат, срока окупаемости и, разумеется, рентабельности задуманной идеи. Завершающей точкой любого проектирования являются натурные испытания, способные подтвердить всю правильность идеи или показать о необходимости доработки каких-то элементов, или полностью разрушить замысел. К проведению испытаний должен быть тщательный подход, поскольку испытываемый объект необходимо максимально приблизить к рабочим условиям, иначе при внедрении его в производство, может выйти из строя не только разработанный объект, но и смежное с ним оборудование. В данной работе продемонстрирован стенд, разработанный для испытаний деталей цилиндропоршневой группы приближённых к реальным условиям.

Ключевые слова: стенд, цилиндропоршневая группа, испытания, поршневые кольца, ресурс, долговечность.

Matveev Yu.I., Kazakov S.S., Kuritsyn S.Yu.

A STAND FOR ACCELERATED TESTS OF THE CYLINDER PISTON GROUP, CLOSE TO REAL CONDITIONS

Abstract. The creation of any new equipment, its modernization or the extension of its life requires a significant contribution of human efforts. From the creation of an idea to its implementation, a long period passes, which can actually be divided into several components. The initial work takes place in the form of a sketch project, which consists in the descriptive part of the idea and giving it content. The next stage is technical design, forms a solid foundation for further work and consists in carrying out calculations, which include the selection of materials, calculations of strength, durability, setting the dimensions of the future product or structure. Further design, based on the data of the technical project, consists of the development of working drawings, including the elaboration of manufacturing technologies, assembly, etc., and the estimated financial calculation necessary to identify material costs, payback period and, of course, the profitability of the conceived idea. The final point of any design is full-scale tests that can confirm the correctness of the idea or show the need to refine some elements, or completely destroy the idea. A significant part of the time is devoted to testing, since the test object must be brought as close as possible to the working conditions, otherwise, when it is introduced into production, not only the developed object, but also the equipment adjacent to it, may fail. In this paper, a stand designed for testing parts of a cylinder-piston group close to real conditions is demonstrated.

Keywords: stand, cylinder piston group, tests, piston rings, resource, durability.

Введение. Любая научная, исследовательская или инженерная работа таит в себе большое количество загадок, которые не всегда можно решить при помощи теории.

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

Теоретические знания позволяют нам создать изделие для его работы в нормальных условиях. И чтобы сделать его приближённым к реальным условиям, приходится создавать определённые ситуации, имитируя различные рабочие варианты, такие как повышение давления, температуры, нагрузок как в большую, так и в меньшую сторону. Таких вариантов может быть бесчисленное количество, и каждый из них требует индивидуального подхода по корректировке расчётов. Для ускорения процессов оценки технического состояния корректируют расчётные методики при этом незначительно сокращая время проектирования. Поиск оптимальных решений приводит к большим затратам как времени, так и сил исследователя, причём не давая гарантий о положительном исходе задуманного. Прогресс не стоит на месте, и на помощь конструкторам, научным работникам приходят информационные технологии. Как и оборудование параллельно развивается программное обеспечение, позволяющее сократить время для проверок различных вариантов. Но математические модели, как правило работают по определённому алгоритму, основанному на статистических данных действующего оборудования. К сожалению, сбор информации для математического анализа также занимает большой срок. Следует отметить, что математическое моделирование не может спрогнозировать работу деталей цилиндропоршневой группы в случае работы ДВС после технического обслуживания и ремонта.

В части разработки и модернизации поршневых колец, как показывает опыт эксплуатации, нельзя минуя натурные испытания, проводимые на стендах, устанавливать их на действующий ДВС. Стендовые испытания позволяют ускорить выбор технического решения, не затрагивая сил на дополнительные расчёты. При этом дают возможность менять конструктивные параметры новых деталей получать данные позволяющие производить корректировки начальных этапов проектирования.

Для ускоренных испытаний был спроектирован и изготовлен стенд для испытаний деталей цилиндропоршневой группы. Детали цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания являются наиболее уязвимыми от воздействия температуры и давления, создаваемого в камере сгорания. Поэтому их защита, улучшение условий работы, непосредственно влияющих на выходные параметры двигателя, является задачей многих исследователей.

Цель исследования заключается в расширении возможностей исследовательской работы по деталям цилиндропоршневой группы, путём проведения натурных испытаний на стенде, приближённых к реальным условиям.

Методы исследования. Как правило после завершения стендовых испытаний есть три варианта развития событий:

1. Первый вариант заключается в положительном исходе натурных испытаний, позволяющий последующее внедрение изделий в производство для дальнейшей эксплуатации;
2. Второй вариант полностью перечёркивает все наработки проведённые на этапе принятия технических решений, подтверждая результатами неизбежность провала;
3. Третий вариант вселяет надежду на положительный исход научной работы, но с определёнными доработками.

Третий вариант самый распространённый. Первичные испытания, показывают пробелы в исследовательской работе, на которые необходимо направить все усилия для выявления и корректировки недостатков, с последующим их устранением.

Модернизация, улучшение конструкции уплотнения цилиндропоршневой группы практически всегда развивается по третьему сценарию. В качестве уплотнения объёмов камеры сгорания от пропусков газа служат поршневые кольца. Работа с данными высокоответственными и многофункциональными деталями всегда сложна и многогранна. Её значение очень велико, поскольку на прямую влияет на показатели двигателя. Для улучшения параметров двигателя и продления его ресурса ведутся исследовательские работы по разным направлениям. Это технологии изготовления и профиль (конструкция) поршневых колец, материалы покрытия, необходимые для продления ресурса, мероприятия по устранению

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

вибрации поршневых колец, способной разрушить изделие, причинив неустраняемые дефекты цилиндропоршневой группе дизеля.

Технология изготовления поршневых колец в первую очередь влияет на способность кольца прижиматься к зеркалу цилиндра, за счёт своей силы упругости [2,3]. Данное свойство в принципе необходимо для обеспечения герметичности объёмов по разные стороны поршня. Герметичность для нового двигателя в цилиндропоршневой группе обеспечивается за счёт плотности сопряжения «зеркала» цилиндра и рабочей поверхности поршневого кольца, получаемой путём технологической обработки на заводе. Но для отработавшего двигателя до периода технического обслуживания, когда кольца подлежат замене, новые кольца в принципе не могут повторить контуры поверхности цилиндра, в связи с этим образующие зазоры между стенкой цилиндра и рабочей поверхностью поршневого кольца являются причиной пропуска газов. Поэтому, после любого вида ремонта двигатель должен работать по программе обкатки, при которой сопрягаемые поверхности трущихся деталей прирабатываются [4,5,6]. Сила упругости кольца – величина переменная, за счёт действия давления отработавших газов, позволяет ускорить процесс притирки.

Профиль кольца имеет важное значение, как и собственная сила упругости. На сегодняшний день существует большое количество разнообразных форм поперечного сечения поршневых колец, которые в принципе не могут охватить все положительные стороны, для обеспечения бесперебойной и долговечной работы двигателя. Такая функция как охлаждение поршня путём передачи тепла к стенке цилиндра и силы трения, возникающие при возвратно-поступательном движении поршня, конструктивно противодействуют друг с другом. Сила трения и охлаждение напрямую зависят от площади контакта сопрягаемых поверхностей. Чем больше площадь рабочей поверхности кольца, тем интенсивнее будет передаваться тепло. И наоборот, чем меньше площадь, тем меньше будет сила трения, уменьшающая полезную мощность двигателя. Особенно данное противоречие актуально для верхнего кольца, работающего при высоких температурах и в режиме граничной смазки.

Для уменьшения силы трения и увеличения ресурса, поверхность колец покрывают различными материалами [7,8]. Кольца с покрытиями показывают хорошие результаты, но далеко не каждая технология способна повысить ресурс кольца до нормативных значений. Это объясняется адгезией покрытия к основному материалу. Отслаивание нанесённых слоёв защитного покрытия, может произойти уже на этапе установки на поршень, в районе противоположенной стороны замка, при чрезмерном его растягивании. Отрицательно на покрытия колец влияет вибрация, особенно на концах кольца в районе «замка». Также покрытия колец могут увеличить время притирки, тем самым увеличивая период обкатки двигателя, а иногда и делая его невозможным, в случае применения хромового покрытия, особенно для малооборотных и среднеоборотных двигателей. Сложность подгонки поршневого кольца с покрытием к «зеркалу» цилиндра заключается по двум причинам:

1. из-за низкого коэффициента трения уменьшается сила сопротивления взаимодействующих поверхностей;
2. из-за твёрдости материала покрытия;

Природа возникновения вибрации недостаточно изученная тема. На сегодняшний день есть общие принципы понимания данного явления, заключающиеся в том, что возникновение собственных колебаний кольца провоцируют вынужденные колебания, связанные с периодическим изменением направления равнодействующих сил давления газов, переносной инерционной силой и силой упругости кольца [9,10,11]. Теоретические рекомендации для их устранения заключаются:

- уменьшение зазоров в канавках для всех колец;
- повышение герметичности колец;
- увеличение прочности материала колец при возможном уменьшении модуля упругости;
- изменение высоты колец;
- применение колец с повышенным давлением у «замка».

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

Необходимо исследовать данный вопрос с помощью методик, основанных на эксперименте, связанных с натурными испытаниями.

Всё вышеперечисленное далеко не все, что необходимо исследовать, изучать и дорабатывать, придумывая новые идеи и решения для увеличения ресурса двигателей. В связи с этим для работы с деталями цилиндропоршневой группы малооборотных и среднеоборотных двигателей был разработан стенд (рисунок 1).



Рисунок 1 – Общий вид стенда

1 – двигатель ЯМЗ, 2 – цепная передача, 3 – редуктор, 4 – коробка передач, 5 – электродвигатель

Стенд состоит из следующих элементов:

1. В качестве основного испытуемого агрегата установлена часть двигателя ЯМЗ 236. ЯМЗ-236 — это четырёхтактный, шестицилиндровый, V-образный двигатель, с диаметром цилиндра 130мм и ходом поршня 140мм. Частота вращения коленчатого вала 2100об/мин. Для стендовой установки было взято 2 цилиндра со всем действующим газораспределительным механизмом. Система смазки - смешанная, под давлением, от масляного насоса смазываются подшипники коленчатого и распределительного вала, втулки верхних головок шатунов, втулки коромысел клапанов, втулка промежуточной шестерни масляного насоса и сферические опоры штанг. Разбрызгиванием смазываются подшипники качения и кулачки распределительного вала. Для доступа к коленчатому валу, снимается масляный поддон, в котором находится основной объём масла;

2. Цепная передача является одним из элементов понижения частоты вращения, необходимой для данной установки. Натяжка цепи осуществляется натяжным роликом (см. рисунок 2);

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



Рисунок 2 – Цепная передача

3. Редуктор. Второй механизм, предназначенный для понижения частоты вращения;

4. Коробка передач. Применение коробки передач даёт нам более широкие возможности для испытаний. Она позволяет менять вручную частоту вращения, позволяющую без разбора и замены существующих элементов провести эксперимент при разных условиях эксплуатации, дающее нам более чёткое представление по снимаемым параметрам. Данный механизм был взят от автомобиля «Москвич 412» (см. рисунок 3). Коробка передач имеет возможность понижать обороты в четыре ступени:



Рисунок 3 – коробка передач

Передаточное число первой ступени – 3,49;

Передаточное число второй ступени – 2,04;

Передаточное число третьей ступени – 1,33;

Передаточное число четвёртой ступени – 1,0;

5. В качестве привода используется электродвигатель АИРУ112М2У2, мощностью 7,5кВт 3000об/мин.

Стенд жёстко устанавливается на сварную раму, которая зафиксирована бетоном для придания большей жёсткости конструкции. Электродвигатель, коробка передач и редуктор соединены между собой упругими муфтами, компенсирующими неточность центровки агрегатов. Суммируя передаточные числа коробки передач, редуктора и цепной передачи, двигатель может работать со следующими оборотами коленчатого вала:

1. На первой скорости – 149 мин⁻¹;

2. На второй скорости – 255 мин⁻¹;

3. На третьей скорости – 391 мин⁻¹;

4. На четвёртой скорости – 521 мин⁻¹.

Выводы. В настоящей работе был разработан стенд, приближённый к реальным условиям. С помощью его были успешно проведены испытания экспериментальных деталей цилиндропоршневой группы. Высокая эффективность работы стенда подтверждается

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

результатами испытаний, которые соответствуют данным полученных в реальных условиях. Положительный результат обусловлен следующими причинами:

1. Поскольку основа стенда взята от реального двигателя, который довольно широко применяется для установки на суда как в качестве главного двигателя, так и для судовой электростанции; при испытаниях предварительно используются штатные поршневые кольца. Данное преимущество определяет чистоту эксперимента, позволяющее нам делать выводы по полученным результатам, сравнивая их с действительными параметрами двигателя;

2. Установка коробки передач позволяет менять частоту вращения в рабочем диапазоне двигателя, что даёт возможность проводить испытания на разных режимах, что принципиально важно при работе в реальных условиях.

С помощью разработанного стенда можно решать большое количество задач, при этом сокращая время и затраты на теоретические и практические исследования. Наличие данного оборудования позволяет на стадии технического проекта разработать методику и программу испытаний, при помощи которых можно увеличить область исследования. На сегодняшний день разрабатываются программы испытаний дающие возможность разработать:

1. методику и программу обкатки двигателя, включающую в себя подбор нагрузки и времени на каждом режиме работы двигателя;

2. методику, позволяющую убрать вибрацию типа «флаттер», возникающую в районе замка поршневого кольца;

3. методику для проверки влияния присадок масла и увеличения их эффективности.

Список использованной литературы:

1. *Munro R., Hughes G.N.*, Current piston and ring practice and the problem of scuffing in diesel engine. DE and USP. 1970.

2. *Матвеев, Ю.И., Храмов М.Ю., Колыванов В.В., Курицын С.Ю.* Повышение работоспособности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей. – научные проблемы водного транспорта. №76(3). 2023г. С.99-110.

3. Пат. 94003349, Рос. Федерация, G01L 1/02. Устройство для определения радиального давления в поршневых кольцах / Ю.И. Матвеев, Т.В. Молочная, Е.И. Андрусенко; заяв. и патентообл. ФГБОУ ВО «Волжск. гос. академия водного транспорта», № 94003349/28; Заявл. 28.01.1994; Оpubл. 20.09.1995.

4. *Матвеев, Ю.И., Храмов М.Ю., Колыванов В.В., Курицын С.Ю.* Повышение эффективности уплотнений деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей. – Вестник астраханского государственного технического университета. – Серия Морская техника и технология №3. 2023г. С.49-55.

5. *Воинов, Н.П.* Выбор оптимальных условий обкатки ДВС. – Вестник машиностроения. 1955.

6. *Шаронов, Г.П.* Применение присадок к маслам для ускорения приработки двигателей. М. «Химия». 1965.

7. *Hamaci S., Evrensel D.* Investigation of Tribological Properties of TiAlCN Coated Piston Ring// Journal of Science and Technology. 2022. 269-285p.

8. *Avelar J., Ablas Marques G., Valentim Lima Sarabanda J., Richard Banfield R.* Piston ring with chromumitride coating for internal combustion. Patent No US00789 1669B2.

9. *Андрусенко Е.И.* Особенности комплектации кольцевого уплотнения поршней среднеоборотных дизельных двигателей // Двигателестроение. 1990. № 3. С. 47-49.

10. *Коченов В.А., Матвеев Ю.И., Андрусенко Е.И.* Конструкция кольцевого уплотнения поршней дизельных двигателей // Совершенствование средств механизации и мобильной энергетики в сельском хозяйстве: сб. науч. тр. / Рязанская гос. сельхоз. академия. Рязань, 2000. С. 85-86.

11. *Матвеев, Ю.И., Андрусенко Е.И.* Новый подход к устранению вибрации поршневых колец судовых дизелей // Судовая и промышленная энергетика: Материалы науч.-метод. конф.

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

проф.-преп. состава, аспирантов и специалистов. Часть 3. Волжск, гос. акад. водного транспорта. Н. Новгород: Изд-во ФГОУ ВПО «ВГАВТ», 2005. С. 71-73.

References:

1. Munro R., Hughes G.N., Current piston and ring practice and the problem of scuffing in diesel engine. *DE and USP*. 1970.
2. Matveev, Yu.I., Khramov M.Yu., Kolyvanov V.V., Kuritsyn S.Yu. Povyslenie rabotosposobnosti detalej cilindroporshnevoj gruppy sudovyh dizelej [Improving the performance of parts of the cylinder-piston group of marine diesel engines]. *Scientific problems of water transport.*, No.76(3), 2023, pp.99-110. (In Russian)
3. Yu.I. Matveev, T.V. Molochnaya, E.I. Andrusenko Pat. 94003349, Russian. Federation, G01L 1/02. Device for determining radial pressure in piston rings; application. and the patent office of the Volga State Academy of Water Transport, No. 94003349/28; Application 28.01.1994; Publ. 20.09.1995. (In Russian)
4. Matveev Yu.I., Khramov M.Yu., Kolyvanov V.V., Kuritsyn S.Yu. Povyslenie effektivnosti uplotnenij detalej cilindroporshnevoj gruppy sudovyh dizelej [Improving the sealing efficiency of parts of the cylinder piston group of marine diesel engines] *Bulletin of the Astrakhan State Technical University. – Marine Engineering and Technology Series* No. 3, 2023, pp.49-55. (In Russian)
5. Voinov N.P. Vybora optimal'nyh uslovij obkatki DVS [Selection of optimal conditions for running-in of the internal combustion engine] *Bulletin of Mechanical Engineering*, 1955. (In Russian)
6. Sharonov, G.P. Primenenie prisadok k maslam dlya uskoreniya prirabotki dvigatelej [The use of additives to oils to accelerate the running-in of engines] *M. "Chemistry"*, 1965. (In Russian)
7. Hamamci S., Evrensel D. Investigation of Tribological Properties of TiAlCN Coated Piston Ring *Journal of Science and Technology*, 2022, 269, 285p.
8. Avelar J., Ablas Marques G., Valentim Lima Sarabanda J., Richard Banfield R. Piston ring with chromumitride coating for internal combustion. *Patent No US00789 1669B2*.
9. Andrusenko, E.I. Osobennosti komplektacii kol'cevogo uplotneniya porshnej sredneoborotnyh dizel'nyh dvigatelej [Features of the complete set of the ring seal of pistons of medium-speed diesel engines] *Engine building*, 1990,3, pp. 47-49. (In Russian)
10. Kochenov V.A., Matveev Yu.I., Andrusenko E.I. Konstrukciya kol'cevogo uplotneniya porshnej dizel'nyh dvigatelej [Design of the annular seal of diesel engine pistons] *Improvement of means of mechanization and mobile energy in agriculture: collection of scientific tr.*, Ryazan, 2000, pp. 85-86. (In Russian)
11. Matveev, Yu.I., Andrusenko E.I. Novyj podhod k ustraneniyu vibracii porshnevnyh kolec sudovyh dizelej [A new approach to eliminating vibration of piston rings of marine diesel engines] *Ship and industrial power engineering: Materials of scientific method. conf. Prof.-Rev. staff, graduate students and specialists. Part 3*, N. Novgorod: Publishing house of FGOU VPO "VGAVT", 2005., pp. 71-73. (In Russian)

Сведения об авторах / Information about authors

**Матвеев
Юрий
Иванович**

д.т.н., профессор, заведующий кафедры «Эксплуатация судовых энергетических установок», Волжский государственный университет водного транспорта» (ФГБОУ ВО «ВГУВТ»), 603951, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, e-mail: matveeveseu@mail.ru

Matveev
Yuri
Ivanovich

Doctor of Technical Sciences, Professor, Volga State University of Water Transport, 5, Nesterov st, Nizhny Novgorod, 603951, e-mail: matveeveseu@mail.ru

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

**Казаков
Сергей
Сергеевич**

к.т.н, доцент, заведующий кафедры «Технические и биологические системы», Нижегородский государственный инженерно-экономический университет, Россия, Княгинино, ул. Октябрьская, 22а, e-mail: kazakoff.85@mail.ru

Kazakov
Sergey
Sergeevich

Ph.D. (Engineering), associate Professor of the Department «Technical and Biological Systems», Nizhny Novgorod State University of Engineering and Economics, Russia, Knyaginino, Oktyabrskaya str., 22a E-mail: kazakoff.85@mail.ru

**Курицын
Сергей
Юрьевич**

Аспирант, ассистент кафедры ЭСЭУ (Эксплуатации судовых энергетических установок) Волжский государственный университет водного транспорта, 603950, г. Нижний Новгород, Ул. Нестерова, 5, ауд. 667, e-mail: KuritsynnSergey@yandex.ru

Kuritsyn
Sergey
Yuryevich

Postgraduate student, assistant of the department of ESEU (Operation of Ship power plants) Volga State University of Water Transport, 603950, Nizhny Novgorod, Nesterova str., 5, room 667, e-mail: KuritsynnSergey@yandex.ru

Халявкин А.А.

РАЗРАБОТКА ШАБЛОНА «2КУСШ» ДЛЯ ВИЗУАЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КОНТРОЛЯ УГЛОВОГО СВАРНОГО ШВА

Аннотация. В работе рассматривается визуально-измерительный контроль сварных соединений. Отмечается, что он является первым неразрушающим методом контроля, при котором выявляют внешние дефекты и несоответствие размеров параметров самого сварного шва. Представлены основные параметры угловых сварных соединений и их общий вид. Указывается, что размеры катета углового сварного шва в зависимости от способа сварки и толщины свариваемых деталей должны соответствовать нормативной и регламентирующей документации. Отмечается значимость полученного катета на срок службы и надежность самого сварного соединения. Предлагается использовать при визуально-измерительном контроле специальный шаблон сварщика. Указывается, что разработка и внедрение дополнительных и вспомогательных шаблонов сварщика должно основываться на геометрические, механические и прочностные параметры контролируемых сварных соединений. Исследуется обоснование выбора размеров предлагаемого шаблона и материал. Представлены выражения параметров шаблона.

Ключевые слова: шаблон, сварной шов, угловой шов, катет сварного шов, правильный многоугольник, неразрушающий контроль.

Khalyavkin A.A

DEVELOPMENT OF THE "2KUSSH" TEMPLATE FOR VISUAL AND MEASURING CONTROL OF AN ANGULAR WELD

Annotation. The paper considers the visual and measuring control of welded joints. It is noted that it is the first non-destructive testing method in which external defects and mismatch in the dimensions of the parameters of the weld itself are detected. The main parameters of angular welded joints and their general appearance are presented. It is indicated that the dimensions of the angle weld catheter, depending on the welding method and the thickness of the parts to be welded, must comply with regulatory and regulatory documentation. The importance of the resulting catheter for the service life and reliability of the welded joint itself is noted. It is proposed to use a special welder's template for visual and measuring control. It is indicated that the development and implementation of additional and auxiliary welder templates should be based on the geometric, mechanical and strength parameters of the controlled welded joints. The rationale for choosing the sizes of the proposed template and the material is investigated. Expressions of template parameters are presented.

Keywords: template, weld, corner seam, weld catheter, regular polygon, non-destructive testing.

Введение. При проектировании и изготовлении корпуса судна в основном применяют дуговые способы сварки. Создание сварных соединения двух свариваемых между собой деталей происходит за счет разогрева свариваемых кромок и их плавления теплом, выделяемым при горении электрической дуги. Образование расплавленного металла и хорошей текучести металла способствует свободному перемешиванию и образованию единого целого (сварного шва) при последующей кристаллизации [1,2]. Сварочные работы составляют четвертую часть прочих работ по постройке корпуса судна.

При постройке и ремонте корпуса судна и его вспомогательных элементов применяют ручную, полуавтоматическую и автоматическую сварку. В зависимости от того, как расположены заготовки между собой к основным видам сварочных соединений относят [3,4]: стыковые; угловые; нахлесточные; тавровые. Данная классификация соединений подразумевает расположение свариваемых элементов в одной плоскости, под углом 90° и также расположение соединяемых деталей под острыми и тупыми углами.

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

Существует более 20 нормативных и регламентирующих документов, в которых установлены типы, конструктивные элементы, размеры сварных соединений в зависимости от способа сварки и их условного обозначения [4,5].

Все сварные швы должны соответствовать нормативной и регламентирующей документации с отсутствием внешних и внутренних дефектов (непровары, подрезы, трещины и т.д.). Поэтому они подвергаются визуально-измерительному контролю. При данном контроле осмотру подвергается 100% всех сварных соединений.

Перед проведением визуально-измерительного контроля поверхность в зоне сварного шва должна быть очищена от грязи, краски, ржавчины, окалины, масла, брызг металла, и других загрязнений, препятствующих осмотру [11,12]. Используют совместно и другие неразрушающие методы контроля: капиллярный метод, ультразвуковой и т.д. Дефекты, которые были обнаружены при визуально-измерительном контроле, должны быть устранены до проведения контроля другими вышеприведенными методами.

В целом, как показывает практика при постройке и ремонте корпуса судна и его вспомогательных элементов, правильная организация проведения неразрушающего контроля и выбор того или иного метода или сочетания методов (как часто бывает) позволяют с высокой надежностью оценивать качество полученных сварных соединений. Неразрушающий контроль всех сварных соединений выделен в самостоятельный технологический процесс и подразумевает собой: обучение и аттестацию специалистов по каждому методу; разработка технологических карт и процессов контроля сварных соединений; применение специального оборудования, инструментов и шаблонов. Поэтому затраты на неразрушающий контроль в большинстве случаев превосходят затраты на получение сварного шва. Общая трудоемкость контроля соизмерима с трудоемкостью процесса сварки.

При сварке угловых, тавровых и нахлестанных соединений, одним из параметров который подвергаются контролю, является катет сварного шва [6,7].

