16+
ISSN: 2949-558X

ВЕСТНИК

Керченского Государственного
Морского Технологического Университета

СЕРИЯ
Морские Технологии

Выпуск 4
2025

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-I «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.

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 № 10 от 09.12.2025 г.

Адрес: 298309, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
E-mail: mor.tech@vestnik-kgmtu.ru
Web: https://mtjv.ru/

Редакционная коллегия журнала

кафедры эксплуатация судовых механических установок

8. Халявкин 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)

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

СОДЕРЖАНИЕ

УДК 621.31

Давыдова Д.Д., Авдеев Б.А.

ОБЗОР ПРИМЕНЕНИЯ АКТИВНЫХ ФИЛЬТРОВ МОЩНОСТИ ДЛЯ КОМПЕНСАЦИИ РЕАКТИВНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ

Аннотация. В данной статье анализируется применение активных фильтров для повышения качества электроэнергии, компенсации реактивной мощности, подавления гармоник и дисбаланса нагрузок. Рассмотрены преимущества и недостатки использования новых полупроводниковых элементов на основе SiфC и GaN в высокочастотных активных фильтрах. Были представлены основные конфигурации силовых цепей. Проведены сравнения между симметрирующими фильтрами на основе инвертора источника напряжения и на основе инвертора источника тока. Была представлена топология трёхфазного фильтра с двумя параллельными инверторами, работающими в режиме чередования и использующими один и тот же конденсатор постоянного тока для уменьшения размеров соединительных катушек и нагрузки на конденсатор постоянного тока при переключении.
Ключевые слова: активный фильтр, компенсация реактивной мощности, подавление гармоник, полупроводниковые приборы.

Davydova D.D., Avdeev B.A.

REVIEW OF ACTIVE POWER FILTERS FOR REACTIVE POWER COMPENSATION

Abstract. This article analyzes the application of active filters for power quality improvement, reactive power compensation, harmonic suppression, and load balancing. The advantages and disadvantages of using new SiC and GaN semiconductor devices in high-frequency active filters are discussed. Main power circuit configurations are presented. Comparisons are made between voltage-source inverter-based and current-source inverter-based active filters. A three-phase filter topology with two parallel inverters operating in interleaving mode and sharing the same DC capacitor is presented to reduce the size of connecting inductors and the DC capacitor switching stress. The article summarizes optimization methods for sizing and placement of active filters, along with objective functions and constraints. A new alternative, direct active and reactive power control instead of current control, is also considered. Trends and future prospects in the field of active filter applications are identified.
Keywords: active filter, reactive power compensation, harmonic suppression, semiconductor devices.

Рост доли нелинейных нагрузок в энергосистемах промышленных предприятий является источником существенного ухудшения качества электроэнергии. Преобладание силовых электронных преобразователей, доля которых, по различным оценкам, превышает 70 % в структуре электропотребления развитых стран, приводит к генерации высших гармоник тока, что, в свою очередь, влечет за собой рост потерь мощности, снижение коэффициента мощности и нарушение симметрии напряжений в распределительных сетях [1].

Целью данной статьи является обзор и подробный анализ использования активных фильтров мощности для повышения качества электроэнергии путём компенсации реактивной составляющей.

Поиск и внедрение высокоэффективных решений для улучшения качества электроэнергии, а также новых методов управления с более высокой производительностью в существующих системах являются актуальными задачами. Классические недорогие пассивные фильтры, используемые для компенсации гармоник и реактивной мощности, имеют такие недостатки, как большие размеры и неспособность адаптироваться к изменениям параметров системы [2]. Кроме того, их эффективность в фильтрации гармоник ограничена [3].

Общепризнано, что использование активных фильтров мощности (АФМ), которые представляют собой устройства на основе силовых электронных преобразователей, является наиболее передовым решением, обеспечивающим наилучшую компенсацию гармоник, реактивной мощности и дисбаланса нагрузки. Среди них наиболее часто используется трёхфазный трёхпроводной шунтирующий активный фильтр мощности (ШАФМ) для улучшения качества электроэнергии в энергосистемах. Он подключается параллельно нелинейной нагрузке и подаёт соответствующий компенсирующий ток в точку общей связи, созданную в соответствии с желаемой стратегией компенсации. Компенсирующий ток может быть найден из первого закона Кирхгофа:

$$i_K(t) = i_H(t) - i_Ж(t), \tag{1}$$

где $i_K(t)$ - требуемый компенсирующий ток ШАФМ;
$i_H(t)$ - ток нелинейной нагрузки;
$i_Ж(t)$ - желаемый ток источника (синусоидальный и синфазный с напряжением).

Компенсация неактивных составляющих мощности в трёхфазных активно-реактивных, нелинейных и несимметричных цепях с помощью активного фильтра базируется на теории мгновенной мощности Акаги [4]. Теория служит основой для построения систем управления активными фильтрами и для расчёта токов компенсации нежелательных составляющих тока нагрузки. Эта теория основана на скалярном преобразовании трехфазного напряжения u_a, u_b, u_c и токов нагрузки i_a, i_b, i_c для прямоугольной системы координат α-β-0 (рисунок 1). Это преобразование выполняется путем изменения мгновенных значений по формуле [5]:

$$\begin{bmatrix} u_\alpha \\ u_\beta \\ u_0 \end{bmatrix} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} \cos\upsilon_{11} & \cos\upsilon_{12} & \cos\upsilon_{13} \\ -\sin\upsilon_{11} & -\sin\upsilon_{12} & -\sin\upsilon_{13} \\ 1/\sqrt{2} & 1/\sqrt{2} & 1/\sqrt{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ u_c \end{bmatrix}, \tag{2}$$

где υ_{11} – угол между осью a естественной трехфазной системы и осью α прямоугольной системы координат.

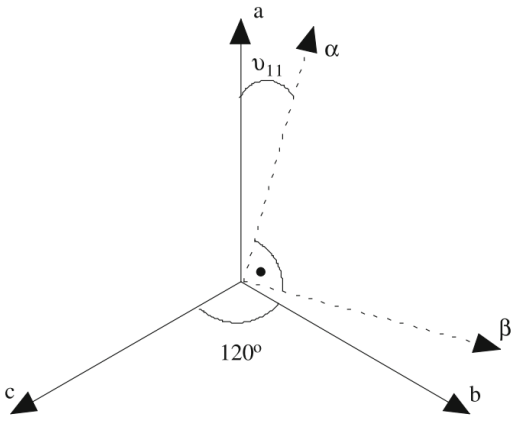


Рисунок 1 – Преобразование системы координат *a-b-c* в систему координат *α-β*-0

Формула мгновенной мощности согласно теории мгновенной мощности [6]:

$$\begin{bmatrix} p \\ q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_\alpha & u_\beta \\ -u_\beta & u_\alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix}, \tag{3}$$

где p – мгновенная активная мощность;

q – мгновенная реактивная мощность;

u_α, u_β, i_α, i_β - компоненты напряжений и токов в преобразовании Кларка (α-β координаты).

В отношении схем силовых цепей трехфазных активных фильтров помимо традиционной схемы, применяются и другие конфигурации, например, твердотельный накопитель на основе параллельного/последовательного резонанса LC-фильтра или на основе двойного резонансного контура для устройств большой ёмкости.

Использование топологии ШАФМ с двумя параллельными инверторами, соединёнными по линии переменного тока и использующими один и тот же конденсатор связи постоянного тока, позволяет обеспечить точную компенсацию для мощных устройств. Кроме того, можно увеличить количество уровней выходного напряжения АФМ, а уровень гармонических искажений будет ниже, чем в обычной конфигурации.

Для снижения напряжения на силовых полупроводниковых приборах инвертора и улучшения формы тока на стороне переменного тока в высоковольтных и мощных установках вместо классической двухуровневой топологии применяются многоуровневые топологии ШАФМ. В большинстве случаев количество уровней инвертора в ШАФМ ограничено тремя, чтобы минимизировать эффекты дисбаланса напряжения между конденсаторами звена постоянного тока. Наиболее распространенными трехуровневыми топологиями инверторов для ШАФМ являются: с диодной фиксацией нейтрали (ДФН), топология с «летающим» конденсатором (ЛК) и каскадная Н-мостовая топология (КНМ). Среди них трехуровневая топология ДФН используется чаще всего благодаря минимальному количеству конденсаторов постоянного тока, что обеспечивает меньшие габариты и устранение проблем, связанных с дисбалансом напряжения звена постоянного тока [7].