Угловое соединение сварное соединение двух элементов, расположенных под углом и сваренных в месте примыкания их краев. В угловых соединениях части изделия расположены под углом. Угол между свариваемыми деталями, как правило, равен 90° , однако может быть и другим, что обуславливается особенностями сварной конструкции. Общий вид катета сварного шва представлен на рисунке 1.

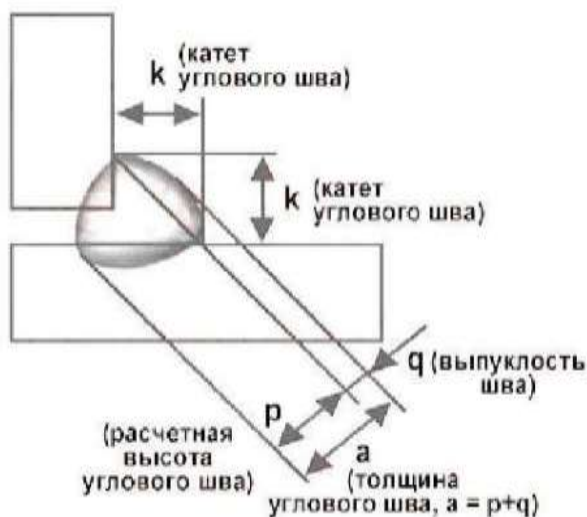


Рисунок 1 – Общий вид катета углового сварного шва.

При проведении контроля катета сварного шва используют измерительные инструменты и специальные шаблоны сварщика. Существует много видов и типов шаблонов сварщика, которые отличаются друг от друга конструктивными особенностями и выполняемыми функциями. Самыми распространенными являются шаблоны УШС-2, УШС-3 и УШС-4, а также УШК-1 (шаблон Красовского). Общий вид шаблона УШК-1 и определения размера катета k (рис.1) представлен на рисунке 2.

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

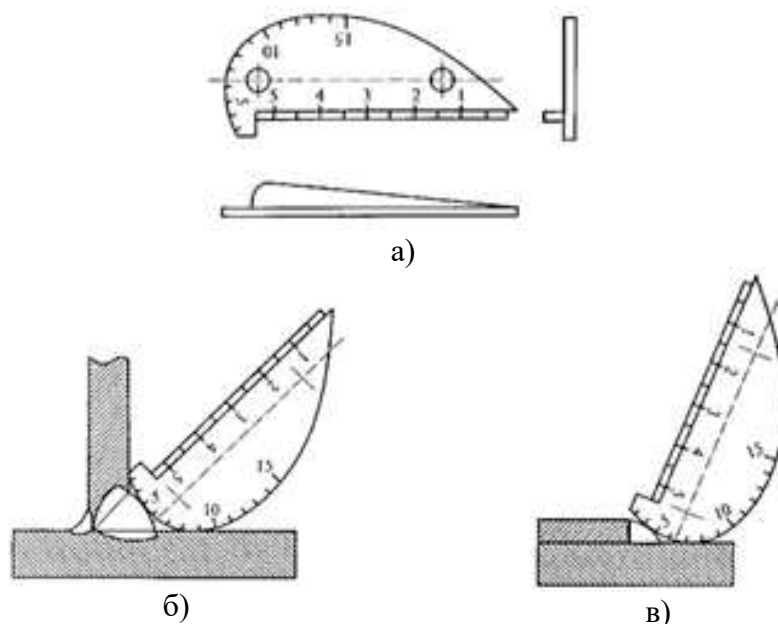


Рисунок 2 – Общи вид и принцип работы УШК-1(шаблон Красовского).

Целью применения других средств визуального и измерительного контроля – это проведения более качественного и достоверного контроля сварных соединений [6,7].

Цель исследования.

Исходя из вышеуказанного требования предлагаем изготовить спроектированный шаблон для проведения контроля угловых сварных швов. Общий его вид и основные размеры представлены на рисунке 3.

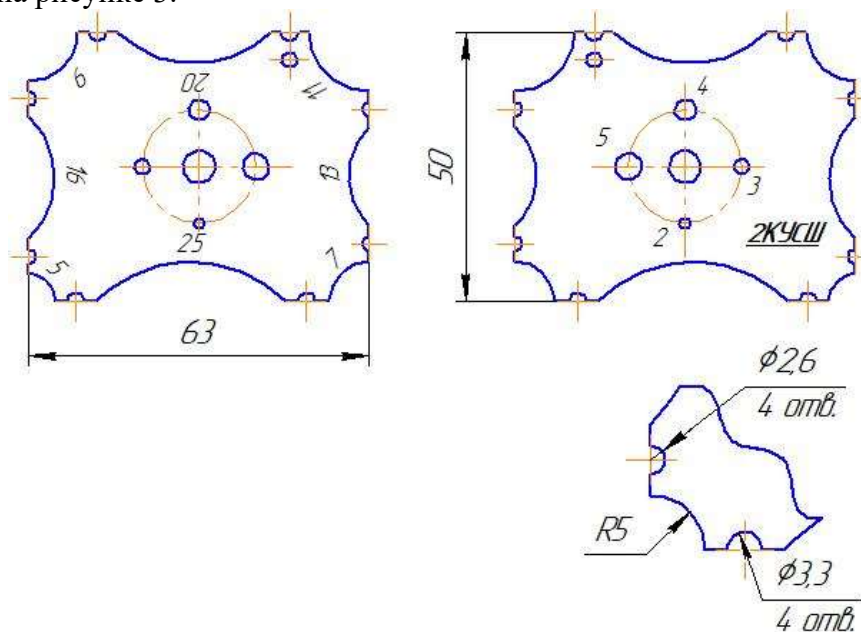


Рисунок 3 – Общий вид предлагаемого шаблона.

Обозначение самого шаблона имеет вид:

«2КУСШ» – контроль катета углового сварного шва)

Предлагаемый шаблон, толщиной 3÷4 мм, состоит из 8 ступеней, которые определяют длину катета k через гипотенузу углового сварного шва: 5 мм, 7 мм, 9 мм, 11 мм, 13 мм, 16 мм, 20 мм и 25 мм соответственно. Он может быть изготовлен из конструкционной и высоколегированной стали [3,5,6].

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

Угловой шов в общем случае представляет собой равнобедренный прямоугольный треугольник с равными катетами k . На основании теоремы Пифагора определяем сам катет сварного шва по следующему выражению

$$k = \frac{c}{\sqrt{2}}, \quad (1)$$

где: c – гипотенуза прямоугольного треугольника.

При выборе значений принималось во внимание значение предельных отклонений катета углового шва согласно ГОСТ 16037-80, ГОСТ 5264-80 [1,2,4]. На каждой ступени имеется гравировка, указывающая значение самого катета (1).

Все ступени шаблона (отрезки) расположены относительно друг от друга под углом равным 135 градусам, а это позволяет более качественно произвести замеры. Процесс определения катета k (рис. 1) основывается по такому принципу (рис. 4): в замере используются сразу три ступени, две крайние которые выполняют роль опоры и опираются на две (1 и 2) свариваемые детали между собой, а расположенная ступень шаблона 3 по середине производит уже замер катета сварного шва 4.

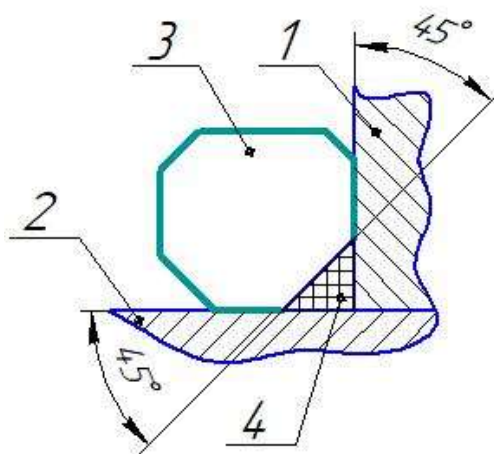


Рисунок 4 – Общий вид определения катета углового сварного шва

Определение диаметра (2 мм, 3 мм, 4 мм, 5 мм, 6 мм) сварочных материалов производится путем расположения их в отверстие, которые расположены по середине самого шаблона. Диаметр отверстий: 2,1 мм; 3,1 мм; 4,1 мм; 5,1 мм; 6,1 мм. Размеры канавок на шаблоне имеют значения 2,6 и 3,3 мм, которые были приняты на основании диаметров электродов: 2,5 мм и 3,2 мм соответственно.

Проектирование шаблона.

Как видно из рисунка 2 спроектированный и разработанный шаблон представляет собой правильный многоугольник (закрытый). Как правило, сумма всех внешних углов правильного многоугольника равна 360 градусам

$$\beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_n = 360^\circ \quad (2)$$

где: $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$ – внешние углы многоугольника.

На основании рисунка 1, можно сделать вывод, что внешние углы исследуемого шаблона равны между собой. На основании равенности катетов углового сварного шва уравнение (2) можно представить как

$$n45^\circ = 360^\circ, \quad (3)$$

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

Откуда

$$n = \frac{360^{\circ}}{45^{\circ}},$$

где: $n=8$ – количество углов и сторон исследуемого шаблона.

Из курсов геометрии также известно, что сумма всех внутренних углов правильного многоугольника есть уравнение

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n = 360^{\circ}(n - 2) \quad (4)$$

где: $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ – внутренние углы многоугольника.

Преобразуем уравнение (4) как

$$n\alpha = 360^{\circ}(n - 2) \quad (5)$$

Или

$$\alpha = 180^{\circ} - \frac{360^{\circ}}{n} \quad (6)$$

Так как $n=8$, то внутренний угол будет равен $\alpha=135$ градусов.

Исходя из результата расчета, сам шаблон сварщика будет представлять собой прямоугольник $ABCD$ с усеченными углами, как это показано на рисунке 5.

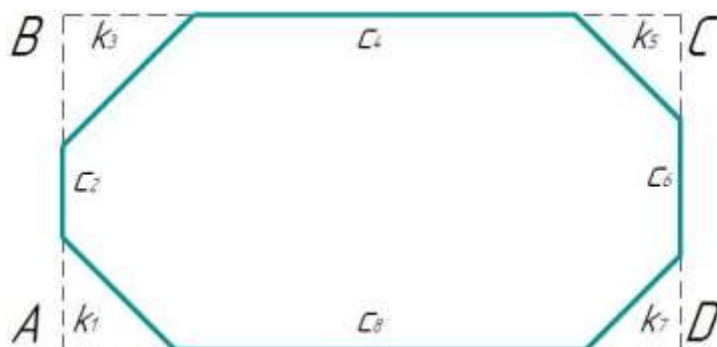


Рисунок 5 – Общий вид предлагаемого шаблона

На основании предельных отклонений номинальных значений согласно нормативным документам ГОСТ 5264-80 и ГОСТ 16037-80 были выбраны значения отрезков прямоугольника $ABCD$ (рис. 4).

Результаты исследования и их обсуждение. Проведенные выше исследования позволяют сделать вывод, что разработка и внедрение дополнительных и вспомогательных шаблонов сварщика должна основываться на геометрические, механические и прочностные параметры контролируемых сварных соединений. Повышение контроля сказывается на качество и срок службы самих сварных швов [8-10], так как вовремя выявленные дефекты и не соответствие значений параметров самого шва предотвратят возникновение аварийных ситуаций судна уже при эксплуатации.

При изготовлении предлагаемого шаблона были выполнены слесарные, фрезерные, сверлильные и шлифовальные работы. Использованы специальные металлорежущие и измерительные инструменты. Острые углы шаблона были притуплены, что позволяет повысить безопасность проведения контроля углового сварного шва. Рабочие поверхности подверглись полированию. Полировка, как правило, придает изделию декоративный блеск. Выполнение вышеуказанной процедуры позволяет подготовить поверхность для нанесения

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

различных надписей. В целом в комплект шаблона входит: шаблон, деревянный футляр, паспорт.

Выводы. Реализация и использование данного шаблона (2КУСШ) позволит провести дополнительный контроль уголовного сварного шва в процессе сварочных работ по всей его длине, которая включает себя определения катета и формы сварного шва, а также диаметр сварочных материалов. Предоставить информацию о форме и численном значении катета шва при проведении визуально-измерительного контроля в соответствии нормативной и регламентирующей документации. Повысить точность и качество самого сварного соединения, а это, как правило, сказывается на его надежность в процессе эксплуатации.

При проектировании и разработке шаблона сварщика была использована вся необходимая специальная документация в области технологии машиностроения и измерительного инструмента по направлению сварки и сварочного производства [1,2].

Список использованной литературы:

1. Бубеничиков Ю.М., Федько В.Т. Сварные конструкции. Расчет и проектирование: учебник. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 2001. – 190 с.
2. Васильев В.И., Ильященко Д.П., Павлов Н.В. Введение в основы сварки: учебное пособие. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – 317 с.
3. Каширская Е.И., Халявкин А.А. Обоснование разработки шаблона катета углового сварного шва // Потенциал устойчивого инновационного развития: концепции, модели и практическое приложение: сборник статей Международной научно-практической конференции (07 февраля 2023 г., г. Калуга)/ в 2 ч. Ч.2 .Уфа: OMEGASCIENCE, 2023. С. 59-61.
4. Николаев Г.А., Ольшанский Н.А. Специальные методы сварки. М.: Машиностроение, 1975. 231 с.
5. Овчинников В.В. Основы теории сварки и резки металлов. М.: КноРус, 2017. 248 с.
6. Халявкин А.А., Каширская Е.И. и др. Шаблон контроля катета углового сварного шва // Интеграция науки, общества, производства и промышленности: проблемы и перспективы: сборник статей Всероссийской научно-практической конференции с международным участием (13 января 2023 г., г. Омск). Уфа: Аэтерна, 2023. С. 49-52.
7. Халявкин А.А., Каширская Е.И. Контроль катета углового сварного шва. // Проблемы и тенденции научных преобразований в условиях трансформации общества: сборник статей Национальной (Всероссийской) научно-практической конференции с международным участием (22 января 2023 г., г. Пермь). Уфа: OMEGASCIENCE, 2023. С. 39-41.
8. Хромченко Ф.А. Справочное пособие электросварщика. М.: Машиностроение, 2003. 416 с.: ил.
9. Чернышов Г.Г. Основы теории сварки и термической резки металлов. М.: Академия, 2016. 208 с.
10. Шебеко, Л.П. Оборудование и технология дуговой автоматической и механической сварки. - М.: Высшая школа, 1986. 279 с.
11. G.D. Janaki Ram [et al.] Control of Laves phase in Inconel 718 GTA welds with current pulsing // Science and Technology of Welding and Joining. 2004. Vol. 9. No. 5. Pp. 390-398.
12. John N. DuPont, John C. Lippold, Samuel D. Kiser Welding metallurgy and weldability of nickel-base alloys. 2009. P. 456. Oborudovanie i tekhnologiya dugovoj avtomaticheskoy i mekhanicheskoy svarki.

References:

1. Bubenshchikov Yu.M., Fedko V.T. *Svarnye konstrukcii. Raschet i proektirovanie: uchebnik.* [Welded structures. Calculation and design: textbook]. Tomsk: Publishing House Vol. Unita, 2001. 190 p. (In Russian).

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

2. Vasiliev B.I., Ilyashchenko D.P., Pavlov H.B.. *Vedenie v osnovy svarki: uchebnoe posobie*. [Introduction to the basics of welding: a textbook]. Tomsk: Publishing House of Tomsk Polytechnic University, 2011. 317 p. (In Russian).

3. Kashirskaya E.I., Khalyavkin A.A. Obosnovanie razrabotki shablona kateta uglovogo svarnogo shva [Substantiation of the development of the angular weld cathet template]. *Potential for sustainable innovative development: concepts, models and practical application: collection of articles of the International Scientific and Practical Conference (February 07, 2023, Kaluga)/ at 2 p.m.2* – Ufa: OMEGASCIENCE, 2023. pp. 59-61. (In Russian).

4. Nikolaev G.A., Olshansky N.A. *Special'nye metody svarki* [Special welding methods] – M.: Mashinostroenie, 1975. 231 p. (In Russian).

5. Ovchinnikov V.V. *Osnovy teorii svarki i rezki metallov* [Fundamentals of the theory of welding and cutting metals] M.: KnoRus, 2017. 248 p. (In Russian).

6. Khalyavkin, A.A., Kashirskaya E.I SHablon kontrolya kateta uglovogo svarnogo shva [Template for the control of the angular weld catheter] *Integration of science, society, production and industry: problems and prospects: collection of articles of the All-Russian scientific and practical conference with international participation (January 13, 2023, Omsk)*. Ufa: Aeterna, 2023. pp. 49-52. (In Russian).

7. Khalyavkin, A.A., Kashirskaya E.I Kontrol' kateta uglovogo svarnogo shva [Control of the angle weld catheter] *Problems and trends of scientific transformations in the conditions of transformation of society: collection of articles of the National (All-Russian) scientific and practical conference with international participation (January 22, 2023, Perm)*. Ufa: OMEGASCIENCE, 2023. pp. 39-41. (In Russian).

8. Khromchenko F.A. *Spravochnoe posobie elektrosvarshchika* [Reference manual of an electric welder]. M.: Mechanical engineering, 2003. 416 p.: ill. (In Russian).

9. Chernyshov G.G. *Osnovy teorii svarki i termicheskoy rezki metallov* [Fundamentals of the theory of welding and thermal cutting of metals] M.: Academy, 2016. 208 c. (In Russian).

10. Shebeko, L.P. *Oborudovanie i tekhnologiya dugovoy avtomaticheskoy i mekhanicheskoy svarki*. [Equipment and technology of arc automatic and mechanical welding] M.: Higher School, 1986. 279 p. (In Russian).

11. G.D. Janaki Ram [et al.] Control of Laves phase in Inconel 718 GTA welds with current pulsing. *Science and Technology of Welding and Joining*. 2004. Vol. 9. No. 5. Pp. 390-398.

12. John N. DuPont, John C. Lippold, Samuel D. Kiser Welding metallurgy and weldability of nickel-base alloys. 2009. P. 456.

Сведения об авторах / Information about authors

**Халявкин
Алексей
Александрович**

кандидат технических наук, доцент кафедры «Судомеханические дисциплины» Каспийского института 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

Candidate of Technical Sciences, 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.

Перков И.Е.

ИНГИБИТОРНЫЕ КОМПЛЕКСЫ ДЛЯ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЕЙ, ИХ НЕДОСТАТКИ И НОВЫЙ ПОДХОД К ПРОБЛЕМЕ

Аннотация. В статье проанализированы результаты применения новых разработанных составов для систем охлаждения дизелей, позволяющих в рамках единой технологии решать многофакторные задачи, в том числе защищать систему от электрохимической и микробиологической коррозии, улучшать качество применяемой в системах судовой воды, приводя его в соответствие нормативных документов, используя безреагентные способы, что соответствует требованиям ГОСТ Р 58880-2020 [1]. Рассмотренный в статье энергетический метод водоподготовки (ЭМВ) относится к безреагентным способам. ЭМВ, основанный на введении в систему наноструктурированных, экологичных природных минералов создаёт на границе раздела фаз (жидкость-металл) дополнительные электрические поля, что позволяет влиять на потенциал диффузного слоя, меняя направленность и скорость реакции. При этом, как показал опыт, внедрение ЭМВ на системах водоохлаждения дизелей тепловозов, кратно уменьшается интенсивность коррозионных процессов, в том числе обусловленных железопродуцирующими бактериями. Этот положительный опыт с полным основанием может быть перенесён на системы охлаждения судовых дизелей [2].

Ключевые слова: электрохимическая и микробиологическая коррозия, ингибиторные комплексы, системы охлаждения дизелей, энергент, дополнительные электрические поля

Perkov I.E.

INHIBITORY COMPLEXES FOR DIESEL COOLING SYSTEMS, THEIR SHORTCOMINGS AND A NEW APPROACH TO THE PROBLEM

Abstract. The article analyzes the results of the application of newly developed compositions for diesel cooling systems, which allow solving multifactorial tasks within a single technology, including protecting the system from electrochemical and microbiological corrosion, improving the quality of ship's water used in systems, bringing it into compliance with regulatory documents using reagent-free methods, which meets the requirements of GOST R 58880-2020 [1]. The energy method of water treatment (EMW) considered in the article refers to non-reactive methods. EMW, based on the introduction of nanostructured, environmentally friendly natural minerals into the system, creates additional electric fields at the phase interface (liquid-metal), which allows you to influence the potential of the diffuse layer, changing the direction and speed of the reaction. At the same time, as experience has shown, the introduction of EMW on water-cooling systems of diesel locomotives reduces the intensity of corrosion processes, including those caused by iron-producing bacteria. This positive experience can be reasonably transferred to the cooling systems of marine diesel engines [2].

Keywords: electrochemical and microbiological corrosion, inhibitor complexes, diesel cooling systems, energen, additional electric fields

Введение. Эксплуатационные условия работы дизелей (судовых, тепловозных, промышленных) в основном зависят от состояния системы их водяного охлаждения. Она охлаждает двигатель, масло и наддувочный воздух. В эту систему отводится до 40% теплоты, выделяемой при работе дизеля. В качестве охлаждающей жидкости (далее – ОЖ) используют ингибиторные комплексы. В частности, для тепловозов в соответствии со сводной инструкцией ОЖ-ПКБ ЦТ 25088 разработано 6 видов вышеуказанных комплексов. Тем не менее при их использовании каналы водяной системы охлаждения подвергаются коррозии, а в трубках секций холодильников и рубашках цилиндров дизелей накапливаются отложения, которые перекрывают более 20% проходных сечений каналов (рисунок 1).

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



Рисунок 1 – Состояние системы водоохлаждения ДВС тепловоза

Это приводит к течи секций охлаждения ввиду истощения упругоэластических свойств металла вследствие возникающих термических напряжений и к перегреву дизеля. Кроме того, это определяет перерасход топлива (не менее 1%), масла (не менее 5%), а также соответствующее увеличение выбросов вредных веществ в атмосферу. Так, зарегистрированный выброс вредных веществ в МПС СССР от парка тепловозов составлял порядка 170 тысяч тонн в год. Следует также отметить, что использование ингибиторных комплексов не отменяет высоких требований к качеству заправляемой в системы охлаждения воды. Следует также обратить внимание не статистику внеплановых ремонтов по отказу систем водоохлаждения, отнесенную, в частности, к парку тепловозов ОАО «РЖД» в 2009-2014 годах (рисунок 2) приведенную в работе [1].

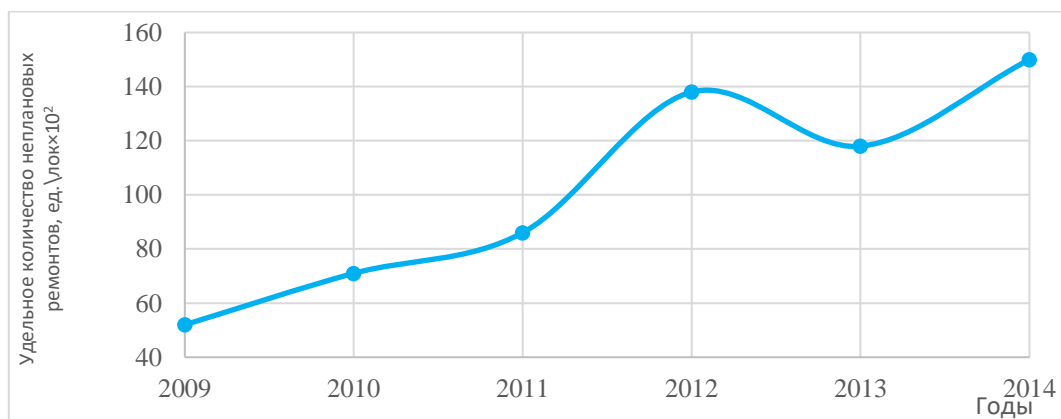


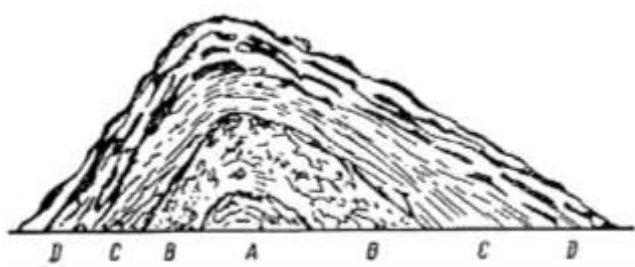
Рисунок 2 – Количество unplanned ремонтов по причине отказов системы охлаждения, отнесенное к парку тепловозов ОАО «РЖД» в 2009-2014 годах

Целью исследования является оценка влияния микробиологической коррозии на процессы коррозионных разрушений элементов системы охлаждения дизелей, а также разработка и внедрение единой природоподобной технологии решения многофакторных задач систем охлаждения, а именно устранения биообрастания одновременном существенном снижении скорости электрохимической коррозии и улучшения качества воды, с приведением его в соответствие с требованиями нормативов.

При изучении коррозионных процессов в системах охлаждения дизелей тепловозов [4, 5] отмечено два вида коррозии: электрохимическая и микробиологическая, обусловленная жизнедеятельностью различных бактерий. О том, что эти бактерии жизнеспособны до $t = 80-85^{\circ}\text{C}$, свидетельствуют работы специалистов института микробиологии РАН [5, 6]. Бактерии заведомо присутствуют как в тепловых сетях, так и в системах водяного охлаждения дизелей силовых агрегатов,

Поперечный разрез бугорка биоржавчины представлен на рисунке 3.

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



Поперечный разрез «колпака»: А – ядро (сернистое железо); В – остатки отмерших железистых бактерий; С – слой из нитей железистых бактерий, сильно уплотненный за счет соединений железа; Д – твердый поверхностный слой из железа и извести с налетом живых бактерий.



Рисунок 3 – Микробиологическая коррозия в элементе конструкции системы охлаждения дизеля

Он состоит из налета живых бактерий и продуктов их жизнедеятельности (довольно прочных). Как показал опыт биоржавчина значительно уменьшает теплоотдачу материала. Создаются идеальные условия для развития под бугорком электрохимической коррозии. Кроме того, возникают термические напряжения, исчерпываются упругопластические свойства материала, и происходит разрушение конструкции.

Как показал анализ причин внепланового ремонта систем водоохлаждения дизелей тепловозов, одна из основных – коррозионные разрушения.

Если электрохимическая коррозия, в первую очередь, обусловлена агрессивностью транспортируемых вод с низким значением рН, содержащих значительное количество углекислоты, кислорода, сульфатов, хлоридов и т.д., то микробиологическая – наличием в воде микроорганизмов, которые приживаются, размножаются и образуют на внутренней поверхности трубопроводов биопленку. Ее наличие инициирует биообрастание, в процессе биогенеза которого в ней приживаются разнообразные водоросли, бактерии, вирусы, грибы.

По существу, биокоррозия – результат совокупности процессов между поверхностью металла, химическими веществами (продукты коррозии, ионный состав, рН) и микроорганизмами с продуктами их жизнедеятельности (органические кислоты, аммиак, сероводород). Причем, биокоррозия материалов непосредственно ассоциируется со следующими видами бактерий: сульфатовосстанавливающими (СВБ), железовосстанавливающими, металлоокисляющими (МОБ), кислотопродуцирующими (КПБ), тионовыми, секретизирующими полимеры и слизь, а также грибами [7].

Эти микроорганизмы существуют в консорциуме, образуя биопленку. Причем оценка роли консорциума в коррозии постоянно возрастает [7]. Так, например, кислоты, образуемые КПБ (муравьиная, уксусная, молочная) служат питательными веществами для СВБ и метаногенов.

Известно также, что грибы выделяют органические кислоты. Так грибы некоторых родов участвуют в коррозии алюминия и его сплавов в авиапромышленности [6].

При этом состав микробного консорциума будет определять наблюдаемые различия в скорости коррозии: от 0,05 мм/год в одной системе, до 3,00 мм/год в другой, хотя системы изначально были идентичны и помещены в одинаковые биологические условия [6].

Причем роль биопленки может быть многообразна. В частности, она приводит к разрушению защитных слоев металла. Так, микробы разрушают защитную пленку на поверхности нержавеющей стали, вызывая ее межкристаллическую коррозию [6]. Тионовые бактерии участвуют в коррозии металла, окисляя его серной кислотой [8].

В отечественной и зарубежной практике водоочистки традиционно для обеззараживания воды и борьбы с биообрастанием трубопроводов используют окислители – преимущественно хлор или гипохлорид натрия [8]. В свою очередь применяемые для борьбы с электрохимической коррозией ингибиторные комплексы с одной стороны, способствуют

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

биообрастанию, т.е. развитию микробиологической коррозии, а с другой, в определенных условиях, являются достаточно токсичными [9]. Это объясняет возможность возникновения коррозионных разрушений элементов системы водоохлаждения дизелей при использовании ингибиторных комплексов. При этом, получая положительные результаты по борьбе с электрохимической коррозией, мы тем самым увеличиваем микробиологическую коррозию.

Для решения проблемы, целесообразно использовать уже существующие технологии, позволяющие устранять биообрастание при одновременном существенном снижении скорости электрохимической коррозии и улучшении качества воды, с приведением его в соответствие с требованиями нормативов. Кроме того, в работе [9] было установлено, что 40% коррозионных разрушений обусловлено микробиологической коррозией. Последнее обстоятельство явно недооценивается при использовании и разработке традиционных ингибиторных комплексов.

Помимо прочего, в соответствии с пунктом 2.3.11 ГОСТ 10150-88 «на двигателе следует применять нетоксичные присадки к воде, не выпадающие в осадок и обеспечивающие консервационное действие». Наиболее полно отвечает требованиям ГОСТа энергетический метод водоподготовки.

Материалы и методы исследования. Для решения поставленных задач в рамках единой технологии был разработан и серийно внедрён энергетический метод водоподготовки (ЭМВ) применительно к объектам, включающих в себя системы с жидким теплоносителем (системы водотеплоснабжения, водоотведения и канализации, системы водяного охлаждения промышленного оборудования, дизелей силовых агрегатов судов, тепловозов, артезианские скважины и т.д.).

Термин «энергетический метод» возник из-за использования в качестве рабочего тела механоактивированных минералов. Такой продукт обладает повышенной энергией Гиббса, поэтому мы его назвали «энергент». При введении энергента в систему в ней меняются условия протекания естественных природных механизмов, работающих на границе раздела фаз.

Механизм работы энергента основан на адсорбции активированного тонкодисперсного материала, что приводит к возникновению межмолекулярного воздействия на границе раздела твёрдой и жидкой фазы. В качестве механизма компенсации на разделе фаз образуется двойной электрический слой (ДЭС) [11]. Если внести в слой раздела фаз частицы с сильными дефектами кристаллических решёток (рисунок 4), то при перемещении дефектных областей на поверхности кристалла образуется дополнительное электрическое поле, что позволяет влиять на потенциал диффузионного слоя и менять направленность и скорость реакций [11].

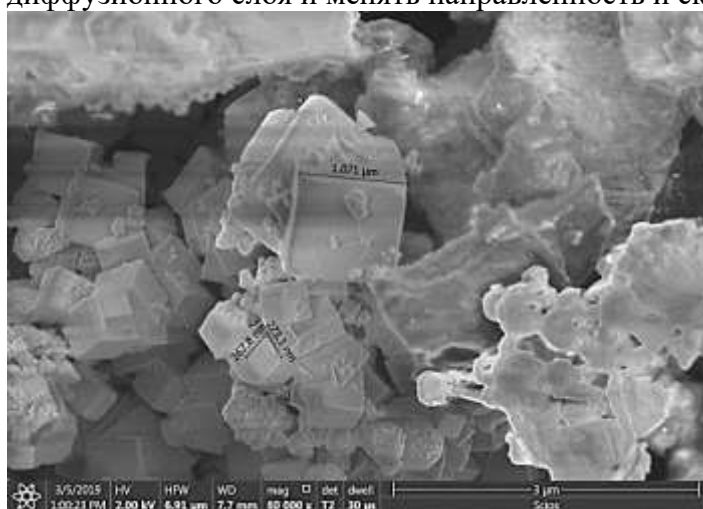


Рисунок 4 – Частицы энергента при увеличении $\times 3000$

Как показали исследования, из частиц разрушаемых отложений в потоке теплоносителя (охлаждителя) создаются крупные центры коагуляции. Происходит связывание свободного кислорода при окислении низших окислов железа до магнитита. Как показали исследования дефектные места систем в результате введения в них энергента заполняются образовавшимся

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

при обработке магнетитом, кристаллическая решётка которого коагулируется соединениями кремния, алюминия и ряда других элементов. Слой накладывается на слой. Образуется прочное соединение по своим физико-механическим свойствам сопоставимое с материалом основной конструкции.

Результаты исследования и практического применения. В период с 04.04.2018 г. по 22.05.2019 г. проведены обработка с применением энергетического метода водоподготовки (ЭМВ) и наблюдения за системой охлаждения дизеля тепловоза ТГМ4 №1989 в ОАО «Подольское ППЖТ», о чем был составлен соответствующий акт. Обработка тепловоза проведена без вывода его из эксплуатации и нарушения сроков регламентных работ.

В качестве эксперимента система охлаждения работала на неподготовленной воде, состав которой приведён в таблице 1. Антикоррозионные присадки не вносились.

Таблица 1 – Результаты химического анализа воды в системе охлаждения дизеля тепловоза до обработки ЭМВ

№ п/п	Показатели	Значения	Нормативы Минтранса
1	рН, 26°C	8,95	10,8-11,2
2	Взвеси, мг/л	0,85	0,0
3	Жесткость (Ж ₀), мг-экв./л	3,25	2,15
4	Ca ²⁺ , мг/л	20,00	
5	Mg ²⁺ , мг/л	27,40	
6	Fe _{общ} , мг/л	0,24	
7	Щелочность (Щ ₀), мг-экв./л	2,24	1,5-2,5
8	HCO ₃ ⁻ , мг/л	125,70	
9	CO ₃ ²⁻ , мг/л	5,40	
10	Cl ⁻ , мг/л	39,20	≤30,0
11	SO ₄ ²⁻ , мг/л	2,20	
12	Na ⁺ , мг/л	3,30	
13	S, мг/л	223,40	
14	И _к , (мг-экв./л) ²	2,24	
15	рН, при 20°C при 80°C	8,03 7,16	
16	J _R , при 20°C при 80°C	7,11 5,02	

Характеристики охлаждающей воды приведены в соответствии нормативам Минтранса. В частности, жесткость после ЭМВ составила 1,2 мг-экв/л при допустимой 2,5 мг-экв/л, содержание взвесей – 0.

В результате применения ЭМВ происходит размытие бугорков биоржавчины и образование по поверхности металла защитного слоя (рисунок 5).

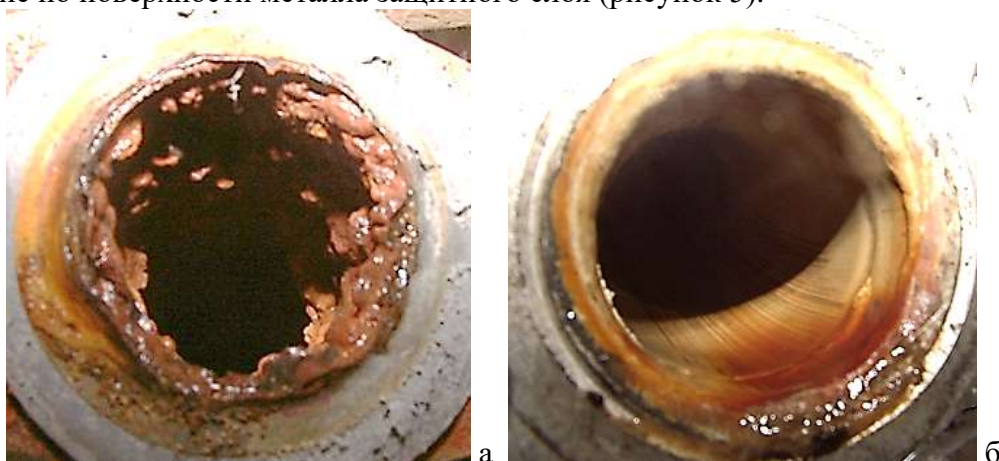


Рисунок 5 – Состояние системы водоснабжения до (а) и после (б) применения ЭМВ

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

В результате работ установлено, что качество исходной воды не влияет на получение окончательных положительных результатов. Оно приводится в соответствие с существующими нормативными документами в результате экологичной обработки с применением ЭМВ. Система очищается и консервируется на длительное время (5-7 лет при однократной обработке) от воздействия электрохимической и микробиологической коррозии в рамках единой технологии. И совершенно не обязательно создавать для этого рН равным 10,8-11,2. При этом не разрушаются любые конструкционные материалы: черные, цветные металлы, в том числе алюминий и их сплавы, пластики, керамика, резинотехнические изделия.

О прекращении жизнедеятельности железистых бактерий в результате применения ЭМВ в системе водоохлаждения дизеля испытываемого тепловоза свидетельствует кратное уменьшение содержания остаточного Fe с 11,4 до 0,03 мг/л за год, а также результаты микробиологических исследований.

При этом скорость электрохимической коррозии была снижена нами в 4 раза. Скорость слива (что свидетельствует об очистке системы) увеличена с 0,294 л/с до 0,748 л/с. Расчетный показатель суммарного эффективного сечения трубок вырос с 9 до 66%.

Это хорошо коррелируется с характером температурных полей работающих радиаторов через 12 месяцев после применения ЭМВ (рисунок 6).

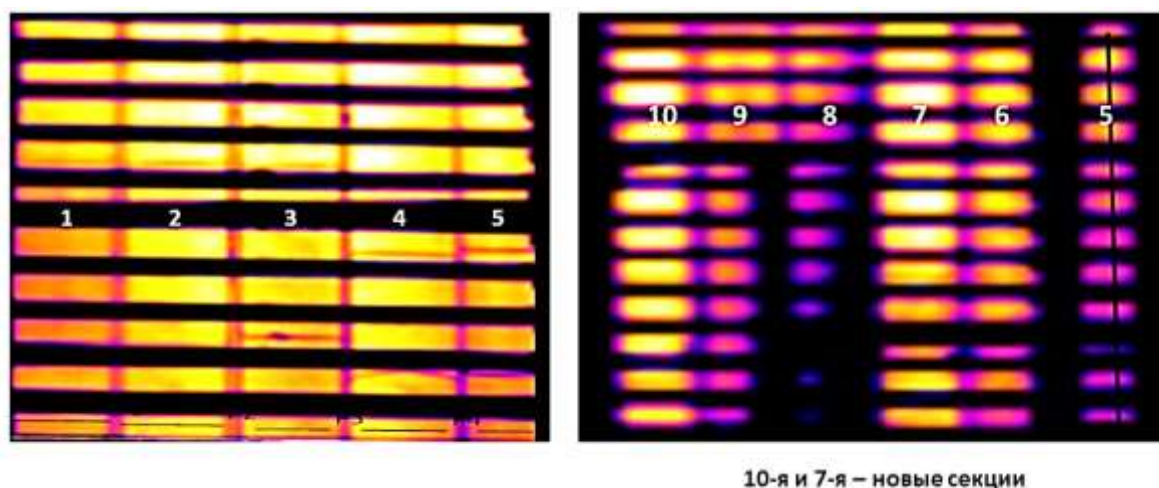


Рисунок 6 – Температурные поля работающих радиаторов через 12 месяцев после обработки

Для сравнения в состав системы были введены 2 новых радиатора (позиции 7, 10 на рисунке 6).

Перепад температур между верхними и нижними точками работающих радиаторов до обработки составлял 0,9-1,65°C, т.е. практически работали только 2 новых радиатора. После обработки 5-7°C. Не в полной мере работоспособны только 3 радиатора из 16. Но при этом процесс очистки продолжался.

Кроме того, установлено, что по сравнению с другими видами ОЖ ЭМВ экономически предпочтителен. Указанные его преимущества и определили высокую степень его применения и для других видах транспорта. Этот положительный опыт с полным основанием может быть перенесён и на системы водяного охлаждения судовых дизелей. Потребуется лишь некоторые исследования на реальных объектах с учётом того же ГОСТ 10150-88.

Выводы. Одной из причин выхода из строя систем водоохлаждения дизелей являются коррозионные разрушения. Использование ингибиторных комплексов не отменяет высоких требований к качеству заправляемой воды. Рассматривая процессы внутренней коррозии в системах водоохлаждения дизелей, следует учитывать, как процессы электрохимической, так и микробиологической коррозии, вызываемой различными бактериями и грибами. В соответствии с работами ученых института микробиологии РАН микробиологическая коррозия весьма активна до температур 80-85°C, то есть бактерии, жизнедеятельность которых

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

приводит к коррозионным разрушениям конструкционных материалов присутствуют в системах водоохлаждения в период их эксплуатации. Микробиологическая коррозия устраняется окислителями, а электрохимическая – ингибиторами. Известно, что ингибиторы усиливают микробиологическую коррозию. Именно этот фактор недооценивается при эксплуатации систем.

В рамках единой технологии с двумя видами коррозии (микробиологической и электрохимической) справляется разработанный учеными энергетический метод водоподготовки. Он приводит качество воды, заправляемой в системы в соответствие с нормативными документами, кратно уменьшая при этом коррозионность среды и интенсивность ее накипеобразования. Метод применим для широкого спектра конструкционных материалов и совместим с любым видом охлаждающей жидкости. Может быть использован при капитальных ремонтах в открытых, закрытых системах, для новых объектов, а также находящихся в длительной эксплуатации. Применение ЭМВ осуществляется без вывода обрабатываемого оборудования из эксплуатации. Обработка осуществляется одним циклом (с возможной корректировкой) на срок 5-7 лет. Что касается экологичности метода, то ЭМВ в полной мере соответствует требованиям ГОСТ 10150-88.

Список использованной литературы:

1. ГОСТ Р 58880-2020 Система питьевой воды судовая. Правила проектирования. М. Стандартиформ, 2020. 34 с.
2. ГОСТ 10150-88 Двигатели судовые, тепловозные и промышленные. Общие технические условия. М. Издательство стандартов, 1989. 32 с.
3. Горин А.В. Методы контроля технологического состояния охлаждающих устройств тепловозов в эксплуатации: дис. на соискание ученой степени канд. тех. наук: 05.22.07 // Антон Владимирович Горин. Москва, 2016 178 с.
4. Розанова Е.П., Ентальцева Л.А. Распространение сульфатвосстанавливающих бактерий в трубопроводах тепловой сети и причины появления в воде сероводорода // Микробиология 1999, том 68 №1, с. 212-213.
5. Розанова Е.П., Дубинина Е.А. и др. Микроорганизмы в тепловых сетях и внутренняя коррозия стальных трубопроводов // Микробиология 2003, том 72 №2, с. 100-106.
6. Videla H.A. Herrera L.K. Microbiologically influenced corrosion: looking to the future // Int Microbiology, 2005; №8: P. 169-180 Review.
7. Вачурина А.В., Есикова Т.З. и др. Коррозия образцов трубопроводной стали и сопряженная трансформация серных соединений тионовыми бактериями // Прикладная биохимия и микробиология 2005, том 41 №5, с. 564-567.
8. Воинцева И.И., Новиков М.Г., Продоус О.А. Продление периода эксплуатации трубопроводов, систем водоохлаждения их стальных и чугунных труб // Инженерные системы. АВОК Северо-Запад. 2019/1, с. 44-47.
9. Васильев Н.В., Сапожников Ф.В., Торопов М.Н., Матвеев Ю.Н. О применении энергента для увеличения ресурса оборудования и снижения обрастаемости судовых трубопроводов, балластных танков // Морские проблемы и решения, 2023. Керчь. с. 102-105.
10. Киселёв В.Т. Влияние емкости двойного электрического слоя на скорость коррозии на границе фаз // Технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. 2012 3-2 с. 56-61.
11. В.В. Болдарев, Е.Г. Аввакумов. Механохимия твёрдых неорганических веществ // Успехи химии. 1971. Т.20, с. 1835-1856.

References:

1. GOST R 58880-2020 Sistema pit'evoy vody sudovaya. Pravila proektirovaniya [State Standard 58880-2020. Ship potable water system. Design rules]. Moscow, Standartinform Publ., 2020, 34 p. (In Russian).

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

2. GOST 10150-88 Dvigateli sudovye, teplovozyne i promyshlennye. Obshchie tekhnicheskie usloviya. [State Standard 10150-88. Marine, locomotive and industrial engines. General specifications]. Moscow, Publishing House of Standards, 1989, 32 p. (In USSR).

3. Gorin A.V. *Metody kontrolya tekhnologicheskogo sostoyaniya ohlazhdayushchih ustrojstv teplovozov v ekspluatatsii. Diss. kand. techn. nauk* [Methods of monitoring the technological condition of diesel locomotive cooling devices in operation. Cand. tech. sci. diss.] Moscow, 2016, 178 p. (In Russian).

4. Rozanova E.P., Ental'ceva L.A. Rasprostranenie sul'fatvostanavlivayushchih bakterij v truboprovodah teplovoj seti i prichiny poyavleniya v vode serovodoroda [The spread of sulfate-reducing bacteria in the pipelines of the heating network and the causes of hydrogen sulfide in the water]. *Mikrobiologiya* [Microbiology], 1999, vol. 68 №1 pp. 212-213. (In Russian).

5. Rozanova E.P., Dubinina E.A. et al. Mikroorganizmy v teplovyh setyah i vnutrennyaya korrozija stal'nyh truboprovodov [Microorganisms in thermal networks and internal corrosion of steel pipelines]. *Mikrobiologiya* [Microbiology], 2005, vol. 72 №2, pp. 100-106. (In Russian).

6. Videla H.A. Herrera L.K. Microbiologically influenced corrosion: looking to the future. *Int Microbiology*, 2005; no.8, pp.169-180 Review. (In English)

7. Vachurina A.V., Esikova T.Z. et al. Korrozija obrazcov truboprovodnoj stali i sopryazhennaya transformaciya sernyh soedinenij tionovymi bakteriyami [Corrosion of pipeline steel samples and associated transformation of sulfur compounds by thion bacteria]. *Prikladnaya biohimiya i mikrobiologiya* [Applied Biochemistry and Microbiology], 2005 vol. 41 №5 pp. 564-567. (In Russian).

8. Voinceva I.I., Novikov M.G., Prodous O.A. Prodlenie perioda ekspluatatsii truboprovodov, sistem vodoohlazhdeniya ih stal'nyh i chugunnyh trub [Prolongation of the period of operation of pipelines, water cooling systems for their steel and cast iron pipes]. *Inzhenernye sistemy. AVOK Severo-Zapad* [Engineering systems. AVOC Northwest], 2013, no. 1, pp. 44-47. (In Russian).

9. Vasil'ev N.V., Sapozhnikov F.V., Toropov M.N., Matveev YU.N. O primenenii energenta dlya uvelicheniya resursa oborudovaniya i snizheniya obrastaemosti sudovyh truboprovodov, ballastnyh tankov [On the use of energent to increase the life of equipment and reduce fouling of ship pipelines, ballast tanks]. *Morskie problemy i resheniya* [Marine problems and solutions], 2023, pp. 102-105. (In Russian).

10. Kiselyov V.T. Vliyanie emkosti dvojnogo elektricheskogo sloya na skorost' korrozii na granice faz [The effect of the capacity of the double electric layer on the corrosion rate on phase boundary]. *Tekhnicheskie vedomosti SPbGPU. Nauka i obrazovanie* [Technical statements SPbSTU. Science and education], 2012, no. 3-2, pp. 56-61. (In Russian).

11. V.V. Boldarev, E.G. Avvakumov. Mekhanohimiya tvorydyh neorganicheskikh veshchestv [Mechanochemistry of inorganic solids]. *Uspekhi himii* [Advances in chemistry], 1971, vol. 20, pp. 1835-1856. (In USSR).

Сведения об авторах / Information about authors

Перков

Иван

Евгеньевич

Perkov

Ivan

Evgenievich

Заместитель начальника отдела

Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта
143986, Московская область, город Балашиха, Спасский бульвар
1/539.

perkovie@mail.ru

Deputy Head of the Department

Railway Research Institute of JSC Russian Railways

143986, Moscow region, Balashikha, Spassky Boulevard 1/539.

perkovie@mail.ru

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ

УДК 621.314

Ивановский А.Н.

ПРИМЕНЕНИЕ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ В СИСТЕМАХ СОРТИРОВКИ РЫБЫ НА СУДАХ РЫБОПРОМЫСЛОВОГО ФЛОТА

Аннотация. Несмотря на значительное превосходство новых отечественных судов супер-траулеров перед мировыми аналогами, а также высокий уровень их технического оснащения, до сих пор ряд задач на рыбопромысловом судне выполняется вручную. Одной из таких задач является сортировка рыбы. Низкий уровень эффективности данной процедуры приводит к ухудшению условий труда, сопутствующему дефициту кадров, снижению экономической эффективности, повышению риска возникновения репутационных потерь рыбодобывающих компаний. Настоящая работа предполагает теоретическую разработку системы автоматической сортировки рыбы, призванной решить обозначенные проблемы. Благодаря комбинации нейросетей архитектур YOLO, U-Net, EfficientNet, алгоритмов компьютерного зрения, методов цифровой обработки сигналов и классических средств автоматизации система позволит оценить состояние рыбы, проходящей по ленте, ее геометрические характеристики и автоматически соберет статистику по улову. Разрабатываемая система предназначена как для использования на судах рыбопромыслового флота с цехом рыбообработки, так и на береговых рыбообрабатывающих предприятиях.

Ключевые слова: сортировка рыбы, сверточные нейронные сети, обработка изображений, автоматизация, рыбопромысловое судно.

Aleksei N. Ivanovskii

APPLICATION OF NEURAL NETWORKS IN FISH GRADING SYSTEMS ON FISHING FLEETS

Annotation. Despite the significant superiority of new domestic super-trawler vessels to world counterparts, as well as the high level of their technical equipment, a number of tasks on a fishing vessel are still performed manually. One such task is to sort fish. The low level of efficiency of this procedure leads to deterioration of working conditions, attendant labor shortage, decrease of economic efficiency, increase of risk of reputational losses of fishing companies. This work involves the theoretical development of an automatic fish grading system to solve the problems identified. With a combination of YOLO, U-Net, EfficientNet, computer vision algorithms, digital signal processing and classical automation, the system will assess the state of fish along the belt, its geometric characteristics and will automatically collect catch statistics. The system under development is intended for use both on fishing vessels with a fish processing facility and in coastal fish processing facilities.

Keywords: fish sorting, composite neural networks, image processing, automation, fishing vessel

Введение. За последние 5 лет в России построен ряд современных траулеров-процессоров, оснащение которых является одним из самых совершенных в мире, однако технологии компьютерного зрения и искусственного интеллекта до сих пор остаются за кадром отечественной рыбодобывающей промышленности. В 2022 году Европейский комитет по рыболовству даже опубликовал материалы исследования на тему «Искусственный интеллект в рыболовной отрасли». Согласно этой работе, машинное обучение позволит:

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

– автоматизировать контроль состояния морских экосистем на основании визуальных и акустических данных;

- вести автоматический подсчет, классификацию водных биоресурсов;
- отслеживать поведение рыбы в естественной среде обитания;
- строить интерактивные карты миграции водных биоресурсов;
- автоматизировать процесс управления судном, включая траловый лов;
- оптимизировать расход топлива на судне;
- отслеживать состояние коралловых рифов и многое другое.