Напряжение на ключах многоуровневых инверторов:

$$U_{VT} = \frac{U_{DC}}{m - 1}, \tag{4}$$

где U_{VT} - максимальное напряжение, приходящееся на один силовой ключ;

U_{DC} - полное напряжение звена постоянного тока;

m - количество уровней фазного напряжения.

Так, для трёхуровневого инвертора m=3: U_{VT}=U_{DC}/2. Это ключевое преимущество, так как позволяет использовать более дешёвые и быстрые ключи на низком напряжении. Важнейшим преимуществом многоуровневых топологий является снижение напряжения на силовых ключах. Для данной схемы с диодной фиксацией нейтрали (NPC) напряжение на каждом транзисторе не превышает половины напряжения в звене постоянного тока (U_{DC}/2), что позволяет применять полупроводниковые приборы с меньшим напряжением коллектор-эмиттер и, как следствие, с лучшими динамическими характеристиками.

Также можно отметить, что развитие технологий силовой электроники позволило использовать в конфигурации силовой цепи АФМ новые силовые полупроводниковые устройства, такие как транзисторы из SiC (карбида кремния) и GaN (нитрида галлия), которые переключаются на очень высоких частотах с меньшими потерями при изменение, чем обычно используемые IGBT (биполярные транзисторы с изолированным затвором). В системах активной фильтрации применяется так называемое прямое управление мощностью (ПУМ), которое предполагает регулирование мгновенных значений активных и реактивных составляющих вместо управления током [8].

Конфигурации силовых цепей в ШАФМ могут быть основаны на двухуровневых или многоуровневых топологиях. В большинстве статических преобразователей частоты используется стандартная двухуровневая топология. По сути, в таких конфигурациях силовых цепей используются два типа статических преобразователей: инвертор с источником напряжения (ИИН) (рисунок 2, а) и инвертор с источником тока (ИИТ) (рисунок 2, б).

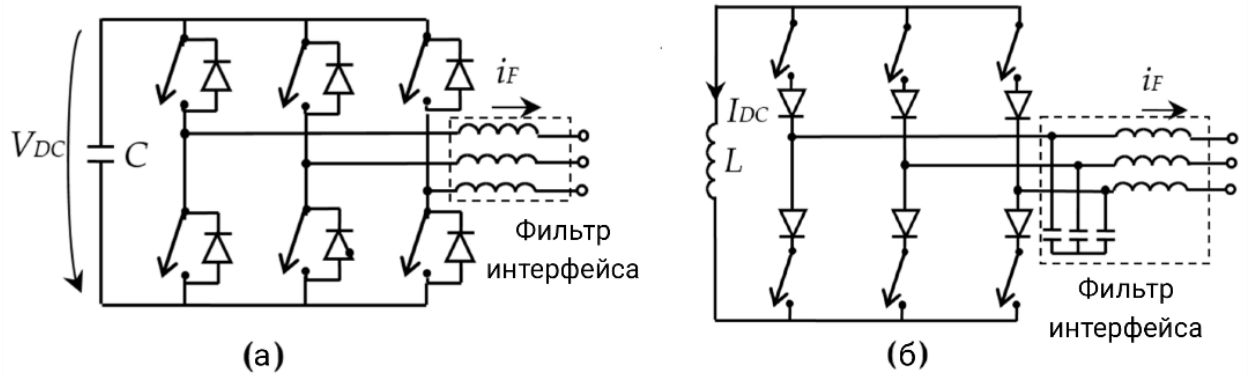


Рисунок 2 – Типы статических преобразователей, используемых в структуре ШАФМ: (а) инвертор напряжения и (б) инвертор тока.

В структуре на основе вентильного преобразователя в качестве накопителя энергии используется электролитический конденсатор на стороне постоянного тока, а инверторный мост состоит из шести управляемых переключателей (обычно IGBT) с антипараллельными диодами. Между выходом инвертора и источником питания установлен согласующий фильтр, который обеспечивает хорошую динамику тока и достаточную сглаженность выходных токов ШАФМ, на которые влияют гармоники переключения. Обычно это фильтр первого порядка (индуктивность L), но можно использовать и структуру третьего порядка (типа LCL).

С другой стороны, в структуре на основе ИИТ в качестве накопителя энергии используется катушка индуктивности на стороне постоянного тока, при этом напряжение может иметь любую полярность [9]. В структуре инвертора для обеспечения блокировки обратного напряжения диоды подключаются последовательно с обычными силовыми переключающими устройствами, такими как IGBT, которые обладают низкой способностью к блокировке обратного напряжения. Вместо последовательного подключения диодов можно использовать биполярные транзисторы с изолированным затвором и блокировкой обратного напряжения (RB–IGBT) [10]. Кроме того, при использовании запираемых тиристоров (ЗТ) отпадает необходимость в последовательных диодах. Инвертор подключается к источнику питания через фильтр второго порядка типа LC для фильтрации гармоник переключения инвертора.

В практических применениях активных фильтров высших гармоник предпочтение отдается структурам на основе инверторов напряжения, благодаря преимуществам, связанных с использованием конденсатора на стороне постоянного тока. Существуют также примеры применения структур на основе инверторов тока.

Для удовлетворения высоких требований к мощности предлагается использовать параллельные инверторы [11]. На рисунке 3 показана топология трехфазного ШАФМ с двумя параллельными чередующимися инверторами, использующие общий конденсатор постоянного тока. Такая конфигурация позволяет уменьшить размеры связующих индуктивностей и снизить нагрузку на конденсатор постоянного тока при переключении. Если требуется ограничить пульсации тока в сети, доказано, что чередование инверторов приводит к снижению линейных индуктивностей почти на 70% по сравнению с обычным одноблочным инвертором. Также был предложен чередующийся ШАФМ с силовыми полупроводниковыми приборами SiC-MOSFET для точной компенсации гармоник с низкими пульсациями переключения на выходе и минимальным выходным фильтром за счет сдвига фаз. Кроме того, при использовании техники чередующейся модуляции генерируется многоуровневое напряжение, что приводит к снижению потерь в звене постоянного тока [12]. Следовательно, гармонические искажения уменьшаются по сравнению с традиционной топологией.

Применение техники чередования для двух параллельных инверторов со сдвигом фаз модуляции на 180° приводит к увеличению эффективной частоты пульсаций тока в сети в два раза. Это позволяет пропорционально уменьшить индуктивность входного дросселя, что подтверждается следующим соотношением для требуемой индуктивности:

$$L \approx \frac{U_{DC}}{\Delta I_{Пул} f_{ПулЭф}}, \quad (5)$$

где L - требуемая индуктивность;
U_{DC} - напряжение звена постоянного тока;
ΔIПул - допустимая величина пульсаций тока;
$f_{ПулЭф}=2f_{И}$ - эффективная частота пульсаций в сети;
$f_{И}$ - частота переключения каждого инвертора.

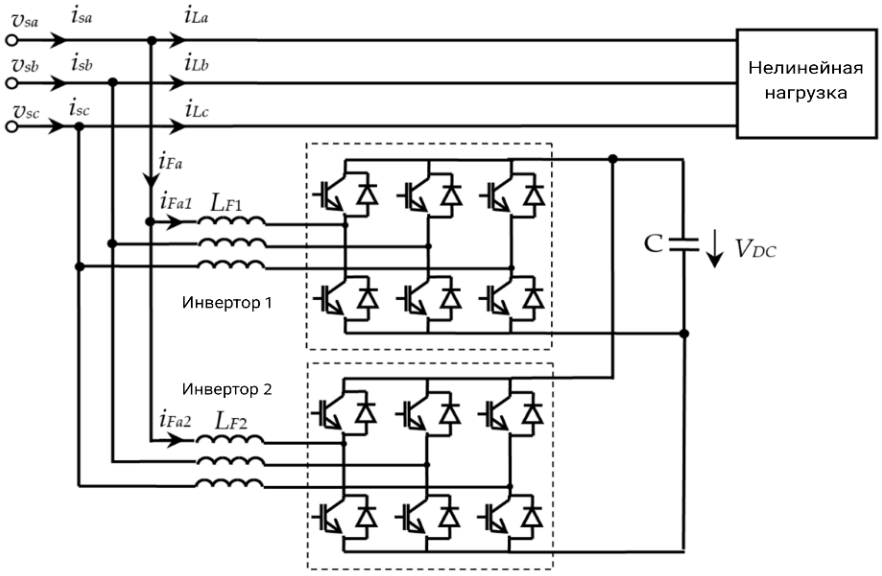


Рисунок 3 – Топология активного силового фильтра с двумя параллельными чередующимися инверторами, использующими общий конденсатор постоянного тока.