Приведенное описание перспектив во многом можно считать оптимистичным, ведь многие из описанных задач требуют комплексного подхода и не могут быть проведены лишь с помощью ИИ в текущем его состоянии. Поскольку методология применения ИИ в промышленности только начинает формироваться, доклад посвящен проблемам комбинации различных технологий для решения более сложных задач, связанных с проведением замеров и оценкой геометрических, весовых характеристик и использования камеры в качестве прибора измерения.

Целью исследования является проектирование системы автоматической сортировки рыбы на базе алгоритмов компьютерного зрения и машинного обучения.

Материалы и методы исследования. При разработке автоматизированной системы сортировки рыбы будут применены методы цифровой обработки изображений, алгоритмы компьютерного зрения, машинного обучения, цифровой обработки сигналов, математической статистики, корреляционной теории фильтрации и прикладного программирования. При разработке программной части вычислительного комплекса планируемой системы используется подход объектно-ориентированного программирования.

Сортировка рыбы. Большинство узлов, на которых совершаются механические действия, будь то упаковка, нарезка, опрессовка – уже имеют готовые автоматизированные решения. Для сортировки рыбы также разработан ряд решений, предполагающих использование машин с регулируемыми и нерегулируемыми размерами щелей [16]. Сортировка производится по размеру и предполагает использование совокупности агрегатов для выполнения ряда последовательных технологических операций:

- накопление рыбы в бункере;
- равномерная подача рыбы в машину;
- задание необходимой ориентации рыбе [11];
- сортировка;
- сбор и отвод фракций.

Непосредственно сортировочная машина состоит из каскада роликов или труб, в некоторых случаях такие машины способны производить взвешивание. Такой подход, хоть и позволяет обеспечить пропускную способность производственных линий до нескольких десятков тонн рыбы в час, обладает рядом недостатков. Главным из них является невозможность фактического контроля вида рыбы, а также её состояния. Выводы о принадлежности к тому или иному виду делаются исходя из весовых/геометрических характеристик. Поскольку тип и процентное соотношение прилова к общей массе рыбы может отличаться в каждом конкретном случае, это не исключает вариант перепутывания и неверного учета рыбы.

В связи с этим, на многих рыбопромысловых судах сортировка проводится вручную и требует визуального контроля размера и качества рыбы. Заменить человека классическими системами автоматики в этом случае не представляется возможным, а вот решение с использованием ИИ реализуемо уже сейчас [13]. Основной задачей такой сортировки является сегрегация поврежденных и больных рыб.

Общая процедура обработки визуальной информации с помощью алгоритмов глубокого обучения и компьютерного зрения выглядит следующим образом:

- запись видео конвейерной ленты;

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

- детекция отдельных особей на изображении;
- классификация отдельных особей по виду;
- оценка состояния особи;
- оценка геометрических характеристик;
- оценка ориентации, изгиба, полноты тела рыбы;
- оценка дополнительных параметров.

Как правило рыба движется по белой или синей конвейерной ленте и довольно контрастна. В условиях морского судна конвейеры и грейдеры зачастую снабжены системами стабилизации. Для видеосъемки подойдет матричная монохромная камера машинного зрения с защитой от влаги. Разрешение и частота кадров выбирается исходя из особенностей установки камеры и скорости прохождения рыбы по конвейеру.

Определять положение рыбы на кадре можно с использованием нейросетей архитектуры YOLO (рисунок 1, в частности, для тестов использовалась YOLOv8). Они обладают достаточным быстродействием для возможности использования в реальном режиме времени и сбора предварительной статистике по числу особей [18].

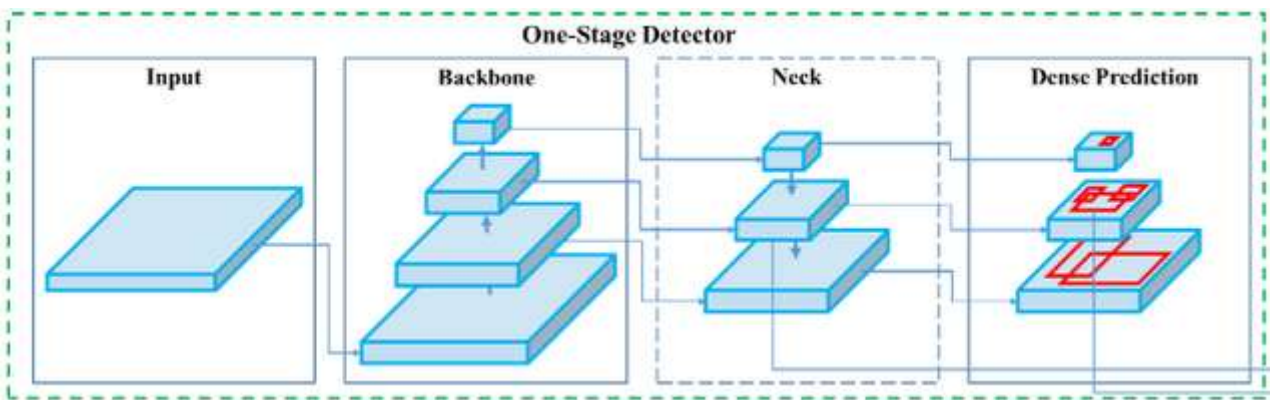


Рисунок 1 – Архитектура нейросетей семейства YOLO

Пример процесса детекции рыбы на изображении показан на рисунке 2. На выходе нейросети представляется массив прямоугольников, в формате: {координаты верхнего левого угла, ширина, длина, вероятность, класс объекта}. В рассматриваемом примере нейросеть обучена только на класс «рыбы», а определение вида рыбы проводится с помощью EfficientNet, более приспособленной для задач классификации.



Рисунок 2 – Детекция рыбы на изображении

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

Решение задачи классификации связано с рядом сложностей. Так, даже особь одного вида в течение жизни может значительно менять окрас, форму и относительные размеры. Также, многие виды имеют очень схожие характеристики (одной только форели более двух десятков подвидов). Для сбора датасетов для обучения таких моделей необходимы десятки и сотни тысяч фотографий, размеченных специалистами [17]. Сбор данных представляет собой трудоемкий процесс, однако со временем предобученные модели могут быть использованы для ускорения процесса разметки. Также, классификатор с высокой точностью позволяет определить рыбу с болезнями и значительными повреждениями.

Геометрическая морфометрия. Морфометрические исследования рыб связаны с рядом ограничений, возникающих из-за сложностей в описании стандартов проведения замеров. Каждая отдельная особь имеет различную ориентацию, изгиб тела, а также возможные повреждения. Для проведения таких исследований необходимо провести предварительную обработку.

Каждая область изображения, внутри которой была найдена рыба обрабатывается отдельно. В некоторых случаях определенная область может не перекрывать рыбу полностью, а потому рекомендуется брать некий интервал достоверности. При грамотно настроенном освещении для выделения контуров рыбы достаточно простого алгоритма порогового разделения. Геометрические характеристики определяются исходя из знания масштаба изображения в зависимости от места установки камеры. Для каждой отдельной особи возможно определить длину, ширину, относительное удлинение туловища, общий коэффициент полноты, а также геометрический центр (путем решения задачи Вебера с помощью алгоритма Вайсфельда).

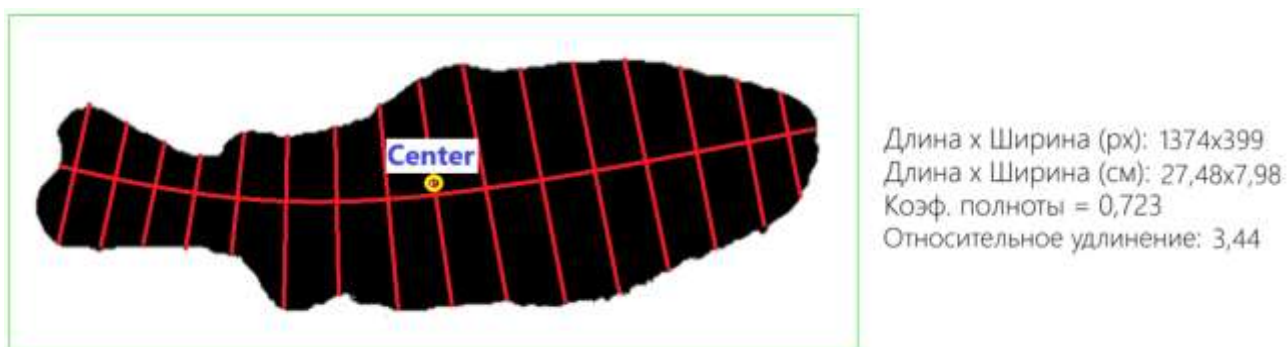


Рисунок 3 – Пример морфометрического исследования тела рыбы

Стоит учитывать, что на морфометрию тела в значительной части влияет взаимная ориентация медианной сагиттальной плоскости тела рыбы и плоскости конвейера, на которой проводится фотографирование [15]. С точки зрения процессов рыбообработки основной информацией является знание геометрических размеров, весовых характеристик, а также наличие болезней и деформаций. Последующая обработка может вестись в нереальном масштабе времени, а перечень оцениваемых параметров может быть значительно расширен.

В традиционной морфометрии принято оценивать взаимное положение ряда ключевых точек (рис. 4а) [20]. Это возможно проводить путем комбинации различных методов обработки изображений. Например, путем проведения сегментации образа рыбы и выделения отдельных элементов (хвостовой плавник, голова, брюшной/спинной/грудной плавники и т.д.) на изображении с помощью нейросетей архитектуры семейства U-Net (рис. 4б), а также при помощи поиска ключевых точек нейросетью YOLOv8-pose, вышедшей осенью 2023 года.

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

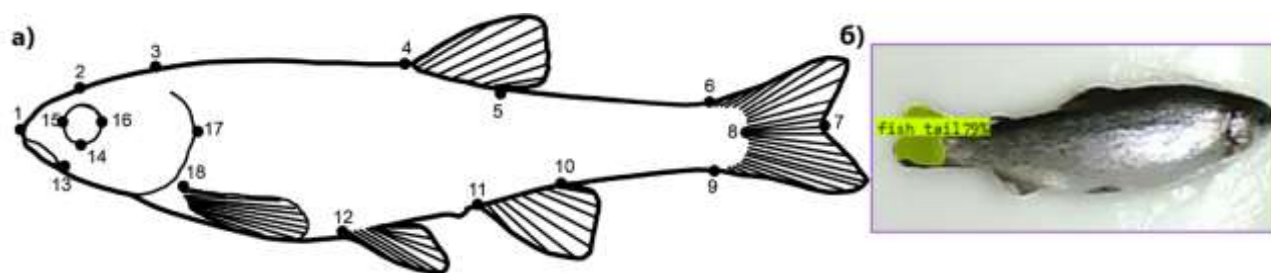


Рисунок 4 – Морфометрия рыбы: а) расположение ключевых точек на теле; б) сегментация частей тела с помощью нейросети

Отдельно отметим возможность оценки изгиба тела рыбы, путем аппроксимации ее центральных точек по длине полиномом высокой степени (рис. 3). Это необходимо для сравнения формы ее тела с видовым стандартом [19].

Выводы. Сбор подробной статистики по улову имеет большое количество преимуществ. Он позволяет делать косвенные выводы о запасах рыбы, скорости их восстановления и ареалах обитания. До сих пор остро стоит проблема оценки и регистрации прилова, что приводит к нерациональному расходованию биоресурсов, что важно как для бизнеса, так и для регулирующих органов. Контроль качества рыбы на этапе рыбообработки позволит отследить ее путь с момента вылова до поступления конечному потребителю, что благоприятно повлияет на снижение уровня незаконного оборота рыбной продукции.

Согласно отчетам Океанрыбфлота, еще одной острой проблемой является дефицит рядового состава на рыбообработке и текучесть кадров. Поскольку повышение уровня автоматизации также благоприятно скажется на условиях труда экипажа, это позволит удержать опытных специалистов и снизить затраты на привлечение большого количества низкоквалифицированных матросов.

Уже сейчас существуют возможности внедрения ИИ на действующие суда. В комбинации с классическими средствами автоматизации и методами обработки данных ИИ позволит повысить эффективность производств, их надежность, повысить качество труда и сократить количество несчастных случаев на производстве. Нет сомнений, что с ростом количества проектов, использующих ИИ, а также с развитием технологий будут появляться и другие варианты его применения в таких сложных системах, как рыболовное судно.

Список использованной литературы:

11. Авторское свидетельство № 1775088 А1 СССР, МПК А22С 25/08. Способ ориентированной подачи к режущим инструментам рыбы и устройство для его осуществления : № 4787062 : заявл. 22.12.1989 : опубл. 15.11.1992 / Ю. В. Костродымов ; заявитель НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ "ДАЛЬРЫБТЕХЦЕНТР". – EDN DNALVI.

12. Агеев О.В., Фатыхов Ю.А. Применение видеокomпьютерной техники для исследования морфометрических параметров рыбы. Часть 2. Разработка программного обеспечения видеокomпьютерного устройства // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Процессы и аппараты пищевых производств». 2015. С. 1-10

13. Алексеев П.П. Применение нейронных сетей в системе распознавания промысловых гидробионтов в условиях повышенной флуктуации / П. П. Алексеев, И. Ю. Квятковская // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Управление, вычислительная техника и информатика. – 2022. – № 2. – С. 76-86. – DOI 10.24143/2072-9502-2022-2-76-86. – EDN LJENFW.

14. Ивановский А.Н. Дистанционная передача показаний магнитного компаса с помощью алгоритмов компьютерного зрения / А. Н. Ивановский // Вестник КГМТУ. Серия: Морские технологии. – 2023. – № 1. – С. 61-67

15. Мандрица С. А. К использованию геометрической морфометрии в ихтиологии // Вестник ПГУ. Биология. 2007. №5. С. 38-52

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

16. Патент на полезную модель № 193993 U1 Российская Федерация, МПК А22С 25/04, В07В 13/00. устройство для сортировки рыбы : № 2019123334 : заявл. 19.07.2019 : опубл. 22.11.2019 / Я. В. Зайцев, Е. А. Тихонов ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Петрозаводский государственный университет". – EDN SDWLVP.

17. Павлов М.П. Подготовка данных для машинного обучения распознавания объектов и их ключевых точек // SAF. 2023. №1. С. 9-14

18. Садиех С.А. Анализ подхода к построению системы оценки численности рыб, основанной на нейронной сети YOLOv4 // SAF. 2022. №3. С. 40-44

19. Самойлова Н.В., Агеев О.В. Математическое моделирование контуров тела промысловых рыб при лазерном измерении морфометрических параметров сырья // Известия КГТУ. 2019. №52. С. 87-108

20. Янкова Н.В. Сравнение морфометрических индексов прямых и косвенных (по фотографии) промеров карасей // Символ науки. 2015. №11-2. С. 35-38

References:

1. Avtorskoe svidetel'stvo № 1775088 A1 SSSR, МПК А22С 25/08. Sposob orientirovannoj podachi k rezhushhim instrumentam ry`by` i ustrojstvo dlya ego osushhestvleniya [Method of directional feed to cutting tools of fish and device for its implementation]: № 4787062 : zayavl. 22.12.1989 : opubl. 15.11.1992 / Yu. V. Kostrody`mov ; zayavitel` NAUChNO-PROIZVODSTVENNOE OB`EDINENIE "DAL`RY`BTEXCENTR" [SCIENTIFIC-PRODUCTION ASSOCIATION "DALRYBTECHCENTER"]. – EDN DNALVI. (in Russian)

2. Ageev O.V., Faty`xov Yu.A. Primenenie videokomp`yuternoj texniki dlya issledovaniya morfometricheskix parametrov ry`by`. Chast` 2. Razrabotka programmnogo obespecheniya videokomp`yuternogo ustrojstva [Application of video-computer technology for research of morphometric parameters of fish. Part 2. Development of the software of the video computer device] // Nauchny`j zhurnal NIU ITMO. Seriya «Processy` i apparaty` pishhevy`x proizvodstv» [Scientific Journal of NIU ITMO. Series «Processes and devices of food production»]. 2015. P.1-10 (in Russian)

3. Alekseev P.P. Primenenie nejronny`x setej v sisteme raspoznavaniya promy`slovy`x gidrobiontov v usloviyax povy`shennoj fluktuacii [Application of neural networks in the system of recognition of commercial hydrobiota under conditions of increased fluctuation] / P. P. Alekseev, I. Yu. Kvyatkovskaya // Vestnik Astraxanskogo gosudarstvennogo texniceskogo universiteta. Seriya: Upravlenie, vy`chislitel`naya texnika i informatika. [Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Control, Computing and Informatics.] – 2022. – № 2. – P. 76-86. – DOI 10.24143/2072-9502-2022-2-76-86. – EDN LJENFW. (in Russian)

4. Ivanovskij A.N. Distancionnaya peredacha pokazanij magnitnogo kompasa s pomoshh`yu algoritmov komp`yuternogo zreniya [Remote transmission of magnetic compass readings using computer vision algorithms] / A. N. Ivanovskij // Vestnik KGMTU. Seriya: Morskie texnologii. [Bulletin of the KSMTU. Series: Marine Technologies] – 2023. – № 1. – P. 61-67 (in Russian)

5. Mandricza S. A. K ispol`zovaniyu geometricheskoj morfometrii v ixtiologii [To the use of geometric morphometry in ichthyology] // Vestnik PGU. Biologiya [Bulletin of PGU. Biology]. 2007. №5. P. 38-52 (in Russian)

6. Patent na poleznuyu model` № 193993 U1 Rossijskaya Federaciya, МПК А22С 25/04, В07В 13/00. ustrojstvo dlya sortirovki ry`by` [Fish sorting device]: № 2019123334 : zayavl. 19.07.2019 : opubl. 22.11.2019 / Ya. V. Zajcev, E. A. Tixonov ; zayavitel` Federal`noe gosudarstvennoe byudzhethoe obrazovatel`noe uchrezhdenie vy`sshego obrazovaniya "Petrozavodskij gosudarstvenny`j universitet" [Applicant Federal State Budget Educational Institution of Higher Education "Petrozavodsk State University"]. – EDN SDWLVP. (in Russian)

7. Pavlov M.P. Podgotovka danny`x dlya mashinnogo obucheniya raspoznavaniya ob`ektov i ix klyuchevy`x toчек [Preparation of data for machine learning of recognition of objects and their key points] // SAF. 2023. №1. P. 9-14 (in Russian)

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

8. Sadiex S.A. Analiz podxoda k postroeniyu sistemy` ocenki chislennosti ry`b, osnovannoj na nejronnoj seti YOLOv4 [Analysis of approach to construction of the system of estimation of fish population, based on neuronal network YOLOv4] // SAF. 2022. №3. P. 40-44(in Russian)

9. Samojlova N.V., Ageev O.V. Matematicheskoe modelirovanie konturov tela promy`slivy`x ry`b pri lazernom izmerenii morfometricheskix parametrov sy`r`ya [Mathematical modeling of the body contours of commercial fish in laser measurement of morphometric parameters of raw material] // Izvestiya KGTU. 2019. №52. P.87-108 (in Russian)

1. Yankova N.V. Sravnenie morfometricheskix indeksov pryamy`x i kosvenny`x (po fotografii) promerov karasej [Comparison of morphometric indices of direct and indirect (by photography) measurements of crucian] // Simvol nauki [Symbol of science]. 2015. №11-2. P.35-38 (in Russian)

Сведения об авторах / Information about authors

**Ивановский
Алексей
Николаевич**

канд. техн. наук, ассистент кафедры судовождения и промышленного рыболовства, Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
aleksei.ivanovskii@yandex.ru

Aleksei N.
Ivanovskii

Ph.D. (Engin.), Professor Assistant at the Department of Navigation and Fishery, Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
aleksei.ivanovskii@yandex.ru

Рязанова Т.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ПРОМЫСЛОВЫХ СУДОВ ПО КОСВЕННЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Аннотация. Рассматриваются проблемы идентификации мощности силовых энергетических установок промысловых судов. Поскольку от мощности главного двигателя зависят тяговые характеристики траулеров, буксирующих за собой трал, необходимо иметь возможность точно и оперативно определять степень загрузки главного двигателя. В работе проанализированы какие косвенных характеристики наиболее информативны в целях определения мощности двигателя и какое их количество достаточно для получения адекватных математических моделей. Получены зависимости, позволяющие определить относительную мощность двигателя от таких косвенных характеристик, как температура выхлопных газов, давление наддува, максимальное давление сгорания и расход топлива, как от каждой из перечисленных, так и наиболее точная модель – от четырёх косвенных характеристик. С достаточной для практических целей точностью рекомендовано пользоваться зависимостью, содержащей две косвенные характеристики.

Ключевые слова. Главный двигатель, тяговые характеристики судна, косвенные характеристики, температура выхлопных газов.

Riazanova T.V.

ANALYSIS OF THE POWER COMPATIBILITY OF A FISHING VESSEL AND A FISHING TRAWL

Abstract. The problems of identifying the power of power plants of fishing vessels are considered. Since the traction characteristics of trawlers towing a trawl depend on the power of the main engine, it is necessary to be able to accurately and promptly determine the degree of loading of the main engine. The paper analyzes which indirect characteristics are the most informative in order to determine the engine power and how many of them are sufficient to obtain adequate mathematical models. Dependences are obtained that allow us to determine the relative engine power from such indirect characteristics as exhaust gas temperature, boost pressure, maximum combustion pressure and fuel consumption, both from each of these, and the most accurate model – from four indirect characteristics. With sufficient accuracy for practical purposes, it is recommended to use a dependency containing two indirect characteristics.

Keywords. Main engine, traction characteristics of the vessel, indirect characteristics, exhaust gas temperature.

Введение. Для промысловых судов, особенно работающих с различными видами буксируемых орудиями рыболовства, важно иметь возможность оперативно оценить располагаемую тягу судна, поскольку «одним из условий безопасной и прибыльной эксплуатации рыболовного судна является соизмерение величины тяговых усилий судна и сопротивления траловой системы, оптимальное соотношение которых составляет $Pp_{\phi} = \mp 0,95 * \sum R_{\text{Тр}}$, где Pp_{ϕ} – располагаемая фактическая тяга траулера, кН; $\sum R_{\text{Тр}}$ – суммарное агрегатное сопротивление рыболовной траловой системы, кН» [1].

Ранее, в работе [2], для наиболее распространённых типов промысловых судов были получены модели для определения располагаемой тяги траулера в зависимости от скорости судна и мощности силовой установки судна, в частности для судна РТМК—С типа «Моонзунд» пр. А-488, такая зависимость имеет вид:

$$Pp = 0,483Ne - 5,1 \cdot 10^{-5}Ne^2 - 14,76V - 1,7759V^2 - 481,7 \quad (1),$$

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

где P_p – располагаемая тяга, кН; N_e – мощность, передаваемая на винт судна, кВт; V – скорость судна, узл.

Очевидно, что для определения тяговых усилий траулера необходимо определить достаточно точно мощность, передаваемую на винт. Все существующие методы определения мощности энергетической установки судна опираются на измерение косвенных характеристик «по расходу топлива, по среднему индикаторному давлению в цилиндрах, по среднему во времени давлению в цилиндрах, по частоте вращения ротора турбокомпрессора, по давлению наддувочного воздуха после охладителя, по максимальному давлению сгорания, по температуре выпускных газов на выходе из цилиндров, по углу поворота лопастей винта регулируемого шага и вероятностно-статистическим методом по эталонному комплексу» [3].

На крупных рыболовных траулерах для определения относительной мощности некоторых типов главных судовых ДВС определяют по расходу топлива G объемным методом с помощью штатных мерных бачков или по положению регулирующей рейки топливных насосов высокого давления (ТНВД), которое косвенно характеризует расход топлива двигателем. Линейное перемещение топливной рейки в лучшем случае характеризует количество топлива, поданного в цилиндры, но совершенно не характеризует количества сгоревшего топлива и своевременность сгорания его. Применение этой косвенной характеристики на судах объясняется простотой её использования, но точность определения мощности двигателя таким способом – не высокая.

Актуальность исследования заключается в потребности оперативно и достаточно точно определять относительную мощность главных двигателей промысловых судов, используя минимальное количество информативных косвенных характеристик, определение значения которых не требует большого труда для экипажа.

Целью исследования является определение необходимого и достаточного количества косвенных характеристик энергетических установок для получения адекватных моделей, позволяющих оценить относительную мощность главного двигателя промыслового судна.

Материалы и методы исследования. В работе будет использоваться в качестве примера дизель 6VDS 48/42 AL-2 мощностью 2648 кВт (3600лс) при $n=500$ об/мин. Два таких дизеля использовали для установки в качестве главных на судах РТМК—С типа «Моонзунд» пр. А-488. Ранее собранная статистика состоит из шестнадцати протоколов испытаний дизелей. Источниками материалов были технические архивы ПО «Керчьрыбпром», ПО «Калининградская база тралового флота» и завода «Фольксверфь» в г. Штральзунд. Строительные номера дизелей, которые вошли в статистику, следующие: № 845, 846, 849, 852, 853, 857, 888, 889, 894, 895, 903, 904, 905, 906, 907, 908 [2].

Косвенные характеристики, которые используют в целях определения степени загрузки отдельных цилиндров и ГД в целом, имеют разную значимость. Г.Ф. Левшин [4] ввел критерий информативности, равный

$$K_{и} = I_x \cdot K_3, \quad (2)$$

где $K_{и}$ – коэффициент информативности; I_x – количество информации о состоянии двигателя; K_3 – информационная значимость параметра; Там же приведена таблица коэффициентов информативности косвенных характеристик.

Самый большой коэффициент информативности у виброакустического метода, но он на судах не используется. Также при выборе косвенных характеристик кроме $K_{и}$ необходимо принимать во внимание доступность и стоимость их определения и необходимое время для измерения.