Доказано, что в случае применения в системах среднего/высокого напряжения и большой мощности многоуровневые топологии ШАФМ более эффективны, чем классическая двухуровневая топология, с точки зрения потерь при переключении, нагрузки на силовой переключатель и формы сигнала переменного тока. Поскольку чем выше уровень напряжения инвертора, тем больше силовых полупроводниковых приборов и конденсаторов постоянного тока, а также тем сложнее система управления (включая необходимость в специальных методах балансировки напряжения постоянного тока), в большинстве случаев многоуровневые инверторы с более чем тремя уровнями используются реже. Таким образом, значительно снижаются проблемы, связанные с дисбалансом напряжения между конденсаторами звена постоянного тока [13].

Наиболее распространённой трёхфазной, трёхпроводной, трёхуровневой топологией инверторов, используемых в накопителях энергии, является схема с диодной фиксацией нейтрали (ДФН) (рисунок 4, а). Другие топологии — это «летающий конденсатор» (ЛК) (рисунок 4, б) и каскадный Н-мост (КХМ) (рисунок 4, в). Трехуровневая структура на основе ДНФ надёжна и требует всего два конденсатора для связи по постоянному току, поэтому проблемы с дисбалансом напряжения возникают реже, а физический размер меньше. В трёхуровневой структуре на основе «летающего конденсатора» используются три фиксирующих конденсатора, что приводит к увеличению габаритов, высоким затратам на разработку, а также к усложнению алгоритмов балансировки напряжения и управления. Структура на основе керамических сердечников является модульной, а значит, простой, и управление в ней также проще, но её применение ограничено из-за необходимости использования отдельных источников постоянного тока.

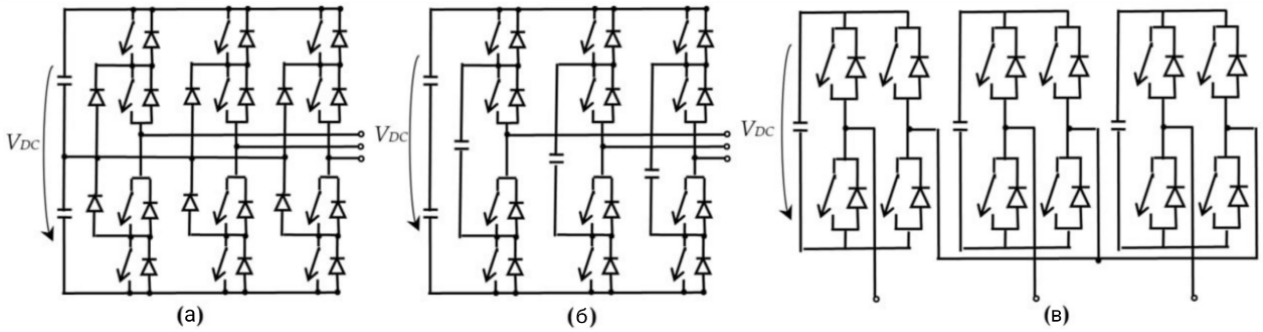


Рисунок 4 – Три топологии наиболее используемых трехфазных, трехпроводных, трехуровневых АФН: (а) ДФН, (б) ЛК и (в) КХМ.

Системы активной фильтрации обладают высокой гибкостью, поскольку при соответствующем управлении они могут выполнять различные функции в соответствии с поставленными задачами. С этой точки зрения может быть реализована как полная, так и частичная компенсация [14].

Полная компенсация подразумевает устранение всех гармоник, реактивной мощности и любых перекосов. Если напряжение имеет значительную степень искажения, полная компенсация может быть достигнута путем решения следующих двух подзадач (рисунок 5):

1. Коэффициент мощности, равный единице (ЕКМ): в случае стратегии ЕКМ, ток питания после компенсации имеет ту же форму волны и точки пересечения нуля, что и напряжение.
2. Нулевое искажение тока (НИТ): при использовании стратегии НИТ, ток питания после компенсации становится синусоидальным, независимо от искажений напряжения, и находится в фазе с основной гармоникой напряжения, что обеспечивает коэффициент мощности сдвига фаз, равный единице. Общий коэффициент мощности будет меньше единицы, поскольку на него влияют искажения напряжения.

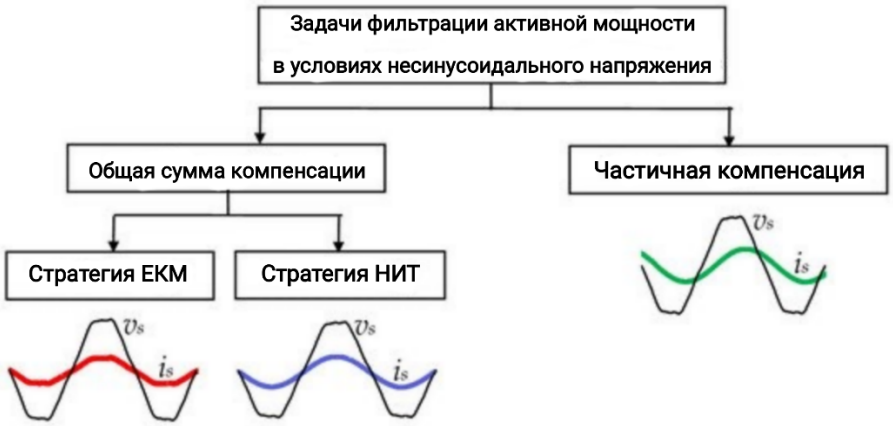


Рисунок 5 – Задачи активной фильтрации мощности при несинусоидальном напряжении

В случае неискаженного напряжения питания частичная компенсация может быть реализована в следующих двух формах [16]:

- компенсация реактивной мощности: при компенсации реактивной составляющей основного тока нагрузки, ток источника питания искажается, но его основная гармоника находится в фазе с напряжением. Достигается единичный коэффициент сдвига фаз.
- компенсация только гармоник тока.

В данном случае возможны следующие два способа реализации:

1.Фильтрация всех гармоник: достигается синусоидальный ток питания, но с отставанием по фазе от напряжения.

2.Селективная фильтрация определенных гармоник: результирующий ток питания перестает быть синусоидальным, а его пересечения нуля отстают по фазе от напряжения.

Качественный скачок в развитии силовой электроники связан с внедрением широкозонных полупроводниковых материалов, таких как карбид кремния (SiC) и нитрид галлия (GaN) [17]. Ключевые преимущества SiC- и GaN-транзисторов по сравнению с традиционными кремниевыми IGBT и MOSFET заключаются в более высокой критической напряженности электрического поля (3–3,3 МВ/см против ~0,3 МВ/см у Si), что позволяет создавать компоненты с меньшим сопротивлением в открытом состоянии R_{on}, и в значительно более высокой скорости насыщения электронов, обеспечивающей потенциальное увеличение частоты переключения на один-два порядка. Это позволяет проектировать АФМ с меньшими габаритами пассивных компонентов (дросселей, конденсаторов) и существенно снизить коммутационные потери, что особенно критично для высокочастотных применений.

Полупроводники с широкой запрещенной зоной (SiC и GaN), обладают значительно превосходящими физическими свойствами по сравнению с традиционными полупроводниками на основе кремния. Эти преимущества проявляются в широкой запрещенной зоне, высокой напряженности электрического поля пробоя, лучшей теплопроводности и высокой скорости насыщения электронов. Запрещенная зона SiC и GaN обычно превышает 3 эВ, тогда как у кремния она составляет всего 1,12 эВ, что позволяет им стабильно работать при более высоких температурах и выдерживать высокие напряжения [18]. По напряженности поля пробоя SiC и GaN примерно на порядок превосходят кремний, что позволяет создавать более тонкие дрейфовые области, снижая тем самым сопротивление во включенном состоянии и потери при переключении. Что касается теплопроводности, то у SiC она примерно в три раза выше, чем у кремния, это означает, что устройства на основе SiC могут более эффективно рассеивать тепло, упрощая конструкцию системы охлаждения. Высокая скорость насыщения электронов делает эти материалы особенно подходящими для высокочастотных применений: скорость насыщения электронов у GaN в 2,5 раза выше, чем у кремния, а у SiC – в 1,5 раза выше. Совокупность этих характеристик дает полупроводникам с широкой запрещенной зоной существенные преимущества в высокомощных, высокотемпературных и высокочастотных применениях. Однако стоит отметить, что, несмотря на явные преимущества в производительности полупроводников с широкой запрещенной зоной, кремний по-прежнему сохраняет свою конкурентоспособность в некоторых областях, особенно с точки зрения стоимости и зрелости производства.