Характеристики других косвенных характеристик, значимости которых доверяют судовые механики приведены в таблице 1

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

Таблица 1 – Коэффициенты информативности некоторых косвенных характеристик

Косвенные характеристики	Коэффициент информативности
t_f – температура выхлопных газов	1,48
P_H – давление наддува	0,826
P_Z – максимальное давление сгорания	1,4
G – расход топлива	1,48

Результаты исследования и их обсуждения. Приведёнными выше четырьмя характеристиками ограничим номенклатуру косвенных характеристик, так как увеличение количества косвенных характеристик приведёт к усложнению их сбора на работающем дизеле.

Измерение температуры выхлопных газов и давления наддува не составляет трудностей. Максимальное давление сгорания измеряют специальным прибором – максиметром непосредственно у главного двигателя. Расхода топлива G – в судовых условиях определяется не сложно.

Исходя из сказанного, рекомендуется определять мощность главного двигателя в оперативном порядке по двум косвенным характеристикам t_f и P_H , при этом коэффициент информативности составит $K_{и}=2,305$. А для более точного определения (но менее частого) по трём и даже четырём характеристикам с привлечением P_Z и G . В этих случаях коэффициенты информативности будут $K_{и}=3,705$ и $5,185$ соответственно.

В своих исследованиях предпринималась попытка привлечь и пятую косвенную характеристику – давление сжатия P_C , которая хорошо отражает износ цилиндропоршневой группы двигателя. Однако, исследование показало, что прироста адекватности модели, состоящей из пяти характеристик по сравнению с моделью из четырёх характеристик, не произошло, а работы по её определению добавляло. Таким образом, поставленная задача о номенклатуре косвенных характеристик выполнена.

Необходимый объём статистики для получения адекватных моделей будем определять следующим образом: по протоколу испытаний одного дизеля построим математическую модель $\overline{N_e} = f(t_f)$, а затем проверим адекватность по остальным дизелям, информация о которых имеется. Сравнение будем производить только на 100% режиме.

Выписка из протокола ходовых испытаний дизеля строительный номер 845 приведена в таблице 2

Таблица 2 - Протокол ходовых испытаний дизеля №845

Косвенные характеристики	Относительная мощность $\overline{N_e}$, %				
	25	50	75	100	110
t_f , °C	317	367	410	420	425
P_H , кПа	24	66	110	156	174
P_Z , МПа	4,65	6,9	9,25	11,5	12,3
G , кг/час	176,8	297,9	407,1	534,9	591,3
$n_{ГТН}$, об/мин	8800	13000	16200	18600	19500
P_C , МПа	3,3	4,6	6,2	-	-
L , мм	27,5	34,0	40,0	46,0	48

где $\overline{N_e}$ – относительная мощность двигателя, %; t_f – температура выхлопных газов сразу за цилиндром, °C; P_H – избыточное давление наддува, кПа; P_Z – максимальное давление сгорания в цилиндрах, Мпа; $n_{ГТН}$ – число оборотов ротора турбины газонагнетателя, об/мин; P_C – давление сжатия в цилиндрах, Мпа; L – ход топливной рейки, мм.

По данным таблицы 2 с помощью метода наименьших квадратов построены четыре линейные модели:

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

$$\overline{Ne} = 0,737 \cdot t_{\Gamma} - 214,1 \quad (2)$$

$$\overline{Ne} = 0,564 \cdot P_{\text{H}} + 12,15 \quad (3)$$

$$\overline{Ne} = 11,03 \cdot P_{\text{Z}} - 26,39 \quad (4)$$

$$\overline{Ne} = 0,206 \cdot G - 11,07 \quad (5)$$

Проверка качества модели (2) приведена в таблице 3

Таблица 3 – Проверка качества математической модели (2)

$t_{\Gamma}, ^{\circ}\text{C}$	317	367	410	420	425
$\overline{Ne}, \%$	25	50	75	100	110
$\overline{Ne}_{\text{расч.}}, \%$	19,53	56,38	88,07	95,44	99,12
$ \Delta , \%$	5,47	6,38	13,07	4,56	10,88

где $\overline{Ne}_{\text{расч.}}$ – относительная мощность двигателя, рассчитанная по зависимости (2), %; $|\Delta|$ – ошибка воспроизведения по абсолютной величине.

Ошибка воспроизведения определена как разность между значением относительной мощности, соответствующей температуре выхлопных газов в протоколе испытаний и рассчитанной по зависимости (2), используя то же значение температуры выхлопных газов, например при $t_{\Gamma}=317^{\circ}\text{C}$

$$|\Delta| = 25 - (0,737 \cdot t_{\Gamma} - 214,1) = 25 - (0,737 \cdot 317 - 214,1) = 25 - 19,53 = 5,47 \%$$

Далее ошибка воспроизведения определялась аналогично.

Анализируя таблицу 3, можно сделать вывод, что качество модели (2) – не высокое. По требованиям [5] достаточным можно качество модели, ошибка воспроизведения которой не превышает 2%.

Проведём проверку модели, содержащей статистику по двум протоколам испытаний

Таблица 4 – Статистика температур из двух протоколов испытаний

Косвенные характеристики	Относительная мощность $\overline{Ne}, \%$				
	25	50	75	100	110
№845: $t_{\Gamma}, ^{\circ}\text{C}$	317	367	410	420	425
№846: $t_{\Gamma}, ^{\circ}\text{C}$	300	345	380	400	410
$t_{\text{CP}}, ^{\circ}\text{C}$	308,5	356	395	410	417,5

По средним температурам получена модель (6)

$$\overline{Ne} = 0,757 \cdot t_{\Gamma} - 213,7 \quad (6)$$

Проверка качества модели (6) приведена в таблице 5

Таблица 5 – Проверка качества математической модели (6)

$\overline{Ne}, \%$	25	50	75	100	110
$\overline{Ne}_{\text{расч.}}, \%$	19,8	55,8	85,3	96,7	102,3
$ \Delta , \%$	5,2	5,8	10,3	3,3	7,7

Качество модели также оказывается недостаточным.

Модель, полученная по статистике, содержащей 16 протоколов, имеет вид

$$\overline{Ne} = 0,762 \cdot t_{\Gamma} - 208,5 \quad (7)$$

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

Таблица 6 – Проверка качества математической модели (7)

$\overline{N_e}$, %	25	50	75	100	110
$\overline{N_e}_{\text{расч.}}$, %	19,9	58,4	76,5	100,1	105,1
$ \Delta $, %	5,1	8,4	1,5	0,1	4,9

Качество модели (7) выше, чем у моделей (2 и 6), но всё-таки недостаточно.

Для повышения качества моделей включим в них вторую косвенную характеристику – давление наддува P_H . Тогда из протокола дизеля № 845 можно получить модель:

$$\overline{N_e} = 0,3685 \cdot t_{\Gamma} + 0,2825 \cdot P_H - 101 \quad (8)$$

Проверка качества модели (8) приведена в таблице 7

Таблица 7 – Проверка качества модели (8)

$\overline{N_e}$, %	25	50	75	100	110
$\overline{N_e}_{\text{расч.}}$, %	22,6	52,8	81,1	97,8	104,7
$ \Delta $, %	2,4	2,8	6,1	2,2	5,3

Качество модели также недостаточно.

Рассмотрим модель, содержащую три косвенные характеристики

$$\overline{N_e} = 0,2457 \cdot t_{\Gamma} + 0,188 \cdot P_H + 3,67 \cdot P_Z - 76,1 \quad (9)$$

Модель (9) получена по одному протоколу (двигатель №845). Качество модели (9) оценено в таблице (8)

Таблица 8 - Проверка качества модели (9)

$\overline{N_e}$, %	25	50	75	100	110
$\overline{N_e}_{\text{расч.}}$, %	23,4	51,8	79,3	98,6	106,2
$ \Delta $, %	1,6	1,8	4,3	1,4	3,8

По четырём косвенным характеристикам модель, полученная по одному двигателю, имеет вид

$$\overline{N_e} = 0,1845 \cdot t_{\Gamma} + 0,141 \cdot P_H + 2,76 \cdot P_Z + 0,0515 \cdot G - 59,8 \quad (10)$$

Проверка модели (10) приведена в таблице 9

Таблица 9 - Проверка качества модели (10)

$\overline{N_e}$, %	25	50	75	100	110
$\overline{N_e}_{\text{расч.}}$, %	23,9	51,5	77,7	98,8	107,4
$ \Delta $, %	1,1	1,5	2,7	1,2	2,6

Качество модели (10) удовлетворительное, но эта модель получена только по результатам испытаний одного дизеля.

По результатам испытания шестнадцати дизелей получена модель:

$$\overline{N_e} = 0,1905 \cdot t_{\Gamma} + 0,1365 \cdot P_H + 2,915 \cdot P_Z + 0,0515 \cdot G - 60,3 \quad (11)$$

Адекватность модели (11) проверена в таблице (10)

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

Таблица 10 - Проверка качества модели (11)

\bar{N}_e , %	25	50	75	100	110
\bar{N}_e расч., %	23,8	52,5	75,4	100,1	108,7
$ \Delta $, %	1,2	2,2	0,4	0,1	1,3

Как видно, из таблицы 10 точность определения относительной мощности главного двигателя, полученная из статистики испытания шестнадцати двигателей, полностью удовлетворяет требования, предъявляемые к точности.

Для оперативного определения мощности главного двигателя, например в целях оценки тягового усилия траулера на определённой скорости траления, достаточно иметь модель, состоящую из двух косвенных характеристик, полученных из четырёх протоколов испытаний дизелей. В этом случае объём статистики составит – две косвенные характеристики на четырёх дизелях, в каждом из которых шесть цилиндров, испытания проводились на пяти режимах, итого 276 измерений.

Такая модель будет иметь вид

$$\bar{N}_e = 0,37 \cdot t_r + 0,268 \cdot P_H - 95,1 \quad (12)$$

Модель (12) посредственно описывает долевые режимы, но на режимах, близких к 100 %, ошибка воспроизведения составляет 1,7% и косвенные характеристики, входящие в модель, не вызывают затруднений в определении.

Выводы. Использование одной косвенной характеристики t_r не позволяет получить адекватную модель даже при большом объёме статистики. В работе рассмотрен пример, опирающийся на шестнадцать протоколов испытаний дизелей, в каждом из которых находится шесть цилиндров, следовательно объём статистики составляет 96 измерений.

Для более точного определения относительной мощности необходимо использовать три или даже четыре косвенные характеристики.

Результаты проведённой работы могут быть использованы для получения адекватных моделей расчёта мощности и других судовых дизелей.

Список использованной литературы:

- 1 *Рязанова Т.В.* Анализ силовой совместимости промыслового судна и рыболовного трала // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия: Морские технологии. 2023. № 1. С. 68-75;
- 2 *Рязанова Т.В.* Повышение эффективности промысловой эксплуатации траулеров на основе факторного анализа их тяг: дис. канд.техн.наук: 05.18.17 / Татьяна Валерьевна Рязанова. Калининград, 2011. 168 с.;
- 3 *Амахин В.А.* Исследование достоверности определения эффективной мощности главных судовых ДВС различными методами // Вестник Мурманского государственного технического университета. 2008. №3. т.11. С. 464-470;
- 4 *Левшин Г.Ф., Васильчук Л.И.* Сдаточные испытания энергетических установок рыбопромысловых судов. Москва: Пищевая промышленность, 1975. 280 с.
- 5 *ГОСТ 10150-88* Двигатели судовые, тепловозные и промышленные. Общие технические условия. – М.: Стандартиформ, 2018. 42 с.
- 6 *Амахин В.А.* Влияние погрешности на достоверность определения мощности главных судовых ДВС по расходу топлива // Рыбное хозяйство. 1996. №4. С. 24-25;
- 7 *Бабинцев А.Ю., Суконнов А.В.* Исследование взаимосвязей технических характеристик промысловых комплексов рыболовных судов от их характеристик // Известия КГТУ.2022. № 65. С. 97-106;
- 8 *Флот рыбной промышленности: справочник типовых судов / под ред. А. Б. Антипова.* 3-е изд., доп. Москва: Транспорт. 1990. 384 с.

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

- 9 Колomieц Л. В., Поникарова Н. Ю. Метод наименьших квадратов: учебное пособие. Самара.: Изд-во Самарского университета, 2017. 32 с.
- 10 Петров Е. П. Статистический анализ данных: монография. Барнаул: Изд-во Алтайского государственного университета, 2018. 43 с.

References:

- 1 Riazanova T.V. Analiz silovoy sovместимости promyslovogo sudna i rybolovnogo trala [Analysis of the power compatibility of a fishing vessel and a fishing trawl] *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya: Morskie tekhnologii*, 2023, no.1. pp.68-75. (In Russian);
2. Riazanova T. V. *Povyshenie effektivnosti promyslovoi ekspluatatsii traulerov na osnove faktornogo analiza ikh tiag. Dissertatsiia ...kand. tekhn. nauk* [Improving efficiency of commercial operation of trawlers based on factor analysis of their thrusts: Diss.... Cand.Tech.Sci.]. Kaliningrad, 2011. 168 p. (In Russian);
- 3 Amakhin V.A. Issledovanie dostovernosti opredeleniya effektivnoy moshchnosti glavnykh sudovykh DVS razlichnymi metodami [On reliability of effective power estimation of main ship engines by various methods] *Vesnik Murmanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2008, no.3, vol.11, pp.464-470. (In Russian);
4. Levshin G.F., Vasil'chuk L.I. Sdatochnye ispytaniya energeticheskikh ustanovok rybopromyslovykh sudov [Acceptance tests of power plants of fishing vessels]. М., Pishchevaya promyshlennost', 1975, 280 p. (In Russian);
5. GOST 10150-88 Dvigateli sudovye, teplovozyne i promyshlennye. Obshchie tekhnicheskie usloviya [Diesel marine, locomotive and industrial engines. General technical conditions]. М.: Standartinform, 2018, 42 p. (In Russian);
- 6 Amakhin V.A. Vliyanie pogreshnosti na dostovernost' opredeleniya moshchnosti glavnykh sudovykh DVS po raskhodu topliva [The effect of the error on the reliability of determining the power of the main marine internal combustion engines by fuel consumption] *Rybnoe khozyaystvo*.1996. no.4, pp.24-25 (In Russian);
- 7 Babintsev A.Yu., Sukonnov A.V. Issledovanie vzaimosvyazey tekhnicheskikh kharakteristik promyslovykh kompleksov rybolovnykh sudov ot ikh kharakteristik [Study of the interconnections of technical features of commercial fishing vessel complexes with the characteristics of trawlers] *Izvestiya KGTU*. 2022. no.65, pp.97-106 (In Russian);
- 8 *Flot rybnoy promyshlennosti: spravochnik tipovykh sudov* [Fishing industry fleet: reference book of standard vessels] pod red. A. B. Antipova. 3-e izd., dop. Moskva: Transport. 1990, 384 p. (In Russian);
- 9 Kolomiets L. V., Ponikarova N. Yu. Metod naimen'shikh kvadratov [Least squares method]: учебное пособие. Samara.: Izd-vo Samarskogo universiteta, 2017. 32 p. (In Russian);
- 10 Petrov E. P. *Statisticheskiy analiz dannykh* [Statistical data analysis]: monografiya. Barnaul: Izd-vo Altayskogo gosudarstvennogo universiteta, 2018. 43 p. (In Russian);

Сведения об авторах / Information about authors

Рязанова Татьяна Валерьевна	канд. техн. наук., доцент кафедры судовождения и промышленного рыболовства Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г.Керчь, ул. Орджоникидзе,82 metodmf@mail.ru
Riazanova Tatiana Valer'evna	Ph.D. (Technical) Associat Professor of the Department of Navigation and Commercial Fishing Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze, str.,82 metodmf@mail.ru

Святский В.В.

АНАЛИЗ МЕТОДИК РАСЧЕТА БЕЗОПАСНОЙ ПОЛОСЫ ДВИЖЕНИЯ СУДНА С ПОМОЩЬЮ НАВИГАЦИОННОГО ТРЕНАЖЕРА В РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЯХ

Аннотация. Быстрое и своевременное уточнение параметров безопасного движения судна является одной из первостепенных задач при движении в узкостях и вблизи опасностей. Обеспечение навигационной безопасности всегда является главной задачей судоводителя поэтому, всегда необходимо максимально точно знать отклонение судна от линии заданного пути под воздействием внешних факторов. В данной статье используя навигационный тренажер Navigator PRO 6000 выполнен сравнительный анализ основных практических методов определения изменения ширины безопасной полосы движения при влиянии ветра. Определен оптимальный метод расчета ширины безопасного движения при влиянии ветра с различных курсовых углов, а также изменении бокового смещения.

Ключевые слова: навигация, навигационная безопасность, ширина безопасного движения

Sviatskii V.V.

ANALYSIS OF METHODS FOR CALCULATING THE SAFE LANE OF A SHIP USING A NAVIGATION SIMULATOR IN DIFFERENT CONDITIONS

Abstract. Fast and timely specification of the parameters of safe vessel movement is one of the primary tasks when travelling in narrow areas and in the vicinity of hazards. Ensuring navigational safety is always the main task of a ship operator, therefore, it is always necessary to know as accurately as possible the deviation of the vessel from the line of the set path under the influence of external factors. In this article using Navigator PRO 6000 navigation simulator the comparative analysis of the main practical methods of determining the change of safe lane width under the influence of wind is carried out. The optimum method of calculating the safe lane width under the influence of wind from different heading angles, as well as changes in lateral displacement is determined.

Keywords: navigation, navigation safety, safe driving width

Введение: Безопасность мореплавания зависит в первую очередь от контроля следования судна по линии заданного пути (ЛЗП) [1]. При отсутствии воздействия внешних сил, истинный курс и направление движения судна совпадают с линией заданного пути, а занимаемая судном при движении полоса, равна ширине корпуса судна. При воздействии в внешних сил, таких как ветер и течения происходит смещение оконечностей судна от линии пути и соответственно ширина полосы движения судна увеличивается.

Навигационные методы контроля за местоположением и движением судна должны решать следующие задачи:

– определение текущих координат судна в выбранной координатной системе – географической (Широта, долгота), полярной (Пеленг и дистанция относительно заданной точки), маршрутной (расстояние до очередной точки поворота и боковое смещение от линии пути) [2];

– определение действительной траектории движения судна;

– контроль бокового уклонения судна с ЛЗП и расчет коррекции курса для возвращения на ЛЗП или для выхода в заданную точку маршрута.

Перечисленные задачи контроля относятся к так называемым «задачам реального времени», решение которых бессмысленно, если оно будет получено в кратчайшие сроки по еще будет актуальным. Чем сложнее навигационные условия, тем быстрее должна быть рассчитана необходимая навигационная информация.

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

Полоса безопасного движения судна представляет собой некоторые границы безопасного хода, в которых судно сможет безопасно двигаться при действии отклоняющих от курса факторов. Иными словами, это своеобразный коридор, двигаясь по которому судно может безопасно пройти вблизи опасности или в узкости.

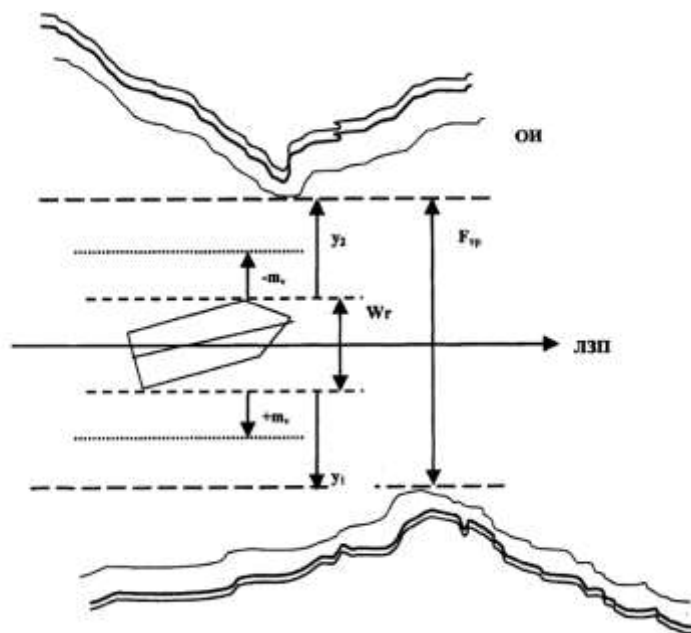


Рисунок 1 – Геометрическая полоса движения судна с учетом влияния внешних сил

Актуальность: Быстрое и своевременное уточнение параметров безопасного движения судна является одной из первостепенных задач при движении в узкостях и вблизи опасностей. Обеспечение навигационной безопасности всегда является главной задачей судоводителя поэтому, всегда необходимо максимально точно знать отклонение судна от линии заданного пути под воздействием внешних факторов.

Цель исследования: Используя навигационный тренажер Navigator PRO 6000 выполнить сравнительный анализ основных практических методов определения изменения ширины безопасной полосы движения при влиянии ветра. Определить оптимальный метод расчета ширины безопасного движения при влиянии ветра с различных курсовых углов, а также изменении бокового смещения.

Материалы и методы исследований. Используя навигационный тренажер Navigator PRO 6000, произведем симуляцию в канале Босфор. Ввиду того, что сила ветра линейно влияет на ширину маневровой полосы, ее можно принять постоянной для более точного изучения закономерности между направлением и шириной полосы. Для наглядности выбрано судно типа «газовоз» с сферическим типом танков для большой парусности.

При расчетах использовались следующие постоянные значения:

- длина судна (L) = 300 м;
- ширина судна (B) = 51,9 м;
- скорость судна (V) = 10 уз;
- скорость ветра (V_B) = 8 уз;
- скорость течения ($V_{\text{теч}}$) = 3 уз.

На основании полученных данных произведем расчет полосы безопасного движения с учетом бокового смещения.

В большинстве случаев течение рассматривают в качестве производной от ветрового дрейфа в следствие чего его считают со направленным с направлением ветра. Рассматривая одинаковое направление всех гидрометеорологических факторов, становится очевидно, что при подобном воздействии отклоняющее значение будет максимально.

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

Для выявления эффективности методов расчета безопасной ширины полосы движения сравним нижеперечисленные методы с реальной шириной полосы в канале Босфор на тренажере.

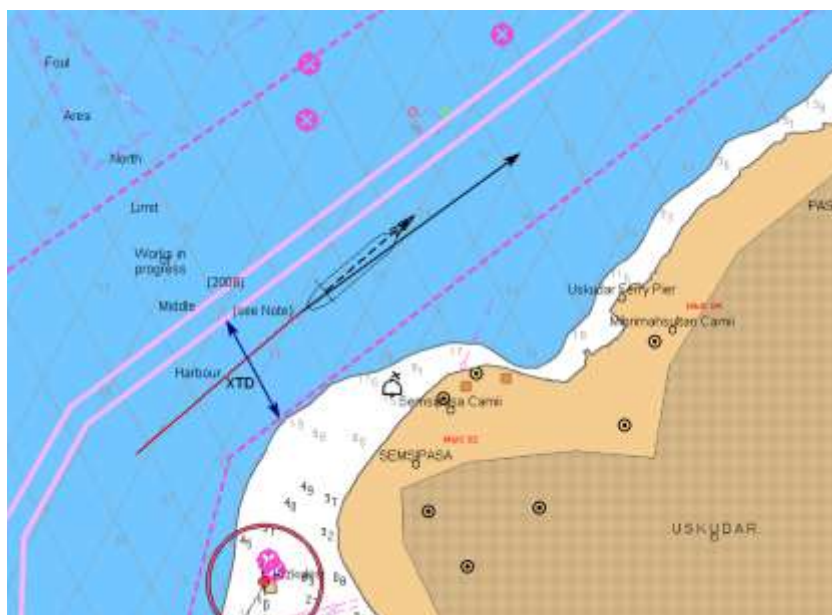


Рисунок 2 – Влияние внешних сил при движении судна на тренажере

Таблица 1 – Данные, снятые с тренажера

Возникающий угол дрейфа (°)	XTD (м.м.)
22,1	0,25
18,3	0,21
15,2	0,17
13,1	0,149
10,6	0,13
6,2	0,092

В первом методе определения ширина полосы безопасного движения в стесненных условиях принимается равной (1) [3]

$$B_{б.д.} = B_m + B \quad (1)$$

где B_m - маневровая полоса движения, м; B – запас, равный ширине судна, м.

Маневровая полоса движения в общем случае может быть определена из следующего выражения (2)

$$B_m = L \cdot \sin(\alpha + \beta + \gamma) + B \cdot \cos(\alpha + \beta + \gamma) + V \cdot t \cdot \sin \varphi \quad (2)$$

где L – длина судна, м; α – угол ветрового дрейфа, град.; β – угол сноса течения, град.; γ – угол дрейфа от волнения, град.; V – скорость судна м/с; φ – угол рыскания, град.; t – период рыскания

При расчетах в первую очередь рассмотрим траверсное направление ветра, уменьшая углы на 15 градусов в сторону носовой части судна (табл. 2).