Карбид кремния существует в нескольких полиморфных модификациях, причем 4H-SiC является предпочтительным выбором для силовой электроники благодаря более высокой подвижности электронов и изотропным свойствам. Нитрид галлия обычно имеет гексагональную структуру вюрцита, что способствует образованию двумерного электронного газа с высокой подвижностью электронов [11]. По ширине запрещенной зоны 4H-SiC имеет 3,26 эВ, а GaN — 3,39 эВ; эта небольшая разница приводит к незначительным вариациям в напряжении пробоя и работе при высоких температурах. Теплопроводность SiC (примерно 4,9 Вт/см·К) значительно выше, чем у GaN (примерно 2,3 Вт/см·К), что дает ему преимущество в приложениях с высокой плотностью мощности [7]. Что касается подвижности электронов, то объемный GaN немного превосходит 4H-SiC, но истинное преимущество GaN заключается в двумерном электронном газе, образующемся в его гетероструктурах, где подвижность электронов достигает более 2000 см²/В·с, что делает его превосходным в высокочастотных системах. По критической напряженности поля как SiC, так и GaN значительно превосходят кремний, составляя примерно 3 МВ/см и 3,3 МВ/см соответственно. Сочетание этих характеристик определяет, что SiC более подходит для высокотемпературных и высоковольтных применений, в то время как GaN имеет преимущества в высокочастотных, радиочастотных областях [12].

Основные компоненты потерь в силовых ключах инвертора АФМ складываются из потери проводимости $P_{Пров}$, коммутационных потерь $P_{Ком}$ и потерь в обратном диоде $P_{Диод}$. Таким образом можно записать:

$$P_{Общ} = P_{Пров} + P_{Ком} + P_{Диод}. \quad (6)$$

Для IGBT потери проводимости:

$$P_{Пров} = \left(U_{CE} \cdot I + R_{CE} \cdot I^2\right) \cdot D \cdot m\,, \tag{7}$$

где U_{CE} - падение напряжения между коллектором и эмиттером в открытом состоянии, В;
R_{CE} - динамическое сопротивление в открытом состоянии, Ом;
D - коэффициент заполнения;
m – коэффициент модуляции.

Мощность коммутационных потерь может быть определена как:

$$P_{Ком} = 0,66 \cdot E_{Ком} \cdot f\,, \tag{8}$$

где $E_{Ком}$ – энергия потерь за один цикл коммутации, Дж:

$$E_{Ком} = 0,5 \cdot U \cdot I \cdot (t_{On} + t_{Off})\,. \tag{9}$$

Потери в обратном диоде:

$$P_{Диод} = U_F \cdot I \cdot \left(1 - D\right) + 0,33 \cdot \left(U_{CE} \cdot I \cdot t_{rr} \cdot f\right), \tag{10}$$

где U_F – прямое падение напряжения на диоде В;
t_{rr} – время восстановление диода, с.

Суммарные потери для трехфазного инвертора, состоящего из 6 ключей:

$$P_{Инв} = 6 \cdot P_{Общ}. \tag{11}$$

Масштабное применение активных фильтров для улучшения качества электроэнергии сопряжено с затратами, которые нельзя игнорировать. Поэтому ученые по всему миру проводят исследования, направленные на разработку методов минимизации инвестиционных затрат за счет оптимального подбора размера и размещения этих устройств. В результате оптимизации достигаются требуемые существующими нормами уровни искажений тока и напряжения, а также снижение потерь мощности, вызванных гармоническими искажениями, при меньших затратах [6].

Задача оптимального размещения и выбора мощности АФМ в распределительной сети является многокритериальной. Ее решение направлено на минимизацию капитальных затрат при обеспечении нормативных показателей качества электроэнергии (например, в соответствии с ГОСТ 32144-2013). В качестве целевых функций в литературе рассматриваются не только уменьшения среднеквадратичного значения токов гармоник, но и минимизация потерь активной мощности, вызванных несинусоидальностью, или минимизация установленной мощности АФМ. Для решения данной задачи применяется широкий спектр алгоритмов, включая методы нечеткой логики для учета неопределенностей, роевой интеллект (например, алгоритм частиц, PSO) для глобального поиска решений и генетические алгоритмы для работы с дискретными переменными размещения.

Разработка усовершенствованных многоуровневых преобразователей, в том числе систем управления ими, может повысить эффективность, снизить уровень высокочастотных помех и уменьшить нагрузку на силовые полупроводниковые приборы. Сокращение количества силовых полупроводниковых приборов в топологии активного фильтра мощности – одно из основных направлений исследований [8].

Несмотря на то, что существует множество публикаций об использовании многоуровневых инверторов в активных фильтрах гармоник и продолжают появляться новые

топологии, на практике в большинстве случаев используются только трёхуровневые инверторы. В будущем необходимо активнее внедрять многоуровневые активные фильтры гармоник в распределительных сетях среднего и высокого напряжения.

Разработка усовершенствованных алгоритмов управления для фильтров высших гармоник имеет хорошие перспективы, поскольку позволяет обеспечить точное отслеживание заданных величин и управление в различных сценариях для их устранения. Для повышения точности определения гармоник и реактивного тока, на которую влияет изменение частоты источника питания и задержка фильтров низких частот, в будущем планируется внедрить усовершенствованные адаптивные алгоритмы.

Благодаря модульной и масштабируемой конструкции статические преобразователи частоты могут быть более универсальными и справляться с различными нелинейными нагрузками, что позволяет адаптировать их к требованиям системы и эффективно компенсировать различные рабочие сценарии. Сокращение расходов на электроэнергию и повышение стабильности энергосистемы возможно за счёт масштабного внедрения накопителей энергии с АФМ в современные коммунальные системы [4].

Для повышения качества электроэнергии и снижения общих затрат, связанные с оптимизацией размеров и размещения активных фильтров мощности, могут быть направлены на повышение эффективности процессов оптимизации в крупных и разветвлённых низковольтных сетях. В области решения проблемы размещения активных фильтров мощности можно также отметить новую тенденцию, связанную с динамичным развитием машинного обучения.

Выявление тенденций и перспектив развития в области АФМ позволяет получить полное представление о возможностях использования этого оборудования для улучшения качества электроэнергии в электрических системах.

Выводы. Повышение качества электроэнергии с помощью ШАФМ является актуальной проблемой как с точки зрения разработки инновационных конфигураций силовых цепей, так и с точки зрения передовых решений управления для всех аспектов, которые ее определяют. В этом контексте в данном документе представлен обширный тематический обзор использования ШАФМ в трехфазных трехпроводных системах.

Были представлены основные конфигурации силовых цепей, в первую очередь связанные со стандартной двухуровневой топологией с инвертором источника напряжения и с соответствующими интерфейсными фильтрами. Было проведено сравнение между симметрирующими фильтрами на основе инвертора источника напряжения и на основе инвертора источника тока. Также была представлена топология трёхфазного фильтра с двумя параллельными инверторами, работающими в режиме чередования и использующими один и тот же конденсатор постоянного тока для уменьшения размеров соединительных катушек и нагрузки на конденсатор постоянного тока при переключении.

Среди многоуровневых преобразователей, часто используемых в ШАФМ для улучшения формы сигнала переменного тока и снижения потерь на переключение и напряжения питания силовых полупроводниковых устройств, обсуждаются наиболее практически реализованные трехуровневые топологии и приводятся некоторые сравнения.

Возможности и текущее состояние, обусловленные появлением новых силовых полупроводниковых устройств с новыми характеристиками (более высокая частота переключения, меньшие потери при переключении и более высокая термостойкость), таких как SiC и GaN, также были рассмотрены на основе данных за последние годы.

Проведенный анализ позволяет идентифицировать ключевые векторы развития ШАФМ: переход к многоуровневым топологиям (в первую очередь, трехфазным трехпроводным 3L-NPC) для средневольтных применений, интеграция широкозонных полупроводников (SiC, GaN) для повышения КПД и частоты коммутации, а также разработка адаптивных алгоритмов управления на основе теории мгновенной мощности и машинного обучения для компенсации в условиях динамически изменяющихся нелинейных нагрузок. Комплексная реализация этих направлений позволит существенно повысить эффективность компенсации реактивной

мощности и фильтрации гармоник в современных распределительных сетях.

Список использованной литературы:

1. *Замула К.В., Соколов Ю.В., Карманов А.В.* Активный фильтр гармоник как средство повышения качества электрической энергии // Энергия единой сети. 2018. № 2 (37). С. 22–32.
2. *Белоус А.И., Ефименко С.А., Турцевич А.С.* Полупроводниковая силовая электроника. М., Техносфера, 2013. С. 216.
3. *Гольцова М.* Силовая полупроводниковая электроника Многообещающие технологии становятся реальностью // Электроника: Наука, технология, бизнес. 2014. № 4 (135). С. 54-71.
4. *Борисовский А.П., Литвинов В.В.* Современные средства компенсации реактивной мощности // Молодой учёный». 2019. № 26 (264). С. 61–63.
5. *Schweizer M., Lizama I., Friedli T., Kolar J.* Comparison of the Chip Area Usage of 2-level and 3-level Voltage Source Converter Topologies // Proc. IECON 2010. Nov. 2010.
6. *Зобов И.Б., Мелентьев А.С.* Активные фильтры. Практика компенсации высших гармоник в электроустановках // Новости ЭлектроТехники. 2020. № 4 (124) – 5 (125).
7. *Авдеев Б.А.* Комплексные решения интеграции постоянного и переменного токов в адаптивных интеллектуальных распределительных сетях с помощью твердотельного трансформатора // Энергобезопасность и энергосбережение. 2022. № 3. С. 15–20.
8. *Лебедев А.А., Иванов П.А., Левинштейн М.Е., Мохов Е.Н., и др.* Электроника на основе SiC // РАН. УФН. 2019. № 189. С. 803-848.
9. *Розанов Ю.К.* Силовая электроника. Эволюция и применение. 2018. М.: Знак. С. 140.
10. *Филатов В.В.* Двух- и трехуровневые инверторы на IGBT-модулях // Силовая электроника. № 4. 2012. С. 38-41.
11. *Friedrichs P., Buschkühle M.* The Future of Power Semiconductors – Rugged and Higher Performing Silicon Carbide Transistors // Bodo’s Power. Apr. 2016.
12. *Шклярский Я.Э. Бунтеев Ю.Е., Барданов А.И.* Определение потока активной мощности в цепях с нелинейной нагрузкой // Естественные и технические науки. 2014. № 1 (69). С. 147-152.
13. *Крыльцов С.Б. Шонин О.Б.* Алгоритмы управления сетевыми инверторами на основе теории мгновенной мощности // Современная наука и практика. 2015. №1 (1). С. 25-30.
14. *Горюнов В.Н., Лютаревич А.Г., Четверик И.Н.* Активный фильтр как техническое средство обеспечения качества электроэнергии // Омский научный вестник. 2008. № 1 (64). С. 78–80.
15. *Akagi H.* Active harmonic filters // Proceedings of the IEEE. Vol. 93. Iss. 12. (Dec. 2005). 2005. pp. 2128-2141.
16. *Вынгра А.В., Соболев В.С.* Моделирование интеллектуальной сети электроснабжения с контролем показателей качества электроэнергии // Научно-технический вестник Поволжья. 2024. № 10. С. 105–109.
17. *Руди Д.Ю. Горелов С.В., Руппель А.А.* Анализ использования активных фильтров гармоник в электроэнергетических системах // Молодой учёный. 2020. № 15 (305). С. 124–128.
18. *Зобов И.Б., Мелентьев А.С.* Активные фильтры. Практика компенсации высших гармоник в электроустановках // Новости ЭлектроТехники. 2020. № 4 (124) – 5 (125).

References:

1. Zamula K.V., Sokolov Yu.V., Karmanov A.V. Aktivnyy fil'tr garmonik kak sredstvo povysheniya kachestva elektricheskoy energii [Active harmonic filter as a means of improving the quality of electrical energy] *Energiya yedinoy seti* [Energy of the Unified Grid]. 2018, no. 2 (37), pp. 22–32. (In Russian).
2. Belous A.I., Efimenko S.A., Turtsevich A.S. *Poluprovodnikovaya silovaya elektronika* [Semiconductor Power Electronics]. Moscow, Tekhnosfera Pabl., 2013, 216 p. (In Russian).

3. Gol'tsova M. Silovaya poluprovodnikovaya elektronika Mnogoobeshchayushchiye tekhnologii stanovyatsya real'nost'yu [Power Semiconductor Electronics: Promising Technologies Become Reality]. *Elektronika: Nauka, tekhnologiya, biznes* [Electronics: Science, Technology, Business], 2014, no. 4 (135), pp. 54-71. (In Russian).
4. Borisovskiy A.P., Litvinov V.V. Sovremennyye sredstva kompensatsii reaktivnoy moshchnosti [Modern means of reactive power compensation]. *Molodoy uchenyy* [Young Scientist], 2019, no. 26 (264), pp. 61–63. (In Russian).
5. Schweizer M., Lizama I., Friedli T., Kolar J. Comparison of the Chip Area Usage of 2-level and 3-level Voltage Source Converter Topologies. *Proc. IECON* 2010. Nov. 2010. (In English).
6. Zobov I.B., Melent'yev A.S. Aktivnyye fil'try. Praktika kompensatsii vysshikh garmonik v elektroustanovkakh [Active Filters. Practice of Compensating Higher Harmonics in Electrical Installations]. *Novosti Elektrotekhniki* [Electrical Engineering News], 2020, no. 4 (124) – 5 (125). (In Russian).
7. Avdeyev B.A. Kompleksnyye resheniya integratsii postoyannogo i peremennogo tokov v adaptivnykh intellektual'nykh raspredelitel'nykh setyakh s pomoshch'yu tverdotel'nogo transformatora [Integrated solutions for the integration of direct and alternating currents in adaptive intelligent distribution networks using a solid-state transformer]. *Energobezopasnost' i energosberezheniye* [Energy Security and Energy Saving], 2022, no. 3, pp. 15–20. (In Russian).
8. Lebedev A.A., Ivanov P.A., Levinshteyn M.Ye., Mokhov Ye.N. et al. Elektronika na osnove SiC [Electronics based on SiC]. *RAN. UFN* [RAS. UFN], 2019, vol. 189, pp. 803-848. (In Russian).
9. Rozanov Yu.K. *Silovaya elektronika. Evolyutsiya i primeneniye* [Power Electronics. Evolution and Application]. Moscow, Znak Publ., 2018. 140 p. (In Russian).
10. Filatov V.V. Dvukh- i trekhurovnevyye invertory na IGBT-modulyakh [Two- and three-level inverters based on IGBT modules]. *Silovaya elektronika* [Power Electronics], 2012, no. 4, pp. 38-41. (In Russian).
11. Friedrichs P., Buschkühle M. The Future of Power Semiconductors – Rugged and Higher Performing Silicon Carbide Transistors. *Bodo's Power*. Apr. 2016. (In English).
12. Shklyarskiy, Ya.Ye., Bunteyev, Yu.Ye., Bardanov, A.I. Opredeleniye potoka aktivnoy moshchnosti v tsepyakh s nelineynoy nagruzkoy [Determination of active power flow in circuits with non-linear load]. *Yestestvennyye i tekhnicheskiye nauki* [Natural and Technical Sciences]. 2014, no. 1(69), pp. 147-152. (In Russian).
13. Kryl'tsov, S.B., Shonin, O.B. Algoritmy upravleniya setevymi inverterami na osnove teorii mgnovennoy moshchnosti [Control algorithms for grid inverters based on instantaneous power theory]. *Sovremennaya nauka i praktika* [Modern Science and Practice], 2015, no. 1 (1), pp. 25-30. (In Russian).
14. Goryunov V.N., Lyutarevich A.G., Chetverik I.N. Aktivnyy fil'tr kak tekhnicheskoye sredstvo obespecheniya kachestva elektroenergii [Active filter as a technical means of ensuring power quality]. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2008, no. 1 (64), pp. 78–80. (In Russian).
15. Akagi H. Active harmonic filters. *Proceedings of the IEEE*, vol. 93, nº 12, (Dec. 2005), 2005. pp. 2128-2141. (In English).
16. Vyngra A.V., Sobolev V.S. Modelirovaniye intellektual'noy seti elektrosnabzheniya s kontrolem pokazateley kachestva elektroenergii [Modeling of an intelligent power supply network with power quality indicators control]. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Povolzh'ya* [Scientific and Technical Bulletin of the Volga Region], 2024, no. 10, pp. 105–109. (In Russian).
17. Rudi D.Yu., Gorelov S.V., Ruppel' A.A. Analiz ispol'zovaniya aktivnykh fil'trov garmonik v elektroenergeticheskikh sistemakh [Analysis of the use of active harmonic filters in electric power systems]. *Molodoy uchenyy* [Young Scientist], 2020, no. 15 (305), pp. 124–128. (In Russian).
18. Zobov I.B., Melent'yev A.S. Aktivnyye fil'try. Praktika kompensatsii vysshikh garmonik v elektroustanovkakh [Active Filters. Practice of Compensating Higher Harmonics in Electrical Installations]. *Novosti Elektrotekhniki* [Electrical Engineering News], 2020, no. 4 (124) –5 (125).