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

Таблица 2 – Результаты расчетов безопасной полосы движения судна первым методом

Направление ветра (α)	φ	t	B_M (м)	$B_{б.д.}$ (м.м.)	$B_{б.д.}$ среднее
90° п.б	22°	250	638,103	0,373	0,369
	21,5°	244	625,528	0,366	
	21,7°	245	630,573	0,368	
75° п.б	18°	254	542,364	0,321	0,317
	18,3°	249	542,212	0,320	
	17,9°	242	520,935	0,309	
60° п.б	14,76°	251	452,749	0,272	0,268
	15,2°	231	437,626	0,264	
	15,11°	237	443,383	0,267	
45° п.б	12,5°	235	375	0,230	0,237
	13,1°	233	387,874	0,237	
	13,3°	239	399,93	0,244	
30° п.б	9,8°	230	301,862	0,191	0,201
	10,6°	238	339,479	0,211	
	10,4°	236	322,476	0,202	
15° п.б	7,3	230	238,645	0,157	0,145
	6,2	228	209,578	0,141	
	5,9	225	229,635	0,152	

Во втором методе определение ширины безопасной полосы $B_{б.д.}$ движения по методике Регистра России складывается из ширины самого судна (B), величины бокового уклонения судна за счет рыскания на курсе (P) и смещения оконечностей судна от линии пути при рыскании судна P_0 [4]. Рассчитывается по формуле (3)

$$B_{б.д.} = B + P + P_0 \quad (3)$$

Величина бокового уклонения судна за счет рыскания на курсе определяется по формуле (4):

$$P = V t \sin \varphi + V t_0 \sin \left(\frac{\varphi}{2} \right) \quad (4)$$

смещения оконечностей судна от линии пути при рыскании судна определяется по формуле (5):

$$P_0 = L \sin \varphi \quad (5)$$

где t – время движения судна на курсе отличным от заданного до момента перекладки руля, с. Принимаем равное 120 секунд.; φ – угол рыскания судна на курсе, град.; t_0 – время движения судна на курсе, отличным от заданного, с момента перекладки руля до выхода судна на заданный курс, с; V – скорость судна, м/с [5].

Таблица 3 – Результаты расчетов безопасной полосы движения судна вторым методом

Направление ветра (α)	φ	t_0	P	P_0	$B_{б.д.}$ (м.м.)	$B_{б.д.}$ среднее
90° п.б	22°	130	355,765	112,382	0,281	0,276
	21,5°	124	342,257	109,95	0,272	
	21,7°	125	346,285	110,92	0,275	
75° п.б	18°	134	296,025	92,705	0,238	0,236
	18,3°	129	296,782	94,198	0,239	

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

	17,9°	122	284,899	92,207	0,232	
60° п.б	14,76°	131	241,737	76,43	0,200	0,199
	15,2°	111	235,33	78,657	0,198	
	15,11°	117	238,036	78,202	0,199	
45° п.б	12,5°	115	196,311	69,932	0,172	0,175
	13,1°	113	204,45	67,995	0,175	
	13,3°	119	211,071	69,015	0,179	
30° п.б	9,8°	110	152,087	51,063	0,138	0,144
	10,6°	118	168,167	55,185	0,149	
	10,4°	116	164,096	54,156	0,145	
15° п.б	7,3	110	113,478	38,119	0,109	0,100
	6,2	108	95,882	32,399	0,097	
	5,9	105	90,468	30,838	0,093	

Третий метод базируется на фактическом угле сноса и величины ширины судна. Данный способ позволяет быстро оценить возможность судна прохождения в узкостях в тех или иных погодных условиях. Поскольку не учитывается время и пройденное расстояние, данный метод не должен быть единственным, примененным на практике, поскольку не обеспечит необходимую точность и безопасность судну и его экипажу.

Боковое смещение судна с ЛЗП будет пропорционально углу сноса c и пройденному судном расстоянию S за время плавания данным курсом t [6, 7], определяем по формуле (6)

$$Y_6 = S \frac{c}{57.3} \approx Vt \frac{c}{60} \quad (6)$$

Геометрическая полоса движения судна (7), (8)

$$W_r = L \sin c + B \cos c \approx B + \frac{Lc}{57.3} = B \left(1 + \gamma \frac{c}{60} \right), \quad (7)$$

$$\gamma = \frac{L}{B}. \quad (8)$$

Принимая, что у современных крупнотоннажных транспортных судов $\gamma < 8$, получим значение геометрической полосы (9)

$$W_r = B \left(1 + \frac{c}{7} \right). \quad (9)$$

Учитывая данные нашей задачи, $\gamma = 300/51,9 = 5,7$. Соответственно для определения геометрической полосы движения воспользуемся формулой (9).

Таблица 4 – Результаты расчетов безопасной полосы движения судна третьим методом

Направление ветра (α)	c	W_r (м)	W_r (м.м.)	W_r среднее
90° п.б	22°	215,01	0,1161	215,50м 0,120м.м
	21,5°	211,30	0,1141	
	21,7°	220,20	0,1189	

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

75° п.б	18°	185,35	0,1001	185,84м 0.100 м.м.
	18,3°	187,58	0,1013	
	17,9°	184,61	0,0997	
60° п.б	14,76°	161,33	0,0871	163,28м 0.088 м.м.
	15,2°	164,59	0,0889	
	15,11°	163,92	0,0885	
45° п.б	12,5°	144,57	0,0781	148,03м 0.079 м.м.
	13,1°	149,02	0,0805	
	13,3°	150,51	0,0813	
30° п.б	9,8°	124,56	0,0673	128,01м 0.069 м.м.
	10,6°	130,49	0,0705	
	10,4°	129	0,0697	
15° п.б	7,3	106,02	0,0573	99,84м 0.053 м.м.
	6,2	97,86	0,0528	
	5,9	95,64	0,0516	

Четвертый способ - Расчёт ширины проводки судна

Четвертый метод используют при разработке плана-перехода. В расчете ширины безопасной полосы используется множество параметров, поправок и погрешностей. Рассмотрим все параметры на примере траверзного направления ветра.

Возможный угол сноса (C_p) складывается из расчетного угла ветрового дрейфа, сноса течением. В реальных условиях при оценке угла сноса необходимо учитывать метод его определения и соответствующие погрешности (ΔC) [7]. В наших исследованиях мы рассчитываем для суммарного угла сноса от 6 до 22 градусов.

Для контроля движения судна выбран метод параллельного индексирования, с дистанцией (l) равной 0,1 мили между параллельными индексами. Минимальное замечаемое смещение судна с оси канала (M_{\perp}) определяется по формуле [7, 8]

$$M_{\perp} = 0.1 \cdot l = 0.1 \cdot 0.1 = 0.01 \text{ мили} \quad (10)$$

Дискретность навигационного контроля (t_n) данным методом не учитывается так как контроль ведется постоянно.

Время запаздывания (t_3) информации используем среднестатистическое. В этот параметр входит время для анализа ситуации, время, когда судоводитель считает отклонение допустимым и не предпринимает коррекции и время на начала маневра. Следует учесть, что во время запаздывания информации включен человеческий фактор, поскольку у всех людей задержки в восприятии и обработке информации индивидуальны [9].

Угловая скорость при коррекции курса (ω), определяемая по формулам (11), (12)

$$\omega = \frac{K}{t_{\text{ман}}} \quad (11)$$

$$K = 2c \quad (12)$$

где $t_{\text{ман}}$ – время маневра, определяется в маневренных элементах судна.

При расчетах необходимо Скорость (V) перевести узлы в метры в секунду.

Ширина полосы проводки судна ($B_{\text{ПП}}$) складывается из двух составляющих - геометрической (B_{Γ}) и маневренной полосы ($B_{\text{М}}$) движения судна (13) [10]

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

$$B_{III} = B_{\Gamma} + 2B_M \quad (13)$$

Используя все вышеописанные параметры определим геометрическую и маневренную полосу движения по формуле (14)

$$B_{\Gamma} = L \sin(C_p + \Delta C) + B \cos(C_p + \Delta C) \quad (14)$$

Маневренная полоса движения судна рассчитывается по формуле (15)

$$B_M = M_{\perp} + V(t_u + t_s) \frac{\Delta C}{57.3} + \frac{V \Delta C^2}{57.3 \omega} \quad (15)$$

Выполнив расчеты всех параметров для различных случаев суммарного угла сноса, занесём в таблицу (табл. 5).

Таблица 5 – Результаты расчетов безопасной полосы движения судна четвертым методом

<i>Возникающий угол дрейфа, (°)</i>	<i>Геометрическая полоса движения судна, (м)</i>	<i>Маневренная полоса движения судна, (м)</i>	<i>Ширина полосы проводки, (м)</i>	<i>Ширина полосы проводки, (м.м.)</i>
22,1	161,16	145,35	451,86	0,243
18,3	143,47	113,77	370,94	0,200
15,2	128,74	90,27	309,28	0,166
13,1	118,54	75,33	269,2	0,145
10,6	106,19	58,58	223,35	0,120
6,2	83,99	31,82	147,63	0,079

Для удобства и наглядности анализа результатов расчетов всех методов, составим сводную таблицу (табл. 6) и построим график (рис.3).

Таблица 6 – Сводная таблица всех методов

<i>Возникающий угол дрейфа (°)</i>	<i>1 метод (м.м.)</i>	<i>2 метод (м.м.)</i>	<i>3 метод (м.м.)</i>	<i>4 метод (м.м.)</i>	<i>Данные снятые с тренажера (м.м.)</i>
22,1	0,369	0,276	0,120	0,243	0,25
18,3	0,317	0,236	0,100	0,200	0,21
15,2	0,268	0,199	0,088	0,166	0,17
13,1	0,237	0,175	0,079	0,145	0,149
10,6	0,201	0,144	0,069	0,120	0,13
6,2	0,145	0,100	0,053	0,079	0,092

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

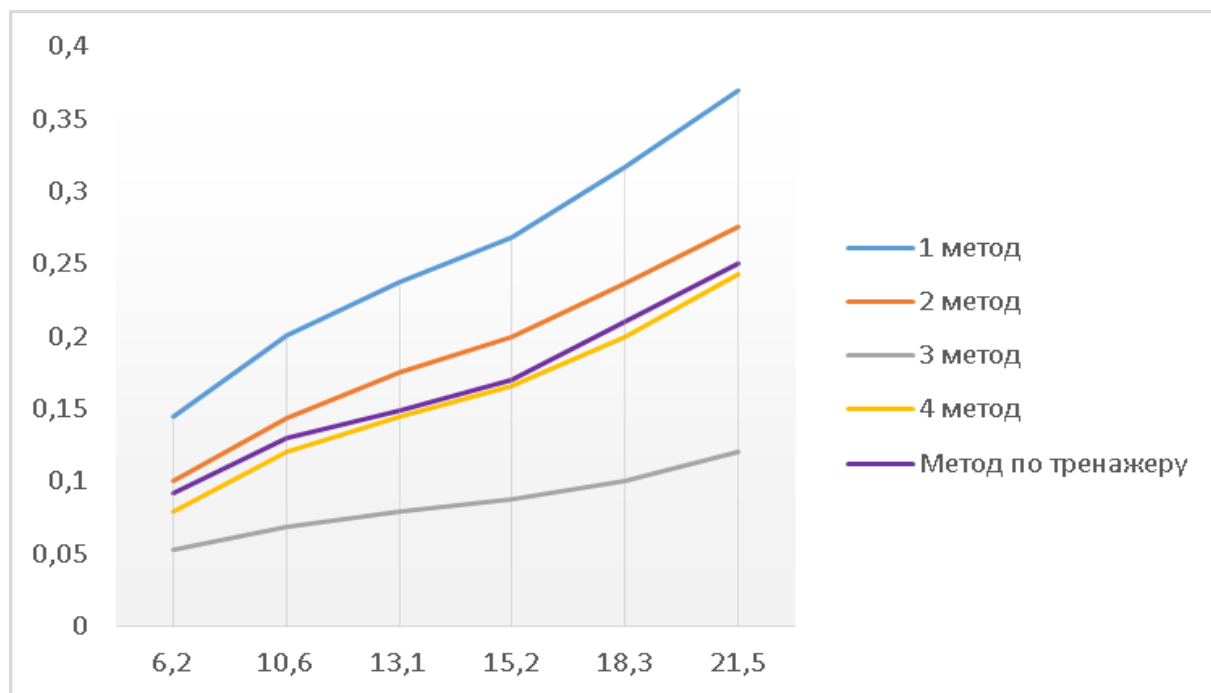


Рисунок 3 – График ширины проводки судна

На графике видно, что ширина полосы движения увеличивается по мере приближения суммарного отклоняющего фактора к траверсным углам и уменьшается по мере приближения направлений ветра и течения в сторону носа и кормы.

Все методы дают разные значения безопасной полосы движения, но подчиняются одному закону и одинаково изменяются в зависимости от направления ветра.

Все расчеты проводились для курсовых углов правого борта так как судно принимают симметричным относительно диаметральной плоскости, то все расчеты применимые к правому борту в данной статье можно считать применимыми и к левому борту.

Расчеты по 4 методу получились максимально близкие к параметрам, которые были сняты с тренажера. Так же 2 способ оказался достаточно точным. Рассчитанные данные по 3 методу сильно меньше параметров с тренажера, а вот 1 метод, наоборот, сильно увеличивает безопасную полосу движения судна. Не стоит забывать, что каждый из этих способов учитывает разные параметры, и соответственно может быть применен в разных ситуациях таких как, планировании перехода, непосредственно движение в узкости и т.д.

Выполнив расчеты по всем методам, можно оценить достоинства и недостатки каждого из них (табл. 7).

Таблица 7 – Анализ достоинств и недостатков всех методов

№ метода	Достоинства	Недостатки
1	- Более безопасная ширина полосы ввиду учета суммарных углов сноса всеми факторами - метод не требует расчета аэродинамических и гидродинамических сил с учетом центра парусности - может использоваться в качестве заблаговременного расчета при планировании перехода	- При заблаговременном расчете может давать неточные данные ввиду неточности вводных - Гидрометеорологические факторы трудно измерить - Не учитывает особенностей района плавания (узкости и мелководья)
2	- метод не требует расчета аэродинамических и гидродинамических сил с учетом центра парусности	- Невозможность заблаговременного вычисления без центра парусности

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

	-Может применяться в качестве фактического метода оценки безопасности во время плавания -Дает меньшие значения, что позволяет более четко оценивать ситуацию в узкости - Основывается на угле рыскания, что не требует измерения гидромет. факторов и является результатом их действия	-Требует максимально точного снятия параметров с приборов при расчете.
3	-Метод требует минимум переменных данных -Можно использовать для быстрой оценки ситуации -Так же основывается на угле сноса, что не требует измерения гидромет. факторов и является результатом их действия. -Дает минимальные значения для безопасного следования	-Невозможность заблаговременного вычисления -Из-за неучета определенных факторов не может использоваться как основной метод расчета.
4	- Использование максимального количества информации - Самый точный метод -Так же основывается на угле сноса, что не требует измерения гидромет. факторов и является результатом их действия	-Невозможность заблаговременного вычисления -Слишком большое количество снимаемых параметров -Требуется большое количество времени для расчета

Выводы. Влияние ветра и течения на ширину безопасной полосы движения судна максимально при траверзных направлениях отклоняющих волнений. Для наиболее четкого представления о безопасности той или иной акватории при плавании судна следует пользоваться несколькими основными методами ее определения. В зависимости от преобладающих условий и обстоятельств выбирать один или несколько подходящих методов.

При предварительном планировании можно использовать любой из этих способов, в зависимости от того какие параметры есть для расчетов.

Четвертый метод позволяет определить максимально точные параметры, но при этом тратится очень много времени на расчет, так как необходимо учитывать все возможные погрешности, а именно поправки на точность определения места судна, время запаздывания информации, время реакции, за которое штурман заметит отклонение и снос судна с курса, частота определения места судна и погрешности методов определения позиции, а также конструктивные особенности судна, параметры движения.

Несмотря на то, что четвертый метод самый точный, при непосредственном проходе узкостей или вблизи опасностей, где необходимо максимально точно и быстро определять безопасную полосу движения судна рекомендуется использовать второй метод, так как точность и скорость расчетов у него оптимальная.

Список использованной литературы:

1. *Ершов А. А., Михневич А. В.* Использование характеристик маневрирования для обеспечения безопасности движения судов в узкостях //Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала СО Макарова. 2018. Т. 10. №. 5. С. 897-910.
2. *Матохин А. В.* Применение экспертных оценок к анализу рисков, связанных с навигационными методами контроля за местоположением и движением судна при плавании в стесненных водах // Наука 21 века: вопросы, гипотезы, ответы. 2013. № 2. С. 95-109.
3. *Ермаков С. В., Малинин Н. Ж.* Анализ методики оценки навигационной безопасности судна при плавании по фарватеру //Балтийский морской форум. 2021. С. 39-44.
4. *Груздев, Н. М.* Сравнительная оценка способов расчета безопасной ширины полосы движения // Навигация и гидрография. 2009. № 28. С. 36-40.

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

5. Аксютин Л.Р., Бондарь В.М., Ермолаев Г.Г. Справочник капитана дальнего плавания. М.: Транспорт, 1988. 249 с.
6. Ивановский А. Н., Ивановский Н.В. Оценка безопасной ширины полосы движения судна при прохождении через Керчь-Еникальский канал. // Молодой ученый. 2019. № 28 (266). С. 39-41. URL: <https://moluch.ru/archive/266/61594/> (дата обращения: 14.11.2023).
7. Песков Ю.А., Логиновский В.А., Баранов Ю.И., Гаврюк М. И. Навигация. М.: «Лань», 1996 512 с.
8. Снопков В.И., Конопелько Г.И., Васильева В.Б. Безопасность мореплавания. М.: Транспорт, 1994. 247 с.
9. Святский В. В. Содержательная модель задачи обеспечения навигационной безопасности на морских путях // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия: «Морские технологии» 2023. № 1 С. 76-84. URL: <https://mtjv.ru/evt-vps-i-g/svyatskij-v-v-soderzhatelnaya-model-zadachi-obespecheniya-navigacionnoj-bezopasnosti-na-morskih-putyah> (дата обращения: 23.10.2023).
10. Снопков В.И. Управление судном. Санкт-Петербург: АНО НПО «Профессионал», 2004. 536 с.

References:

1. Ershov A. A., Mikhnevich A. V. V. Ispol'zovanie harakteristik manevrirovaniya dlya obespecheniya bezopasnosti dvizheniya sudov v uzkostyah [The use of manoeuvring characteristics to ensure the safety of ship traffic in narrow spaces] *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala SO Makarova* [Vestnik of the State University of Sea and River Fleet named after Admiral SO Makarov], 2018, T. 10, 5, pp. 897-910. (In Russian)
2. Matokhin, A. V. Primenenie ekspertnyh ocenok k analizu riskov, svyazannyh s navigacionnymi metodami kontrolya za mestopolozheniem i dvizheniem sudna pri plavanii v stesnennyh vodah [Application of expert assessments to the analysis of risks associated with navigation methods of control over the position and movement of the vessel when navigating in confined waters] *Nauka 21 veka: voprosy, gipotezy, otvety* [Science of the 21st century: questions, hypotheses, answers], 2013, 2, pp. 95-109. (In Russian)
3. Ermakov S. V., Malinin N. V., Malinin N. Zh. Analiz metodiki ocenki navigacionnoj bezopasnosti sudna pri plavanii po farvateru [Analysis of the methodology for assessing the navigational safety of a ship when navigating along the fairway] *Baltijskij morskoy forum* [Baltic Marine Forum], 2021, pp. 39-44. (In Russian)
4. Gruzdev, N. M. Sravnitel'naya ocenka sposobov rascheta bezopasnoj shiriny polosity dvizheniya [Comparative evaluation of the methods for calculating the safe lane width] *Navigaciya i gidrografiya* [Navigation and Hydrography], 2009, 28, pp. 36-40. (In Russian)
5. Aksyutin L.R., Bondar V.M., Ermolaev G.G. *Spravochnik kapitana dal'nego plavaniya* [Handbook of a long-distance navigation captain], М.: Transport, 1988, 249 p. (In Russian)
6. Ivanovskiy, A. N, Ivanovskiy N. V. Ocenka bezopasnoj shiriny polosity dvizheniya sudna pri prohozhdenii cherez Kerch'-Enikal'skij kanal [Estimation of a safe width of a ship lane when passing through the Kerch-Yenikal Canal] *Molodoj uchenyj* [Young scientist], 2019, 28 (266), pp. 39-41. - URL: <https://moluch.ru/archive/266/61594/> (date of reference: 14.11.2023). (In Russian)
7. Peskov Y.A., Loginovsky V.A., Baranov Y.I., Gavryuk M.I. *Navigaciya* [Navigation], М.: «Lan», 1996, 512 p. (In Russian)
8. Snopkov V.I., Konopelko G.I., Vasilieva V.B. *Bezopasnost' moreplavaniya* [Safety of Navigation], Moscow: Transport, 1994, 247 p. (In Russian)
9. Svyatskiy, V.V. Soderzhatel'naya model' zadachi obespecheniya navigacionnoj bezopasnosti na morskikh putyakh [Content model of the task of providing navigation safety on the sea routes] *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya: «Morskie tekhnologii»* [Bulletin of Kerch State Marine Technological University. Series: "Marine technologies"], 2023, 1, pp. 76-84. - URL: <https://mtjv.ru/evt-vps-i-g/svyatskij-v-v-soderzhatelnaya>

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

model-zadachi-obespecheniya-navigacionnoj-bezopasnosti-na-morskih-putyah (date of address: 23.10.2023). (In Russian)

10. Snopkov V.I. *Upravlenie sudnom* [Ship management], St. Petersburg: ANO NPO "Professional", 2004, 536 p. (In Russian)

Сведения об авторах / Information about authors

**Святский
Виталий
Владимирович**

преподаватель кафедры Судовождения и промышленного рыболовства «Керченский государственный морской технологический университет» (ФГБОУ ВО «КГМТУ»), 298309, Российская Федерация, Керчь, ул. Орджоникидзе, 82, vetal-s25-009@mail.ru

Sviatskii
Vitalii
Vladimirovich

Lecturer of the Department of Navigation and Industrial Fishing, Kerch State Maritime Technological University, 82 Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian Federation, e-mail: vetal-s25-009@mail.ru

Тищенко М.С. Ивановский Н.В.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ОЦЕНКИ ВЕРОЯТНОСТИ НАХОЖДЕНИЯ ОБЪЕКТА ПОИСКА В ЗАДАННОМ РАЙОНЕ

Аннотация. В работе приведены результаты исследований, которые направлены на решения задачи построения системы поддержки принятия решений при проведении поисковых и спасательных операций на море. На основе анализа существующих исследований в этой области получены следующие выводы: имеются несколько направлений при формализации процесса поиска объектов; отсутствуют системы поддержки принятия решений в этой области; существующие координационно-спасательные центры не имеют строго формализованной методики оценки вероятности нахождения объекта поиска в заданном районе и планировании данной операции. Таким образом, имеется запрос практики на проведения дальнейших исследований в области поиска и спасения на море. В результате проведенных исследований, получены зависимости позволяющие оценить вероятность нахождения объекта поиска в заданном районе при наличии начальных параметров его движения (подчиняются нормальному закону распределения) и при их отсутствии. Полученные результаты могут быть использованы в комплексных моделях по поиску объектов на море, а также как самостоятельные модели при планировании поисковой операции. Приведенные в работе исследования являются частью решения главной задачи: построения системы поддержки принятия решений при планировании и выполнении поисковых операций на море.

Ключевые слова: поиск и спасение на море; система поддержки принятия решений; поиск объекта на море.

Tishchenko M.S. Ivanovskii N.V

SOLVING THE PROBLEM OF ESTIMATING THE PROBABILITY OF FINDING A SEARCH OBJECT IN A GIVEN AREA

Abstract. The paper presents the results of research aimed at solving the problem of building a decision support system for conducting search and rescue operations at sea. Based on the analysis of existing research in this area, the following conclusions were obtained: there are several directions in the formalization of the search process for objects; there are no decision support systems in this area; the existing cardinal rescue centers do not have a strictly formalized methodology for assessing the probability of finding a search object in a given area and planning this operation. Thus, there is a request from practice to conduct further research in the field of search and rescue at sea. As a result of the conducted investigations, dependences were obtained that allow us to estimate the probability of finding the search object in a given area in the presence of initial parameters of its movement (obey the normal distribution law) and in their absence. The results obtained can be used in complex models for searching for objects at sea, as well as as independent models when planning a search operation. The research presented in this paper is part of the solution of the main task: building a decision support system for planning and performing search operations at sea.

Keywords: search and rescue at sea; decision support system; object search at sea.

Введение. Технологии развития судов быстро прогрессируют, и переходят от экспериментальной стадии к практической, что в свою очередь может вызвать значительное снижение ошибок, связанных с человеческим фактором. Каждый год значительное количество людей оказываются в опасных ситуациях на море, требуя быстрых и решительных действий для обеспечения безопасности. Поисково-спасательные операции занимают решающую роль в спасении жизней и в безопасности судоходства. Поскольку традиционные методы обнаружения являются недоскональными и имеют значительные ограничения в основном по

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

времени поиска, существует необходимость разработки математических моделей поиска объектов на море, удовлетворяющих нынешним реалиям. Кроме того, появление искусственного интеллекта и машинного обучения произвело революцию в процессах принятия решений. Используя возможности данных и алгоритмов, понимание пересечения человеческого суждения и технологической помощи является ключевым аспектом создания комплексной системы принятия решений.

Объектом исследования является процесс поиска объектов на море.

Предмет исследования представляют начальные вероятностные параметры нахождения объекта поиска в заданном районе.

Целью исследований является разработка теоретической базы для построения системы поддержки принятия решений при выполнении поисковых операций на море.

Материалы и методы исследования. Исследованиям различных аспектов поиска и спасения в море посвящено множество научных трудов. При этом, для создания математической модели решения данной задачи можно выделить ряд важных направлений:

– изучение проблем процедуры поиска и спасения, варианты их решения представлены в работах Маркушин Н. А., Селезень Я.Ю., Боран-Кешишьян А.Л., Яппаров Е. Р., Алексеев В. В. [1–4] и др.;

– изучение модели морского подвижного объекта с учетом воздействия внешних факторов. Стоит отметить работы ученых как Грищенко А. А., Амбросовский В.М., Казунин Д.В., Шпекторов А. Г., Ха М. Т., Селезнева О.В., Иванов Б.Е., Фролов Д.А. [5–9];

– рассмотрение эффективности использования оборудования системы поиска и спасения отображено в работах Баранов Э.В., Закревский Ю.Н., Мануйлов В.М., Матвеев Р.П. [10,11] и др.