(In Russian).

Сведения об авторах / Information about authors

Давыдова Дарья Дмитриевна
магистрант 2 курса направления подготовки Электроэнергетика и электротехника
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
dasadavydova016@gmail.com

Davydova Daria Dmitrievna
2nd-year Master's student in the Electrical Power and Electrical Engineering program
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
dasadavydova016@gmail.com

Авдеев Борис Александрович
канд. техн. наук, доцент кафедры электрооборудования судов и автоматизации производства
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
dirigeant@mail.ru

Avdeev Boris Aleksandrovich
Ph.D. (Engin.), Associate Professor at the Department of Ship's Electrical Equipment and Automatization
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
dirigeant@mail.ru

Вестник Керченского государственного морского технологического университета.
Серия: Морские технологии. 2025. № 4
СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

УДК 621: 534.1

Горбенко А.Н.

СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ ВЫСОКООБОРОТНОЙ РОТОРНОЙ МАШИНЫ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ МАССЫ УПРУГОЙ ПОДШИПНИКОВОЙ ОПОРЫ

Аннотация. В работе выполнен анализ влияния массы подвижного упругого подшипникового узла на амплитуды колебаний ротора и на механические нагрузки в его опорах. Конструкции роторных машин с подвижными опорами позволяют снизить вибрационные перегрузки при прохождении критической частоты вращения в период разгона ротора до рабочей частоты вращения. Получены дифференциальные уравнения движения ротора с учетом поперечных колебаний подвижного опорного узла. Аналитическое решение позволяет рассчитывать параметры вибрации роторной машины. Анализ выполнен на примере конструкции конкретного судового центробежного сепаратора. Установлено, что путем оптимизации массы упругой опоры можно снизить все параметры вибрации. При этом наиболее существенно можно снизить величину реакции в неподвижной опоре ротора, которая является одним из ответственных узлов машины. Получено выражение для определения оптимальной массы упругой опоры.
Ключевые слова: ротор, вибрация, подшипниковый узел, дисбаланс, критическая частота.

Gorbenko A.N.

REDUCING VIBRATION OF A HIGH-SPEED ROTARY MACHINE BY OPTIMIZING THE MASS OF AN ELASTIC BEARING SUPPORT

Abstract. The paper analyzes the influence of the mass of a movable elastic bearing unit on the amplitude of rotor oscillations and on the mechanical loads in its supports. The rotary machines design with movable supports allows for the reduction of vibration overloads when passing the critical rotation frequency during the period of rotor acceleration to the operating mode. Differential equations of rotor motion are obtained taking into account transverse vibrations of the movable support unit. The analytical solution allows calculating the vibration parameters of a rotary machine. The analysis is carried out using the example of the design of a specific marine centrifugal separator. It has been established that by optimizing the mass of the elastic support it is possible to reduce all vibration parameters. In this case, it is possible to significantly reduce the magnitude of the reaction in the fixed rotor support, which is one of the critical components of the machine. The expression for determining the optimal mass of an elastic support is obtained.
Keywords: rotor, vibration, bearing support, imbalance, critical frequency.

Введение. В судовой технике находят широкое применение машины роторного типа различного назначения. Надежность и долговечность таких машин в значительной степени определяется уровнем их вибрации, основным источником которой является неуравновешенность вращающегося ротора [1, 2]. В особенности это относится к высокооборотным роторным машинам, которые работают в закритическом диапазоне частот вращения вала [3, 4].

При изготовлении и монтаже ротор балансируют с определенной степенью точности. Однако во время эксплуатации неизбежно происходит рост дисбаланса ротора. Основные причины разбалансировки ротора в эксплуатации – износы и пластические деформации деталей, образование различных отложения на рабочих поверхностях ротора, тепловые деформации, периодические разборки и сборки механизма. Статистические данные показывают, что в эксплуатации дисбаланс ротора может увеличиться в 5-20 раз [1, 5]. Кроме того, в целом ряде роторных машин (центробежные сепараторы, центрифуги и т.п.) появление существенных дисбалансов ротора неизбежно связано с выполнением основной технологической функции машины.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Во многих конструкциях высокооборотных машин с целью снижения амплитуд колебаний и нагрузок на рабочих режимах применяется установка ротора на упругие (нежесткие) опоры [3, 6]. Такое конструктивное решение позволяет снизить вибрационные перегрузки при прохождении критической частоты вращения в период разгона ротора до рабочей частоты вращения [1, 5]. При этом корпус подшипника ротора соединен с неподвижным корпусом машины через упругие элементы. Поэтому при работе корпус подшипникового (опорного) узла совершает поперечные колебательные движения вместе с ротором, однако при этом не вращается.

Изучению динамики движения роторных механизмов посвящено значительное число работ (см., например, [7, 8] и др.). Однако при традиционном подходе к составлению физической модели механической системы не учитывается инерционная подвижность корпуса подшипникового узла. В то же время движение такой присоединенной массы может заметно вилять на динамику механической системы [1, 5]. В связи с этим изучение влияния указанного фактора является актуальной задачей.

Целью работы является анализ влияния массы подвижного упругого подшипникового узла на амплитуды колебаний ротора и на механические нагрузки в его опорах, а также разработка рекомендаций для выбора оптимального значения этой массы для снижения вибрации роторной машины. Анализ выполняется применительно к ротору, установленному на двух опорах, одна из которых жесткая (неподвижная), а вторая – упругая (податливая).

Физическая модель. Основные допущения. Рассматриваемая механическая система (см. рис.1) состоит из жесткого ротора, установленного на двух опорах. Опора D представляет собой неподвижный сферический подшипник. Вторая опора B состоит из подшипника, запрессованного в его корпус массой m_B, который в свою очередь через упругие элементы (пружины и т.п.) соединен с неподвижным основанием. Диск ротора массой m установлен консольно относительно его опор. При этом диск ротора статически неуравновешен и вращается вокруг геометрической оси с постоянной угловой скоростью ω и одновременно колеблется в поперечной плоскости. Поперечным колебаниям ротора, вызванным его дисбалансом, препятствуют силы упругости податливой опоры B и вязкого сопротивления (демпфирования).

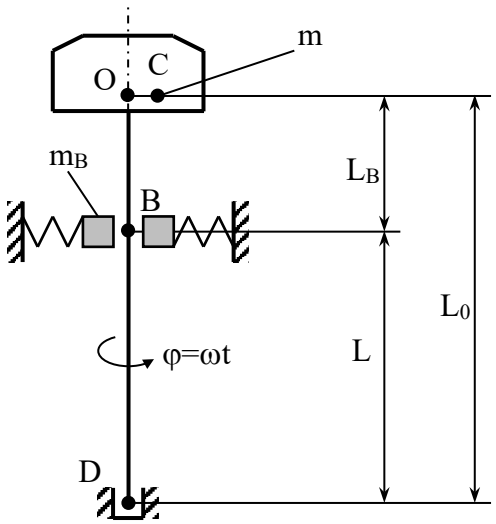


Рисунок 1 – Схема механической системы роторной машины

Основные допущения принятой физической модели: ротор рассматривается как диск, вся масса которого сосредоточена в точке C (центре масс); полагаем несущественными влияние силы тяжести, инерции угловых колебаний ротора, динамического дисбаланса ротора и его осевых колебаний. Рассматривается установившийся режим движения.

Геометрическая модель ротора приведена на рис. 2. Для описания положения ротора в

произвольный момент времени вводим неподвижную систему координат xyz с с центром в точке D.

В качестве обобщенных координат механической системы выбираем поперечные координаты x, y точки O крепления диска к валу ротора и угловое положение ротора φ.

Текущие геометрические координаты точек C и B выражаются через обобщенные координаты следующим образом:

$$\begin{aligned} x_C &= x + r\cdot\cos\varphi; \qquad x_B = x\cdot\nu; \\ y_C &= y + r\cdot\sin\varphi; \qquad y_B = y\cdot\nu, \end{aligned} \tag{1}$$

где $\nu = \dfrac{L}{L_0}$; φ=ωt; r = |OC| – эксцентриситет диска ротора.

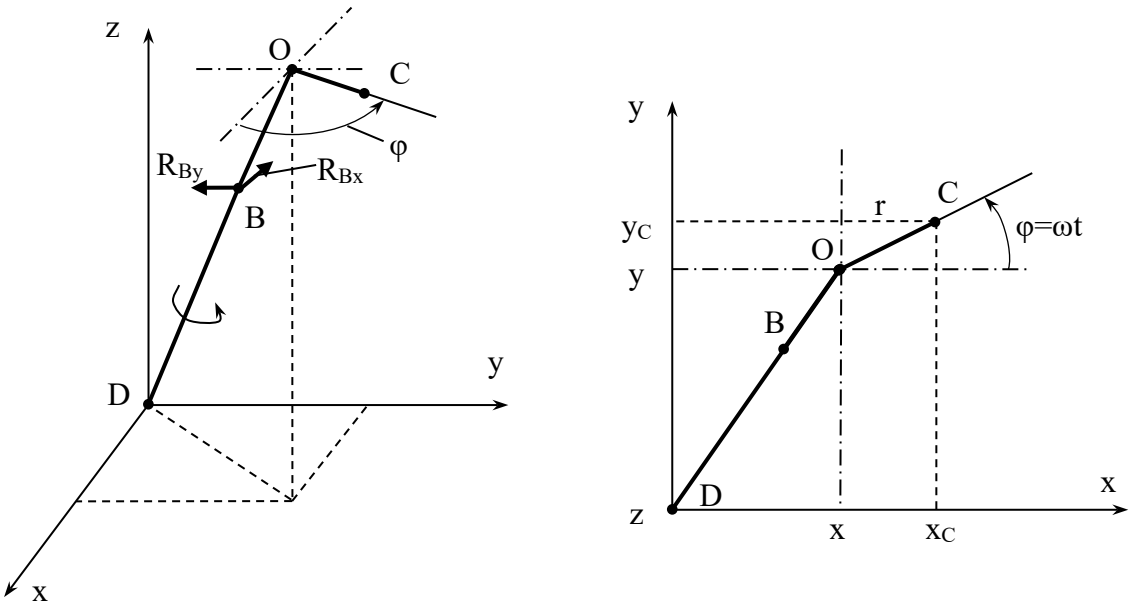


Рисунок 2 – Движение ротора в пространстве

Уравнения движения механической системы. Для составления уравнений движения воспользуемся уравнениями Лагранжа 2-го рода [5, 9]:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}}\right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x; \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}}\right) - \frac{\partial T}{\partial y} = Q_y; \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}}\right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \tag{2}$$

где T – кинетическая энергия; Q_x, Q_y, Q_φ – обобщенные силы, соответствующие обобщенным координатам x, y, φ.

Кинетическая энергия ротора:

$$T = 0{,}5J\dot{\varphi}^2 + 0{,}5m\left(\dot{x}_C^2 + \dot{y}_C^2\right) + 0{,}5m_B\left(\dot{x}_B^2 + \dot{y}_B^2\right), \tag{3}$$

где J, m – полярный массовый момент инерции и масса диска ротора; m_B – масса подвижного подшипникового узла опоры B; x_C, y_C – координаты центра масс диска; x_B, y_B – координаты центра масс подшипникового узла.

Поскольку данная механическая система неконсервативная, то обобщенные силы, как известно, определяются путем анализа вариаций обобщенных координат и работ всех активных сил, действующих в системе. К активным (внешним) силам, действующим на ротор, относятся:

R_B – упругая реакция податливой опоры B;

H_B – сила вязкого сопротивления поперечным колебаниям, создаваемая в роторе и в податливой опоре и приведенная к точке B.

Кроме этого, на вал действует реакция R_D в жесткой опоре D. Однако она совершает нулевую работу, поскольку эта опора неподвижна.

Учтем, что проекции упругой реакции R_B и силы вязкого сопротивления H_B связаны с обобщенными координатами следующим образом:

$$\begin{aligned} R_{Bx} &= \nu K_B x; & H_{Bx} &= \nu h_B x; \\ R_{By} &= \nu K_B y; & H_{By} &= \nu h_B y, \end{aligned} \tag{4}$$

где K_B – коэффициент жесткости опоры B; h_B – коэффициент вязкого демпфирования, приведенный к точке B.

Проделав указанный анализ, получаем выражения для обобщенных сил:

$$Q_x = -\nu^2 K_B x - \nu^2 h_B \dot{x}; \quad Q_y = -\nu^2 K_B y - \nu^2 h_B \dot{y}\ . \tag{5}$$

Далее подставляем выражения (1), (3)-(5) в уравнения Лагранжа (2). После соответствующих преобразований получаем уравнения движения ротора в виде:

$$\begin{aligned} &m\ddot{x} + m_B \nu^2 \ddot{x} + \nu^2 h_B \dot{x} + \nu^2 K_B x = mr\ddot{\varphi}\sin\varphi + mr\dot{\varphi}^2\cos\varphi; \\ &m\ddot{y} + m_B \nu^2 \ddot{y} + \nu^2 h_B \dot{y} + \nu^2 K_B y = -mr\ddot{\varphi}\cos\varphi + mr\dot{\varphi}^2\sin\varphi. \end{aligned} \tag{6}$$

Так как рассматривается установившейся режим работы, то уравнение движения координаты φ известен и имеет вид: φ=ωt. Поэтому система уравнений (6) не содержит уравнение по координате φ, а оставшиеся уравнения (по x, y) можно значительно упростить.

В результате получаем систему уравнений движения ротора в виде:

$$\begin{aligned} &\ddot{x} + \beta\dot{x} + p^2 x = \xi \cdot r\omega^2 \cos\omega t; \\ &\ddot{y} + \beta\dot{y} + p^2 y = \xi \cdot r\omega^2 \sin\omega t, \end{aligned} \tag{7}$$

где $\beta = \dfrac{\nu^2 h_B}{m + \nu^2 m_B}$; $p^2 = \dfrac{\nu^2 K_B}{m + \nu^2 m_B}$; $\xi = \dfrac{m}{m + \nu^2 m_B}$; $\mu_B = \dfrac{m_B}{m}$;

β – удельный коэффициент вязкого сопротивления; p – собственная частота колебаний; μ_B – относительная масса подшипникового узла.

Амплитуды колебаний и усилий в опорах ротора. Решив систему уравнений (7) и отбросив часть решения, соответствующую свободным затухающим колебаниям системы, получим следующие выражения для обобщенных координат в функции от времени:

$$\begin{aligned} x(t) &= a\cos\omega t - b\sin\omega t; \\ y(t) &= a\sin\omega t + b\cos\omega t; \end{aligned} \quad \text{или} \quad \begin{aligned} x(t) &= A\cos(\omega t + \gamma); \\ y(t) &= A\sin(\omega t + \gamma); \end{aligned} \quad tg\gamma = \frac{b}{a}\ , \tag{8}$$

где

$$a = \frac{mr\omega^2\left(K_1 - M_1\omega^2\right)}{\Delta}; \quad b = \frac{mr\omega^3 h_1}{\Delta}; \quad \Delta = \left(K_1 - m_B\omega^2\right)^2 + h_1^2\omega^2;$$

$$M_1 = m + \nu^2 m_B = m\left(1 + \mu_B\nu^2\right); \quad h_1 = \nu^2 h_B; \quad K_1 = \nu^2 K_B.$$

Уравнения (8) описывают вынужденные колебания механической системы под действием сил инерции дисбаланса после затухания её свободных колебаний.

Из уравнений (8) находим выражение для модуля амплитуды колебаний ротора:

$$A = \sqrt{x(t)^2 + y(t)^2} = \frac{mr\omega^2}{\sqrt{\left(K_1 - M_1\omega^2\right)^2 + h_1^2\omega^2}}. \quad (9)$$

Определим далее амплитуды реакций в опорах ротора.