Результаты исследования и их обсуждение. Наиболее вероятной ситуацией при поиске объектов является случай, когда известна информация о районе его нахождения, который занимает определенную площадь S . При этом дополнительной информации, которая бы указывала на курс и сектор в заданном районе – нет. Для данного случая целесообразно предположить, что объект поиска может находиться в любой точке района поиска и принять гипотезу о равномерном распределении его местоположения и направлении его движения.

Для начала найдем вероятность нахождения объекта поиска в элементарной площади $rdrdq$ (рисунок 1). На рисунке 1, при переходе к бесконечно малым величинам можно принять

$$r_1 = r_2 = r$$

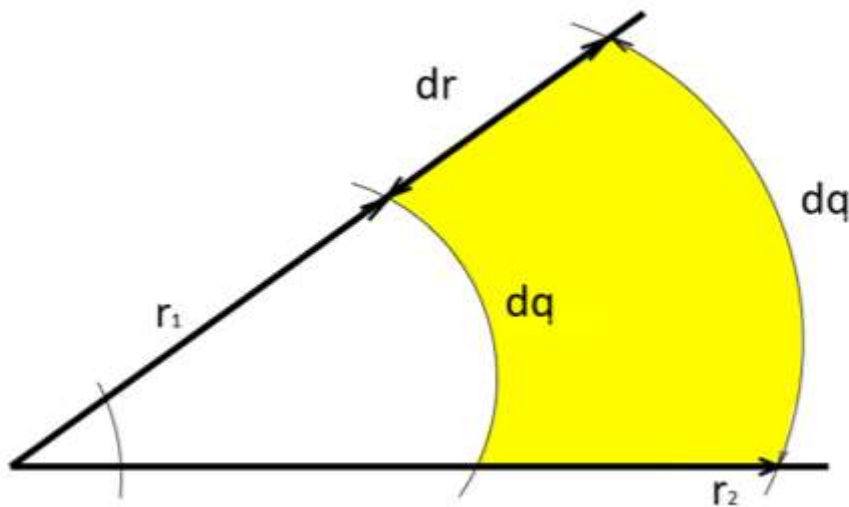


Рисунок 1 – Расчетная схема для вывода зависимости (1)

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

Очевидно, что вероятность нахождения объекта поиска в элементарной площади будет равна

$$P = \frac{rdrdq}{S} \quad (1)$$

Проинтегрируем выражение (1) в области $r_1 \leq r \leq r_2 \cap ИП_1 \leq q \leq ИП_2$ (Рисунок 2), тогда

$$P(r_1 \leq r \leq r_2; ИП_1 \leq q \leq ИП_2) = \frac{1}{S} \int_{r_1}^{r_2} \int_{ИП_1}^{ИП_2} r dr dq = \frac{1}{S} \int_{r_1}^{r_2} r dr \int_{ИП_1}^{ИП_2} dq \quad (2)$$

Найдем решение (2), в итоге получим

$$P(r_1 \leq r \leq r_2; ИП_1 \leq q \leq ИП_2) = \frac{1}{2S} (r_2^2 - r_1^2) (ИП_2 - ИП_1) = \frac{\Delta ИП (r_2^2 - r_1^2)}{2S} \quad (3)$$

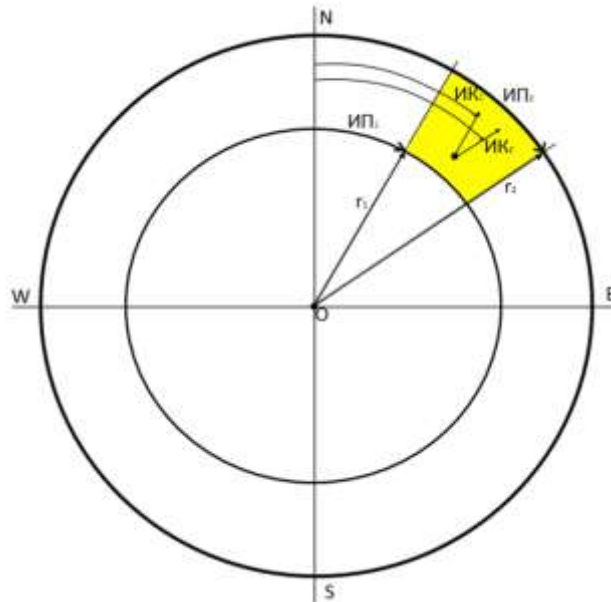


Рисунок 2 – Расчетная схема для вывода зависимостей (3) и (4)

В качестве примера рассчитаем вероятность нахождения объекта в области $R=1000\text{м}$. В первом случае, используя выражение (3) построим график (рисунок 3) вероятности нахождения объекта поиска в областях $\Delta ИП_i \cap r_i \leq r \leq R$, где

$$\Delta ИП \in \{45, 90, 135, 180, 225, 270, 315, 360\}, r \in \{0, 50, 100 \dots 1000\}$$

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

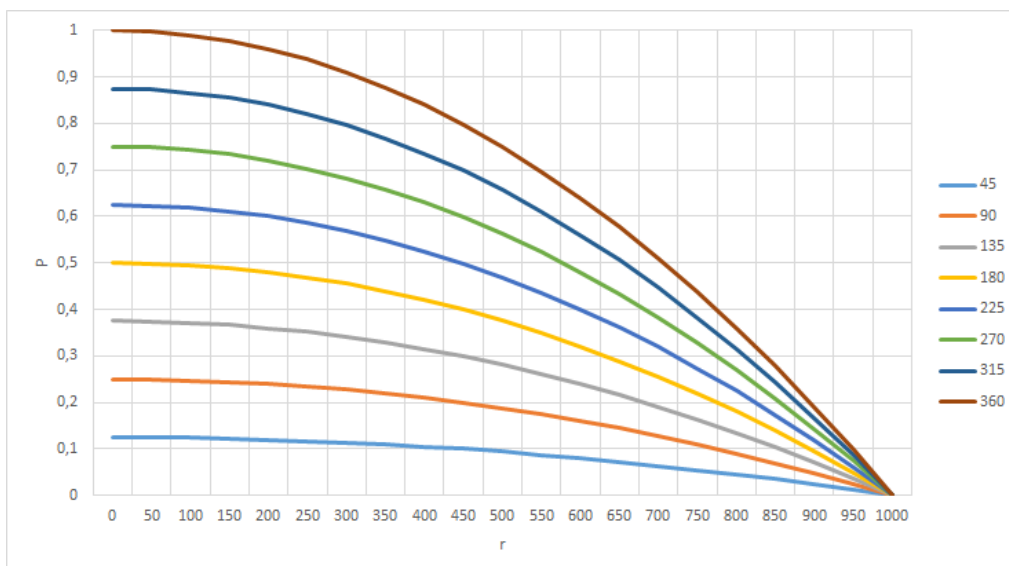


Рисунок 3 – Вероятности нахождения объекта поиска в областях $\Delta ПП_i \cap r_i \leq r \leq R$

Во втором случае, используя выражение (4) построим график (рисунок 4) вероятности нахождения объекта поиска в областях $\Delta ПП_i \cap 0 \leq r \leq r_i$, где

$$\Delta ПП \in \{45, 90, 135, 180, 225, 270, 315, 360\}, r \in \{0, 50, 100 \dots 1000\}$$

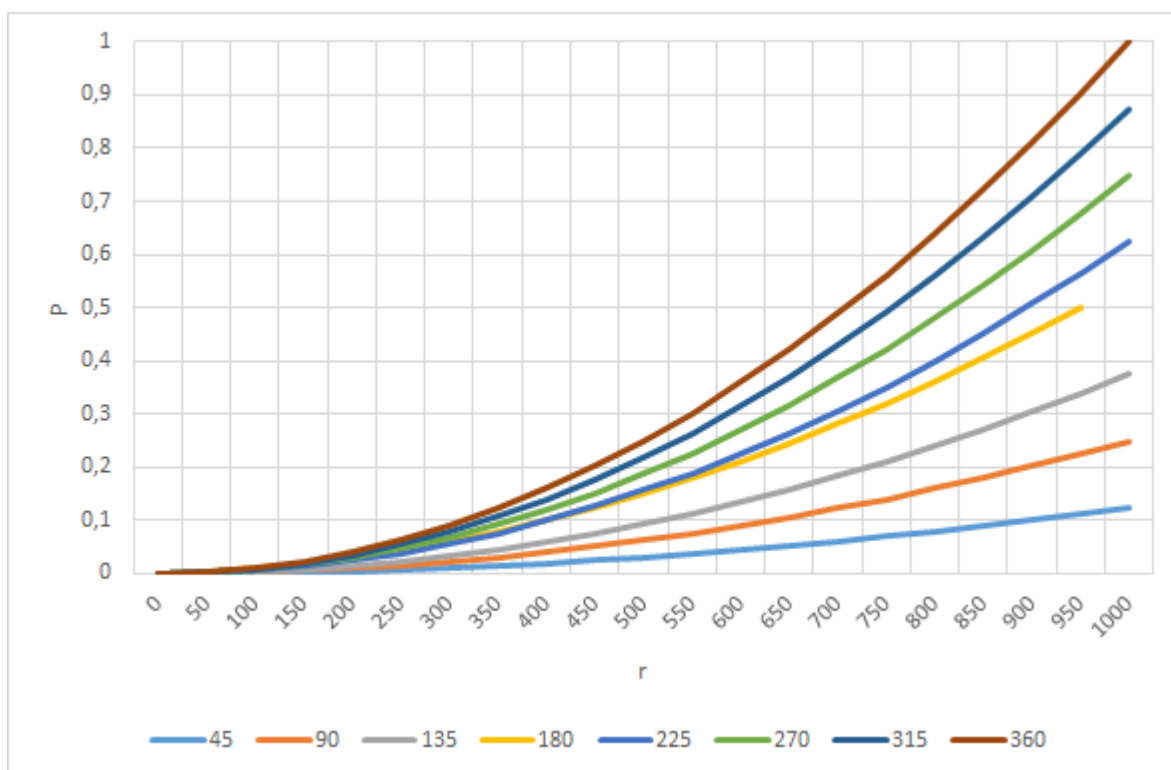


Рисунок 4 – Вероятности нахождения объекта поиска в областях $\Delta ПП_i \cap 0 \leq r \leq r_i$

Часто возникает задача найти вероятность нахождения объекта в заданной области с учетом направления его движения (Рисунок 2). Вероятность того, что истинный курс объекта поиска находится в пределах $ИК + dИК$, равна $dИК/2\pi$. Следовательно, выражение (2) примет следующий вид

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

$$\begin{aligned}
 P(r_1 \leq r \leq r_2; ИП_1 \leq q \leq ИП_2; ИК_1 \leq ИК \leq ИК_2) &= \\
 = \frac{1}{2\pi S} \int_{ИК_1}^{ИК_2} \int_{r_1}^{r_2} \int_{ИП_1}^{ИП_2} r dr dq dИК &= \frac{1}{2\pi S} \int_{ИК_1}^{ИК_2} dИК \int_{r_1}^{r_2} r dr \int_{ИП_1}^{ИП_2} dq = \\
 = \frac{r_2^2 - r_1^2}{4\pi S} \times \Delta ИП \times \Delta ИК &
 \end{aligned} \tag{4}$$

Рассмотрим случай, когда в результате поисковой операции получено место объекта поиска с ошибкой, которая подчиняется нормальному закону распределения. Далее информация об объекте поиска отсутствует. Предполагается, что объект поиска уходит из точки обнаружения с постоянной скоростью V , в направлении $\{0 \dots 2\pi\}$. Требуется найти закон распределения плотности вероятности нахождения объекта поиска в окрестности точки его первоначального обнаружения.

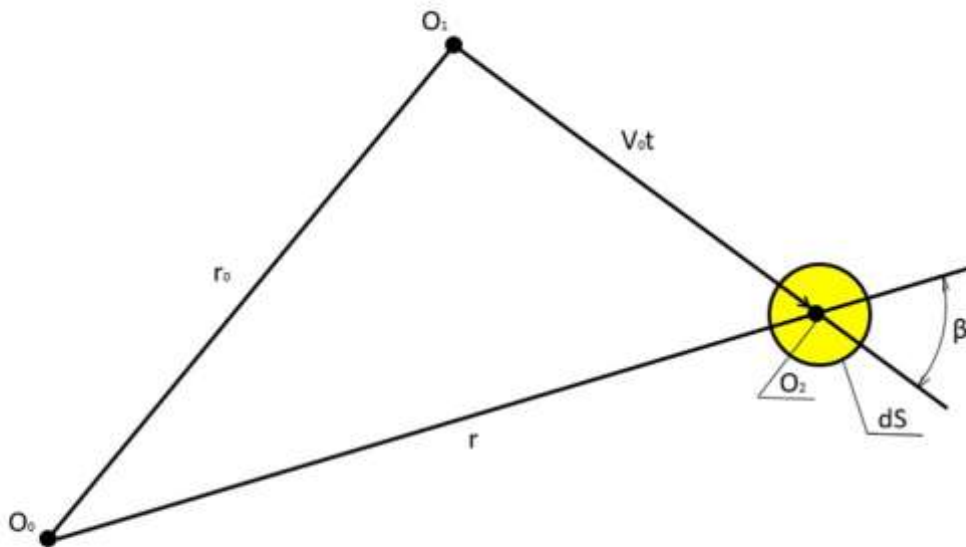


Рисунок 5 – Расчетная схема для вывода зависимости (8)

На рисунке 5 приводится расчетная схема данной задачи, где O_0 - точка первоначального обнаружения, O_1 - точка одного из возможных мест нахождения объекта в момент обнаружения, отстоящая на расстоянии r_0 от точки O_0 .

Как было ранее оговорено, ошибка определения места объекта поиска в первоначальной точке O_0 подчиняется нормальному закону распределения, тогда выражение плотности распределения будет иметь следующий вид

$$f(r_0) = \frac{1}{2\pi\sigma^2} e^{-\frac{r_0^2}{2\sigma^2}}, \tag{5}$$

где σ - среднеквадратическая погрешность определения точке первоначального обнаружения - O_0 .

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

За время t после момента первоначального обнаружения объекта поиска, он пройдет расстояние $V_0 t$ и окажется в точке O_2 на расстоянии r от точки первоначального обнаружения O_0 , в области dS и будет иметь курс, составляющий с направлением $\overrightarrow{O_0 O_1}$ угол в пределах от β до $\beta + d\beta$.

Согласно теореме косинусов из $\Delta O_0 O_1 O_2$ имеем

$$r_0 = r^2 + (V_0 t)^2 - 2rV_0 t \cos \beta \quad (6)$$

Далее подставив (6) в (5), получим

$$f(r) = \frac{1}{2\pi\sigma^2} e^{\left(-\frac{r^2 + V_0^2 t^2 - 2rV_0 t \cos \beta}{2\sigma^2}\right)} \quad (7)$$

Тогда, закон распределения плотности вероятности события того, что через заданное время t объект поиска находится в области dS и удален от точки первоначального обнаружения O_0 на расстояние r будет определяться следующим выражением

$$f(r, t) = \int_0^{2\pi} \frac{1}{2\pi} \frac{1}{2\pi\sigma^2} e^{\left(-\frac{r^2 + V_0^2 t^2 - 2rV_0 t \cos \beta}{2\sigma^2}\right)} d\beta = \frac{1}{(2\pi\sigma)^2} e^{-\frac{r^2 + V_0^2 t^2}{2\sigma^2}} \int_0^{2\pi} e^{\frac{rV_0 t \cos \beta}{\sigma^2}} d\beta \quad (8)$$

Интеграл (8) не имеет решения на множестве элементарных функций, поэтому его нахождения возможно, только с использованием методов численного интегрирования.

Выводы. В результате проведенных исследований получены зависимости (3)-(4), позволяющие оценить вероятность нахождения объекта поиска в заданном районе поиска, при условии равномерного закона распределения его местоположения и курса движения. Графики, построенные с использованием выражения (3) могут быть использованы при планировании поисковой операции. Также, в работе получена зависимость (8), позволяющая оценить вероятность нахождения объекта поиска в заданном районе при известных начальных условиях, подчиняющихся нормальному закону распределения.

Список использованной литературы:

1. Тищенко М.С., Ивановский Н.В. Применение экспериментальной модели выпуклого программирования для решения задачи «поиска и спасения людей на море» // Вестник ФГБОУ ВО «КГМТУ». Серия: "Морские технологии". 2023 г. №1 С. 85-90.
2. Маркушин Н. А. Использование имитационного моделирования для поиска морских подвижных объектов // Третья всероссийская научно-практическая конференция по имитационному моделированию и его применению в науке и промышленности «имитационное моделирование. Теория и практика» 2007 г. С 124-129
3. Селезень Я.Ю. Боран-Кешишьян А.Л. Математические модели критериев распределения подрайонов поиска между поисково-спасательными средствами // Морские интеллектуальные технологии № 2 часть 1, 2023 С 198-208.
4. Яптаров Е. Р., Алексеев В. В. Особые способы проведения поисковой операции // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2020. № 4. С. 23–35.
5. Грищенко А.А. Сравнение методов расчета дрейфа свободноплавающего объекта на базе натурного эксперимента // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 7, №3 2015 С 1-10.

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

6. Амбросовский В.М., Казунин Д.В., Идентификация параметров математической модели движения морского подвижного объекта // Морской вестник «Информационно-измерительные и управляющие системы» № 3(63), 2017 С 95-99.

7. Шпекторов А. Г., Ха М. Т. Компьютерная модель морского подвижного объекта в среде MATLAB // Материалы докладов XIII конференции молодых ученых "навигация и управление движением" том часть 2. С 284–290

8. Селезнева О.В. Сравнение методов прогнозирования траектории морских судов // Международная конференция молодых ученых "современные методы прикладной математики, теории управления и компьютерных технологий" ПМТУКТ 2018 г. С 541–546

9. Иванов Б.Е., Фролов Д.А., Влияние точности определения места корабля на эффективность обследования района // 7-я Общероссийская конференция и выставка по морским интеллектуальным технологиям "МОРИНТЕХ-2008" С 91.

10. Баранов Э.В. Анализ эффективности использования шумоподобных сигналов в канале связи системы поиска и спасения // Научный вестник МГТУ ГА № 117 2007г. С 71-75.

11. Закревский Ю.Н., Мануйлов В.М., Матвеев Р.П. Организация поиска, спасения пострадавших и проведения лечебно-эвакуационных мероприятий в морских катастрофах. Сообщение 1 // «Медицина катастроф» Федеральный медицинский биофизический центр им. А.И. Бурназяна ФМБА 2012г. С 30-34.

References:

1. Tishchenko M.S., Ivanovskii N.V. Primenenie eksperimental'noi modeli vypuklogo programmirovaniia dlia resheniia zadachi «poiska i spaseniia liudei na more» [Application of the experimental model of convex programming for solving the problem of «search and rescue of people at sea»] *Vestnik FGBOU VO «KGMTU». Seriya: "Morskie tekhnologii"* [Bulletin of FGBU VI «KGBTU». Series: "Marine Technology"]. 2023. no1 p. 85-90. (In Russian)

2. Markushin N. A. Ispol'zovanie imitatsionnogo modelirovaniia dlia poiska morskikh podvizhnykh obektov [Use of Simulation Simulation for Search of Marine Moving Objects] *Tret'ia vserossiiskaia nauchno-prakticheskaiia konferentsiia po imitatsionnomu modelirovaniuu i ego primeneniiu v nauke i promyshlennosti «imitatsionnoe modelirovanie. Teoriia i praktika»* [Third All-Russian Scientific and Practical Conference on Simulation and its Application in Science and Industry Simulation Modelling. Theory and Practice] 2007. p 124-129 (In Russian)

3. Selezhen' IA.IU. Boran-Keshish'ian A.L. Matematicheskie modeli kriteriev raspredeleniia podraionov poiska mezhdru poiskovo-spatatel'nymi sredstvami [Mathematical models of criteria of distribution of subdivisions of search between search and rescue means] *Morskie intellektual'nye tekhnologii no 2 chast' 1* [Marine Intelligent Technologies 2 part 1], 2023 p. 198-208. (In Russian)

4. IApparov E. R., Alekseev V. V. Osobyie sposoby provedeniia poiskovoi operatsii [Special ways of conducting a search operation] *Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaia tekhnika i tekhnologiia*. 2020. no 4. [Bulletin of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Technology] p. 23–35. (In Russian)

5. Grishchenko A.A. Sravnenie metodov rascheta dreifa svobodnoplavaiushchego obekta na baze naturnogo eksperimenta [Comparison of methods of calculation of drift of a free-paying object on the basis of a full-scale experiment] *Internet-zhurnal «NAUKOVEDENIE» Tom 7. no3* , [Internet magazine «SCIENCE» Volume 7] 2015 p. 1-10. (In Russian)

6. Ambrosovskii V.M., Kazunin D.V., Identifikatsiia parametrov matematicheskoi modeli dvizheniia morskogo podvizhnogo obekta [Identification of parameters of mathematical model of motion of a sea movable object] *Morskoi vestnik «Informatsionno-izmeritel'nye i upravliaiushchie sistemy»* [Marine Bulletin «Information and measuring and management systems] no 3(63), 2017 p. 95-99. (In Russian)

7. SHpektorov A. G., KHa M. T. Komp'uternaia model' morskogo podvizhnogo obekta v srede MATLAB [Computer Model of Marine Movable Object in the Environment of MATLAB] *Materialy dokladov KHIII konferentsii molodykh uchenykh "navigatsiia i upravlenie dvizheniem"* [Proceedings

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

of the XIII Conference of Young Scientists "Navigation and Traffic Management"] tom chast' 2. p. 284–290 (In Russian)

8. Selezneva O.V. Sravnenie metodov prognozirovaniia traektorii morskikh sudov [Comparison of methods of forecasting the trajectory of ships] *Mezhdunarodnaia konferentsiia molodykh uchenykh "sovremennye metody prikladnoi matematiki, teorii upravleniia i komp'iuternykh tekhnologii"* [International conference of young scientists "modern methods of applied mathematics, management theory and computer technology"] PMTUKT 2018. p. 541–546 (In Russian)

9. Ivanov B.E., Frolov D.A., Vliianie tochnosti opredeleniia mesta korablia na effektivnost' obsledovaniia raiona [Influence of the accuracy of the ship location determination on the efficiency of the survey area] *7-ia Obshcherossiiskaia konferentsiia i vystavka po morskim intellektual'nykh tekhnologiiam* [7th All-Russian Conference and Exhibition on Marine Intelligent Technologies] "MORINTEKH-2008" p. 91. (In Russian)

10. Baranov E.V. Analiz effektivnosti ispol'zovaniia shumopodobnykh signalov v kanale sviazi sistemy poiska i spaseniia [Analysis of the effectiveness of the use of noise-like signals in the communication channel of the search and rescue system] *Nauchnyi vestnik* [Scientific Bulletin] MGTU GA no 117 2007. p. 71-75. (In Russian)

11. Zakrevskii I.U.N., Manuilov V.M., Matveev R.P. Organizatsiia poiska, spaseniia postradavshikh i provedeniia lechebno-evakuatsionnykh meropriatii v morskikh katastrofakh. Soobshchenie 1 [Organization of search, rescue of victims and conduct of medical and evacuation measures in marine disasters. Message 1] *«Meditsina katastrof»* [«Medicine of catastrophes»] Federal'nyi meditsinskii biofizicheskii tsentr im. A.I. Burnaziana FMBA 2012. p. 30-34. (In Russian)

Сведения об авторах / Information about authors

Тищенко Максим Сергеевич	ассистент кафедры судовождения и промышленного рыболовства «Керченский государственный морской технологический университет» (ФГБОУ ВО «КГМТУ»), 298309, Российская Федерация, Керчь, ул. Орджоникидзе, 82, masa.33@mail.ru
Maksim S. Tishchenko	professor assistant of Department of Navigation and Industrial Fishing, Kerch State Maritime Technological University, 82 Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian Federation, e-mail: masa.33@mail.ru
Ивановский Николай Владимирович	к.т.н., доцент, доцент кафедры судовождения и промышленного рыболовства «Керченский государственный морской технологический университет» (ФГБОУ ВО «КГМТУ»), 298309, Российская Федерация, Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 inv8@mail.ru
Nikolai V. Ivanovskii	PhD in Engineering Science, Associate Professor of the Department of Navigation and Industrial Fishing, Kerch State Maritime Technological University, 82 Ordzhonykydze Str., Kerch, 298309, Russian Federation, e-mail: inv8@mail.ru

Титов И.Л.

РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМА УПРАВЛЕНИЯ АВТОНОМНЫМ ПОДВОДНЫМ АППАРАТОМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СКОЛЬЗЯЩЕГО РЕЖИМА

Аннотация: в данной статье мы предлагаем рассмотреть отказоустойчивый метод управления в адаптивном скользящем режиме, использующий адаптивные законы достижения для АПА с возмущением океанского течения, неопределенностью модели, шумом датчика, неизвестными неисправностями датчика и неизвестными неисправностями двигателя. Этот метод не зависит от результатов диагностики неисправностей. Чтобы решить проблему вибрации, вызванную управлением скользящим режимом, в этой статье используется взвешенная гиперболическая касательная функция вместо традиционной знаковой функции в управлении скользящим режимом. Имитационные эксперименты проводятся для различных величин неисправностей, типов изменений неисправностей и источников неисправностей в условиях возмущения океанских течений, неопределенности модели и шума датчиков. По сравнению с традиционным методом отказоустойчивого управления результаты моделирования показывают, что предлагаемый метод может ускорить скорость сходимости точки состояния и улучшить эффект отслеживания траектории АПА. В результате подтверждена эффективность предложенного способа.

Ключевые слова: автономный подводный аппарат (АПА); управление скользящим режимом; адаптивный закон достижения; отказоустойчивое управление.

Titov I.L.

DEVELOPMENT OF AN ALGORITHM FOR CONTROLLING AN AUTONOMOUS UNDERWATER VEHICLE USING A SLIDING MODE

Abstract: This paper proposes an adaptive sliding mode fault tolerant control method using the adaptive reaching law for the AUV with ocean current disturbance, model uncertainty, sensor noise, unknown sensor faults, and unknown thruster faults. This method is independent of the results of the fault diagnosis. To address the chattering problem caused by sliding mode control, this paper adopts a weighted hyperbolic tangent function instead of the traditional sign function in sliding mode control. Simulation experiments are carried out for different fault magnitudes, fault change types, and fault sources under ocean current disturbance, model uncertainty, and sensor noise. Compared with the traditional fault tolerant control method, the simulation results show that the proposed method can accelerate the convergence speed of the state point and improve the trajectory tracking effect of the AUV. As a result, the effectiveness of the proposed method is confirmed.

Keywords: autonomous underwater vehicle (AUV); sliding mode control; adaptive reaching law; fault tolerant control.

Введение. Автономный подводный аппарат (АПА) является важным инструментом для подводных операций и широко применяется для разведки ресурсов, целенаправленного поиска и исследования местности, внося значительный вклад в развитие морской промышленности [1,2]. Важнейшими компонентами АПА являются его датчики и двигатели внутреннего сгорания. Их структуры сложны и легко поддаются влиянию внешних факторов, которые могут привести к их неисправностям. Если датчики и двигатели подруливающего устройства выйдут из строя, устойчивость АПА будет нарушена и риск потери АПА будет увеличен [3,4]. Поэтому отказоустойчивое управление датчиками АПА и тяговыми устройствами имеет решающее значение.

Столкнувшись с ограничениями по площади, весу, энергопотреблению и даже стоимости, невозможно повысить надежность системы с помощью аппаратного резервирования. Таким образом, целью данной статьи является предложение

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

отказоустойчивого метода управления и стратегии для датчиков АПА и двигателей внутреннего сгорания. При сбоях в системе отказоустойчивый контроллер имеет возможность компенсировать последствия системных сбоев, восстанавливая производительность до возникновения сбоев в максимально возможной степени [5,6]. Существует два типа отказоустойчивого управления: пассивная отказоустойчивость и активная отказоустойчивость. Конструкция пассивного отказоустойчивого контроллера несколько сложна. В области отказоустойчивого управления активное отказоустойчивое управление стало в настоящее время горячей точкой исследований.

Активное отказоустойчивое управление делится на:

- активное отказоустойчивое управление, зависящее от результатов диагностики неисправностей;
- адаптивное отказоустойчивое управление, независимое от результатов активного отказоустойчивого управления [7,8].

Преимущества адаптивного отказоустойчивого управления включают в себя устранение возникающих системных помех и повышение надежности системы.

Например, в работе [9] предложен адаптивный отказоустойчивый метод управления для онлайн-оценки верхней границы неопределенности в случае нарушения океанского течения, неопределенности модели, неисправностей двигателя и ограничений насыщения в процессе отслеживания траектории АПА. Неопределенность была оценена с использованием метода адаптивного управления в ссылке [10], однако описание верхней границы неопределенности несколько отличается от описания в ссылке [9].

Адаптивный метод отказоустойчивого управления является очень развитым в исследованиях отказоустойчивого управления двигателем АПА, в то время как адаптивное отказоустойчивое управление является относительно небольшим исследованием датчиков. Наблюдатели часто используются в исследованиях датчиков для оценки информации о состоянии датчиков. Например, в справочнике применен основанный на наблюдении адаптивный метод управления отказоустойчивостью для устранения неисправного воздействия двигателя и датчика.

Отказоустойчивое управление может преодолеть влияние неисправностей датчиков и двигателей внутреннего сгорания в нелинейных системах. Когда датчик выходил из строя, неисправность датчика судна измерялась наблюдателем расширенного состояния, тем самым достигался отказоустойчивый контроль датчика. Этот метод не учитывал влияние шума датчика и других внешних помех. При помощи литературы [9], эта статья описывает отказоустойчивую стратегию управления, независимую от наблюдателей датчиков и результатов диагностики неисправностей, и адаптивно оценивает границу неопределенности при неисправностях датчика и двигателя малой тяги, чтобы компенсировать последствия неисправностей датчика и двигателя малой тяги.

Закон управления скользящим режимом состоит из эквивалентного закона управления и закона достижения. Поскольку обычный закон достижения не может удовлетворить требованию быстрой конвергенции контроллера, многие ученые усовершенствовали закон достижения скользящего режима, чтобы повысить точность управления и скорость конвергенции контроллера. Традиционный закон экспоненциальной скорости не может быть скорректирован. И надежность системы будет снижена, потому что экспоненциальный член в законе изменения мощности быстро уменьшается.

Таким образом, определена непрерывная экспоненциальная функция и объединила ее с обычным законом достижения постоянной скорости, сформировав улучшенный закон достижения переменной скорости. Согласно результатам моделирования, скорость сходимости коллектора скользящего режима была эффективно ускорена, а время сходимости сокращено. Учитывая, что проблема экспоненциального члена, определенная в ссылке [10], существовала, и быстрое затухание экспоненциального члена повлияло бы на стабильность системы, автор возвел экспоненциальный член в квадрат, чтобы избежать быстрого затухания функции и улучшить стабильность системы. Объект исследования обладает нелинейными

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

характеристиками и характеристиками сцепления, описанными в статье, и долгое время работал в сложной морской среде. При использовании приведенного выше закона достижения для проектирования неособого терминального контроллера скользящего режима обнаружено, что, когда точка состояния находится относительно близко к коллектору скользящего режима, управление эффект относительно хороший. Но когда точка состояния находится далеко от коллектора скользящего режима, эффект отказоустойчивости невелик, время сходимости увеличивается, а скорость сходимости снижается. Следовательно, основываясь на приведенном выше исследовании, закон достижения мощности вводится в закон достижения переменной скорости, чтобы сформировать адаптивный закон достижения. Когда точка состояния находится далеко от скользящего режима, степенной член играет важную роль. Когда точка состояния находится относительно близко к скользящему режиму, значение переменной скорости играет важную роль в обеспечении быстрого сближения точки состояния в течение ограниченного времени и улучшении эффекта управления отслеживанием траектории. Эффективность предложенного метода подтверждена имитационными экспериментами.

Традиционная знаковая функция заменена гиперболической касательной функцией для решения проблемы вибрации при управлении скользящим режимом АПА, вызванной высокочастотным переключением знаковой функции. Для подтверждения эффективности этого метода используются имитационные эксперименты.

Материалы и методы исследования. Динамическая модель АПА под воздействием океанских течений выглядит следующим образом

$$\dot{\eta} = J(\eta)\vartheta$$

$$M(\vartheta)\dot{\vartheta} + C_{RB}(\vartheta)\vartheta + g(\eta) + C_A(\vartheta_r)\vartheta_r + D(\vartheta_r)\vartheta_r = \tau \quad (1)$$

В данной формуле: $J(\eta)$ обозначает матрицу перехода от инерционной системы координат к фиксированной системе координат, M обозначает матрицу инерции, включающую добавленную массу, C_{RB} обозначает твердое тело центростремительной силы и матрицы силы Кориолиса, C_A обозначает гидро-динамическую центростремительную силу и матрицу Кориолиса; D - это матрица гидродинамического сопротивления, g обозначает матрицу восстанавливающей силы, τ обозначает управляющую силу и момент, действующие на центр тяжести АПА. $\vartheta = [u \ v \ w \ p \ q \ r]^T$ обозначает вектор скорости относительно неподвижной системы координат тела; $\eta = [x \ y \ z \ \phi \ \theta \ \psi]^T$ обозначает относительно положения и ориентационного вектора транспортного средства в инерциальной системе координат; и $\vartheta_r = \vartheta - \vartheta_c$, ϑ_c обозначает текущую скорость, и она относится к системе координат, фиксированной телом.

Инерционная система координат.

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

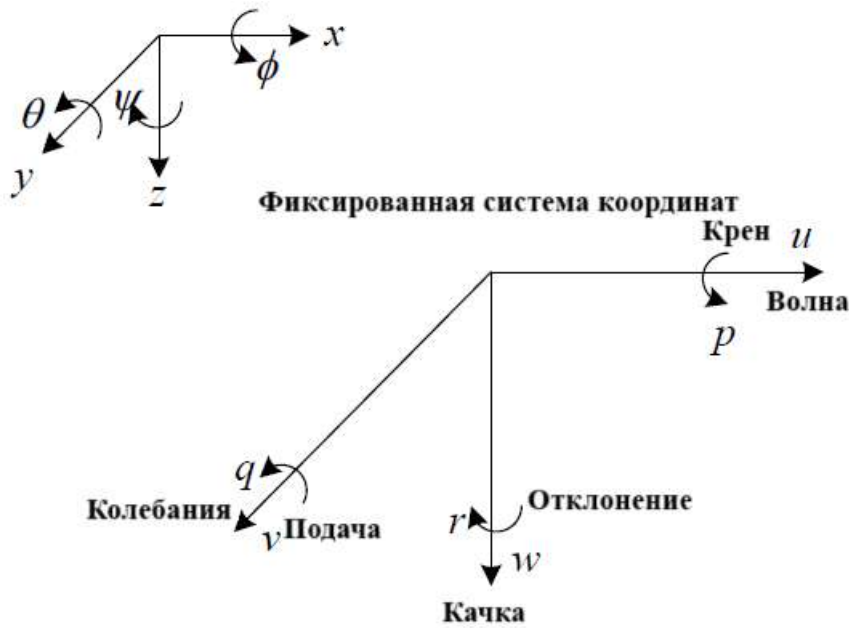


Рисунок 1 – Системы координат АПА

В статье преобразуется уравнение (1) в инерциальной системе координат и проектируется отказоустойчивый контроллер АПА. Уравнение (2) определяется как

$$M_{\eta}(\eta)\ddot{\eta} + C_{RB\eta}(\eta, \dot{\eta}) + C_{A\eta}(\eta_r, \dot{\eta}_r) + D_{\eta}(\dot{\eta}_r, \eta_r)\eta_r + g_{\eta}(\eta) = J^{-T}\tau \quad (2)$$

Влияние океанских течений и неопределенности модели являются факторами, влияющими на точность отказоустойчивого управления АПА, поскольку динамическая модель АПА затрудняет проведение надлежащих измерений, а АПА работает в сложной морской среде. Следующие уравнения представляют неопределенности моделирования

$$\begin{aligned} M_{\eta} &= \hat{M}_{\eta} + \Delta M_{\eta}, C_{A\eta} = \hat{C}_{A\eta} + \Delta C_{A\eta}, C_{RB\eta} = \hat{C}_{RB\eta} + \Delta C_{RB\eta}, D_{\eta} = \\ &= \hat{D}_{\eta} + \Delta D_{\eta}, g_{\eta} = \hat{g}_{\eta} + \Delta g_{\eta} \end{aligned} \quad (3)$$

Предполагая, что океанское течение возмущения и неопределенность модели $F1$ ограничены, неопределенных терминах модели АПА связаны η , $\dot{\eta}$, $\ddot{\eta}$, и η_r , и $\dot{\eta}_r$, также различные, связанные с η . Исходя из источников литературы [9] и [10], предполагается, что неопределенности системы ограничены, то есть, $F1 \leq M\eta(\rho_0 + \rho_1\|\eta\| + \rho_2\|\eta\|^2)$.

Одной из наиболее важных частей АПА являются его датчики. Являясь компонентом АПА наблюдения, его конструкция сложна и широко используется в подводной среде.

Источник [10] рассматривает только сигнал η и полагает, что неопределенные члены относятся только к сигналу скорости. Источник [9] не только рассматривает сигнал $\dot{\eta}$ в неопределенных терминах модели АПА, но также рассматривает сигнал η . Неопределенные члены непосредственно влияют на выходные данные АПА о положении и скорости. На датчики воздействует морская среда, шум измерения и внутренний шум случайного блуждания датчиков. Хотя сигнал ускорения ограничен, его амплитуда изменяется относительно сильно. Следовательно, этот сигнал использует форму представления неопределенных терминов в источнике [9] и рассматривает влияние возмущения океанского течения, неопределенность модели, шум датчика, неисправности датчика и неисправности двигателя в неопределенных терминах.

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

Описание проблемы. Под влиянием возмущений океанского течения, неопределенности модели, шума датчиков, неисправностей датчиков и двигателей внутреннего сгорания в данной статье разрабатывается класс нелинейных адаптивных отказоустойчивых контроллеров. Не полагаясь на результаты диагностики неисправностей, контроллеры могут обеспечить стабильность системы и позволить точкам состояния быстро сходиться к точке равновесия в течение ограниченного времени, обеспечивая адаптивное отказоустойчивое управление датчиками АПА и двигателями подруливающего устройства. Адаптивный отказоустойчивый контроллер, разработанный в этой статье, может оценить верхнюю границу неопределенных условий модели в режиме онлайн и спроектировать адаптивный отказоустойчивый контроллер скользящего режима на основе этой оценки. Чтобы устранить проблему вибрации при управлении скользящим режимом, для подавления вибрации используется функция гиперболической касательной. Работа контроллера не зависит от результатов диагностики неисправностей. Он может компенсировать различные неопределенные факторы в режиме реального времени на основе ошибок состояния при обеспечении стабильности, позволяя системе быстро переходить в желаемое состояние и обеспечивая адаптивное отказоустойчивое управление датчиками АПА и двигателями подруливающего устройства. Моделирование подтверждает, что метод управления может эффективно компенсировать влияние неопределенных факторов, таких как возмущение океанского течения, неопределенность модели, шум датчиков, неисправности датчиков и подруливающего устройства, обеспечивая стабильную работу системы и высокую точность отслеживания.

Таким образом, предложенный способ отказоустойчивого управления в адаптивном скользящем режиме обеспечивает отказоустойчивую схему управления АПА, которая не зависит от точной диагностики неисправностей. Схема может компенсировать влияние различных неопределенных факторов и помех в режиме реального времени, обеспечивая стабильность и высокую производительность системы при отслеживании задач, а также повышая ее адаптивность к окружающей среде и надежность.

Исследование по разработке отказоустойчивого контроллера скользящего режима, основанного на адаптивном законе достижения.

Эффект традиционного отказоустойчивого управления, основанного на диагностике неисправностей, в значительной степени определяется результатом диагностики неисправностей. Отказоустойчивое управление, основанное на неправильных результатах диагностики неисправностей, напрямую повлияет на эффективность отказоустойчивого управления АПА и даже повредит стабильности АПА. В отличие от традиционного метода отказоустойчивого управления, в данной статье исследуется отказоустойчивая система управления, которая не зависит от результатов диагностики неисправностей, и предлагается метод отказоустойчивого управления в адаптивном скользящем режиме, основанный на адаптивном законе достижения.

Скользкий режим. Важным компонентом управления скользящим режимом, который влияет на точность управления контроллером скользящего режима, является выбор скользящего коллектора. В литературных источниках принято несингулярное конечное многообразие скользящего режима с точки зрения доказательства стабильности функции Ляпунова, которое может привести к сходимости функции скользящего режима к коммутационному многообразию. Чтобы обеспечить быструю сходимость ошибок позиции и коэффициента изменения ошибок, исходя из источника литературы [9], основанной на идее управления с обратным шагом, ошибки позиции и коэффициент изменения ошибок объединяются для построения нового нелинейного скользящего многообразия, конкретная форма которого выглядит следующим образом

$$S = z_1 + \beta z_2^Y \quad (4)$$

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

Адаптивный закон достижения. Движение в режиме скольжения включает в себя два процесса: приближающееся движение и скользящее движение. Приближающееся движение относится к перемещению точки состояния из исходного состояния к поверхности переключения до тех пор, пока она не достигнет поверхности переключения. Чтобы удовлетворить требованию, согласно которому точка перемещения в любом положении пространства состояний достигает поверхности переключения за конечное время, принят закон достижения для улучшения динамического качества приближающегося движения и повышения точности управления контроллером скользящего режима.

Параметры обычного закона достижения фиксируются после выбора. Если выбранные параметры слишком велики, то явление вибрации системы усугубится. Если выбранные параметры слишком малы, время сходимости системы будет увеличено, а точность управления контроллером - снижена. Из-за проблемы, заключающейся в том, что параметры обычного закона достижения не могут быть адаптивно скорректированы в соответствии с расстоянием между точкой состояния и поверхностью переключения, эта статья объединяет закон достижения мощности и закон достижения переменной скорости для построения адаптивного закона достижения, в частности, следующим образом

$$\dot{S} = \dot{z}_1 + \beta_{yz_2^{y-1}} z_2 = \dot{z}_1 + \beta_{yz_2^{y-1}} (\ddot{\eta} - \alpha_1 \dot{\eta} - \ddot{\eta}_d) = \dot{z}_1 + \beta_{yz_2^{y-1}} \left\{ \tilde{M}_\eta^{-1} [J^{-T} B u - C_\eta \dot{\eta} - \hat{D}_\eta \eta - \hat{g}_\eta - F] - \dot{\alpha}_1 - \ddot{\eta}_d \right\} \quad (5)$$

Закон управления скользящим режимом состоит из закона управления достижением и эквивалентного закона управления.

Движение точки состояния делится на две стадии, а именно на стадию достижения движения и стадию скользящего движения. На стадии достижения движения, от начального положения $s(0) > 0$ до $s = 1$, закон достижения мощности намного больше, чем закон достижения переменной скорости на этой стадии, поэтому на этой стадии рассматривается только влияние закона достижения мощности. На стадии скользящего движения, предполагая от $s = 1$ до $s = 0$, закон достижения переменной скорости намного больше закона достижения мощности на этой стадии, поэтому на этой стадии рассматривается только влияние закона достижения переменной скорости, а закон достижения мощности игнорируется.

Следовательно, вышеизложенное может доказать, что закон адаптивного приближения, разработанный в этой статье, может привести к сходимости точки состояния за конечное время.

Метод уменьшения вибрации, основанный на взвешенной гиперболической касательной функции. Наличие знаковой функции в управлении скользящим режимом вызывает явление прерывистого переключения в системе, приводящее к вибрации. Для этого явления распространенными методами являются метод пограничного слоя, метод гиперболической касательной функции и метод непрерывной функции. В этой статье в условиях возмущения океанских течений, неопределенности модели, шума датчиков и т.д. обнаружено, что на управляющем входе наблюдается сильная вибрация.

Гиперболическая касательная функция является одним из наиболее эффективных методов устранения вибрации входных данных управления скользящим режимом. Выбор параметров напрямую влияет на надежность и стабильность системы. Когда параметр весового коэффициента слишком велик, вибрация управляющего входа усиливается. Когда параметр весового коэффициента слишком мал, надежность системы снижается. Поэтому в данной статье весовой коэффициент подобран соответствующим образом в соответствии с состоянием системы.

Благодаря приведенному выше анализу можно узнать, что гиперболическая касательная функция, основанная на весовых коэффициентах, может эффективно решить проблему дребезжания входного сигнала управления скользящим режимом. Функция гиперболической касательной, основанная на весовых коэффициентах, решает проблему дребезжания

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

управляющего входа, вызванную функцией знака, позволяя плавно выводить управляющий вход системы.

Выводы. Изучается адаптивный отказоустойчивый метод управления, независимый от результатов диагностики неисправностей и наблюдателей, в условиях возмущения океанского течения АПА, неопределенности модели, шума датчиков, а также неисправностей датчиков и подруливающего устройства. Сигнал датчика фильтруется через 3-слойный шумоподаватель для уменьшения воздействия шума датчика. Отказоустойчивый контроллер разработан на основе разностей между ожидаемыми сигналами траектории и сигналами с пониженным уровнем шума и основан на методе управления несингулярным скользящим режимом терминала. Конструкция коллектора скользящего режима включает в себя концепцию обратного хода. Для устранения влияния неопределенности модели, внешних возмущений, неисправностей датчиков и двигателей малой тяги применяется адаптивный метод управления, позволяющий компенсировать влияние неопределенности, возмущений и неисправностей. Чтобы решить проблему вибрации при управлении скользящим режимом, в данной работе вместо традиционной знаковой функции используется гиперболическая касательная функция, основанная на весовом коэффициенте. Экспериментальные результаты показывают, что адаптивный метод отказоустойчивого управления АПА может эффективно компенсировать влияние неисправностей и обладает хорошим управляющим эффектом. По сравнению с традиционным методом отказоустойчивого управления, предлагаемый метод может эффективно повысить скорость сходимости ошибок отслеживания.

Список использованной литературы:

1. Ли, Дж.Дж.; Сян, Х.Б.; Ян, С.Л. Робастное адаптивное управление нейронной сетью для динамического позиционирования морских судов с заданными характеристиками в условиях неопределенности модели и насыщенности входных данных. *Нейрокомпьютинг 2022*, 484, 1-12.
2. Али, М.; Крупински, С.; Уннитан, В.; Морелли, Ф.; Валликроса, Г.; Ридао, П.; Йее. Обнаружение неисправностей в навигации АПА: недорогой с точки зрения вычислений подход. В трудах журнала "ОКЕАНЫ 2022", 2022 год.
3. Лю, Ф.; Тан, Х.; Цинь, Ю.; Дуань, С.; Ло, Дж.; Пу, Х. Обзор по диагностике неисправностей беспилотных подводных аппаратов. *Океанология 2022*, 243.
4. Чжан, Х.; Чжу, Д.; Лю, С.; Ху, З. Отслеживающее отказоустойчивое управление на основе модели прогнозирующего управления для транспортного средства, занятого человеком, в трехмерном подводном рабочем пространстве. *Океанология 2022*, 249.
5. Лю, Ф.; Тан, Х.; Ло, Дж.; Бай, Л.; Пу, Х. Отказоустойчивое управление активной компенсацией неисправностей двигателя подруливающего устройства: пример автономного подводного аппарата. *Прикладные исследования океана 2021*, 110.
6. Хуан, З.; Су, З.; Хуан, Б.; Сонг, С.; Ли, Дж. Отказоустойчивое управление траекторией автономного подводного аппарата без разматывания на основе кватернионов за конечное время. *ТРУДЫ ISA 2022*, 131, 15-30.
7. Ротондо, Д.; Кристофаро, А.; Йохансен, Т.А. Отказоустойчивое управление неопределенными динамическими системами с использованием интервальных виртуальных двигателей. *Международный журнал робастного и нелинейного управления 2018*, 28, 611-624.
8. Шао, С.; Ян, Х.; Цзян, Б.; Ченг, С. Децентрализованное отказоустойчивое управление для класса взаимосвязанных нелинейных систем. *IEEE Труды по кибернетике 2018*, 48, 178-186.
9. Чжан, М.; Лю, Х.; Инь, Б.; Лю, У. Адаптивное управление подруливающим устройством на основе скользящего режима терминала для подводного аппарата в изменяющихся во времени океанских течениях. *Журнал Института Франклина 2015*, 352, 4935-4961.

2.9.7. Эксплуатация водного транспорта, водные пути сообщения и гидрография

10. Цяо, Л.; Чжан, У. Адаптивное неособое интегральное терминальное отслеживающее устройство в режиме скольжения для автономных подводных транспортных средств. Теория и приложения управления ИЕТ 2017, 11, 1293-1306.

References:

1. Li, J.J.; Xiang, H.B.; Yang, S.L. Robust adaptive neural network control for dynamic positioning of marine vessels with specified characteristics under conditions of model uncertainty and input data saturation. *Neurocomputing* 2022, 484, 1-12.
2. Ali, M.; Krupinski, S.; Unnitan, V.; Morelli, F.; Vallicrosa, G.; Ridao, P.; Ieee. Fault detection in AUV navigation: a computationally inexpensive approach. In the proceedings of the journal "OCEANS 2022", 2022.
3. Liu, F.; Tang, H.; Qin, Y.; Duan, S.; Luo, J.; Pu, H. Overview of troubleshooting unmanned underwater vehicles. *Oceanology* 2022, 243.
4. Zhang, H.; Zhu, D.; Liu, S.; Hu, Z. Fault-tolerant tracking control based on a predictive control model for a human-occupied vehicle in a three-dimensional underwater workspace. *Oceanology* 2022, 249.
5. Liu, F.; Tang, H.; Lo, J.; Bai, L.; Pu, H. Fault-tolerant control of active compensation of thruster engine malfunctions: an example of an autonomous underwater vehicle. *Applied Ocean Research* 2021, 110.
6. Huang, Z.; Su, Z.; Huang, B.; Song, S.; Li, J. Fault-tolerant trajectory control of an autonomous underwater vehicle without unwinding based on quaternions in finite time. *ISA TRANSACTIONS* 2022, 131, 15-30.
7. Rotondo, D.; Cristofaro, A.; Johansen, T.A. Fault-tolerant management of uncertain dynamic systems using interval virtual motors. *International Journal of Robust and Nonlinear Control* 2018, 28, 611-624.
8. Shao, S.; Yang, H.; Jiang, B.; Cheng, S. Decentralized fault-tolerant management for a class of interconnected nonlinear systems. *IEEE Transactions on Cybernetics* 2018, 48, 178-186.
9. Zhang, M.; Liu, H.; Yin, B.; Liu, U. Adaptive control of the thruster based on the sliding mode of the terminal for the underwater vehicle in time-varying ocean currents. *Journal of the Franklin Institute* 2015, 352, 4935-4961.
10. Qiao, L.; Zhang, W. Adaptive nonsingular integrated terminal tracking device in sliding mode for autonomous underwater vehicles. *Theory and Applications of Management IET* 2017, 11, 1293-1306.

Сведения об авторах / Information about authors

Титов Иван Леонидович	канд. техн. наук, доцент, заместитель декана по организационно-воспитательной работе Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 vanya-titov-1993@mail.ru
Titov Ivan Leonidovich	Ph.D. (Engin.), Associate Professor, Associate dean for organizational and educational work Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 vanya-titov-1993@mail.ru