Нагрузка в податливой опоре B пропорциональна деформации упругих элементов x_B, y_B. Поэтому, исходя из (1) и (8), определяем уравнения изменения проекций реакции R_B:

$$\begin{aligned} R_{Bx}(t) &= -K_B x_B(t) = -\nu K_B A\cos(\omega t + \gamma); \\ R_{By}(t) &= -K_B y_B(t) = -\nu K_B A\sin(\omega t + \gamma). \end{aligned}.$$

Отсюда амплитуда реакции в податливой опоре B:

$$\left|R_B\right| = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \nu K_B A. \quad (10)$$

Реакцию в опоре D определим исходя из теоремы о движении центра масс механической системы, согласно которой

$$M_\Sigma \ddot{x}_\Sigma = \sum_i F_{xi}.; \quad M_\Sigma \ddot{y}_\Sigma = \sum_i F_{yi}, \quad (11)$$

где $M_\Sigma = m + m_B$; x_Σ, y_Σ – текущие координаты общего центра масс механической системы; $\sum_i F_{xi}, \sum_i F_{yi}$ – суммы проекций всех активных сил, действующих на механическую систему.

Рассмотрим вначале левые части уравнений (11):

$$\begin{aligned} M_\Sigma x_\Sigma &= m x_C + m_B x_B; \\ M_\Sigma y_\Sigma &= m y_C + m_B y_B. \end{aligned} \quad (12)$$

Далее берем первые и вторые производные, предварительно подставив законы движения для координат x_C, x_B, y_C, y_B из выражений (1). Тогда:

$$\begin{aligned} M_\Sigma \ddot{x}_\Sigma &= (m + \nu m_B)\ddot{x} - mr\omega^2\cos\omega t; \\ M_\Sigma \ddot{y}_\Sigma &= (m + \nu m_B)\ddot{y} - mr\omega^2\sin\omega t. \end{aligned} \quad (13)$$

Правые части уравнений (11) имеют вид:

$$\begin{aligned} \sum_i F_{xi} &= R_{Dx} + R_{Bx} + H_{Bx} = R_{Dx} - \nu K_B x - \nu h_B \dot{x}; \\ \sum_i F_{yi} &= R_{Dy} + R_{By} + H_{By} = R_{Dy} - \nu K_B y - \nu h_B \dot{y}. \end{aligned} \quad (14)$$

Подставив полученные выражения (13), (14) в исходную систему (11), получаем:

$$\begin{aligned} (m + \nu m_B)\ddot{x} - mr\omega^2\cos\omega t &= R_{Dx} - \nu K_B x - \nu h_B \dot{x}; \\ (m + \nu m_B)\ddot{y} - mr\omega^2\sin\omega t &= R_{Dy} - \nu K_B y - \nu h_B \dot{y}. \end{aligned} \quad (15)$$

Выражения для проекций реакции в шарнирной опоре D находим из (15), которые после преобразований можно представить в виде:

$$\begin{aligned} R_{Dx} &= -\frac{1-\nu}{\nu} m\left(\ddot{x} - r\omega^2\cos\omega t\right); \\ R_{Dy} &= -\frac{1-\nu}{\nu} m\left(\ddot{y} - r\omega^2\sin\omega t\right); \end{aligned} \quad \text{или} \quad \begin{aligned} R_{Dx} &= -\frac{1-\nu}{\nu} m\ddot{x}_C; \\ R_{Dy} &= -\frac{1-\nu}{\nu} m\ddot{y}_C. \end{aligned}, \quad (16)$$

Последние выражения можно также записать как явные функции времени t, используя

полученные выше решения (8):

$$R_{Dx} = -\frac{1-\nu}{\nu} m\omega^2 \left[(a+r)\cos\omega t - b\sin\omega t\right];$$

$$R_{Dy} = -\frac{1-\nu}{\nu} m\omega^2 \left[(a+r)\sin\omega t + b\cos\omega t\right].$$

Отсюда выражение для амплитуды реакции в жесткой опоре D имеет вид:

$$\left|R_D\right| = \frac{1-\nu}{\nu} m\omega^2 \sqrt{(a+r)^2 + b^2}\,, \tag{17}$$

где выражения для коэффициентов a и b см. в (8).

Полученные таким образом выражения (9), (10) и (17) дают возможность определения амплитуд колебаний ротора A и реакций в его опорах с учетом влияния подвижной массы m_B.

В дополнение к этому получим также приближенные варианты этих формул. Из теории колебаний известно, что на нерезонансных режимах амплитуды колебаний тел механической системы слабо зависят от уровня демпфирования. В связи с этим для получения приближенных формул будем полагать, что демпфирование в механической системе отсутствует, т.е. $h_B=h_1=0$.

С учетом принятого допущения приближенные выражения для амплитуд колебаний ротора и реакций в его опорах после преобразований принимают вид:

$$A \approx r\frac{m\omega^2}{\left|K_1 - M_1\omega^2\right|}; \tag{18}$$

$$\left|R_B\right| = \nu K_B A \approx \nu K_B r\frac{m\omega^2}{\left|K_1 - M_1\omega^2\right|}; \tag{19}$$

$$\left|R_D\right| \approx \frac{1-\nu}{\nu} mr\omega^2 \left|\frac{K_1 - \nu^2 m_B\omega^2}{K_1 - M_1\omega^2}\right|. \tag{20}$$

Анализ влияния массы подшипникового узла на вибрацию ротора. Полученные выше выражения позволяют проанализировать влияние значения присоединенной массы опорного узла на параметры вибрации роторной машины. Данный анализ проведен численно на примере судового центробежного сепаратора марки Alfa-Laval MAPX 204 TG-24.

Центробежные сепараторы топлива и масла предназначены для удаления из жидкости механических примесей и воды. Особенностью является то, что их основной технологический процесс сопровождается отложением примесей внутри вращающегося барабана. В результате этого неизбежно происходит увеличение дисбаланса ротора и, как следствие, вибрации роторной машины.

Данный сепаратор представляет собой роторную машину с жестким вертикальным консольным ротором, установленным на шарнирной и упругой опорах (см. рис.1). Верхняя опора содержит подвижный корпус подшипника. Центробежный сепаратор работает в закритической области частоты вращения ($n_{раб} > n_{кр}$).

Расчетный анализ выполнен при следующих исходных данных: $n_{раб}$= 8700 об/мин; m = 40,9 кг; r=0,00008 м; L= 0,272 м; L_0=0,46 м; K_B=7,5 МН/м; h_B=750 кг/с. Угловая скорость вращения ротора вычислялась по известной формуле $\omega=\pi n/30$.

При этом критическая частота вращения ротора (при нулевой массе m_B) равна $n_{кр}$= 2418 об/мин и геометрический коэффициент $\nu=L/L_0$=0,591. Относительная масса подшипникового узла $\mu_B=m_B/m$ варьировалась в диапазоне 0…1.

На рисунке 3 приведены рассчитанные по формулам (9), (10) и (17) графики зависимостей амплитуд колебаний ротора A и реакций опор B и D от относительной массы μ_B при рабочей частоте вращения $n_{раб}$.

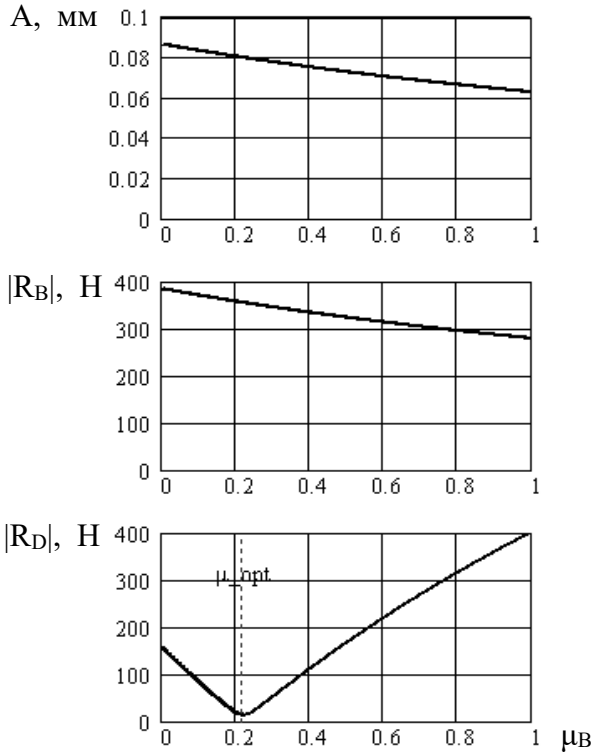


Рисунок 3 – Зависимости амплитуд колебаний ротора A и реакций опор B и D от относительной массы μ_B упругой опоры при рабочей частоте вращения $n_{раб}$

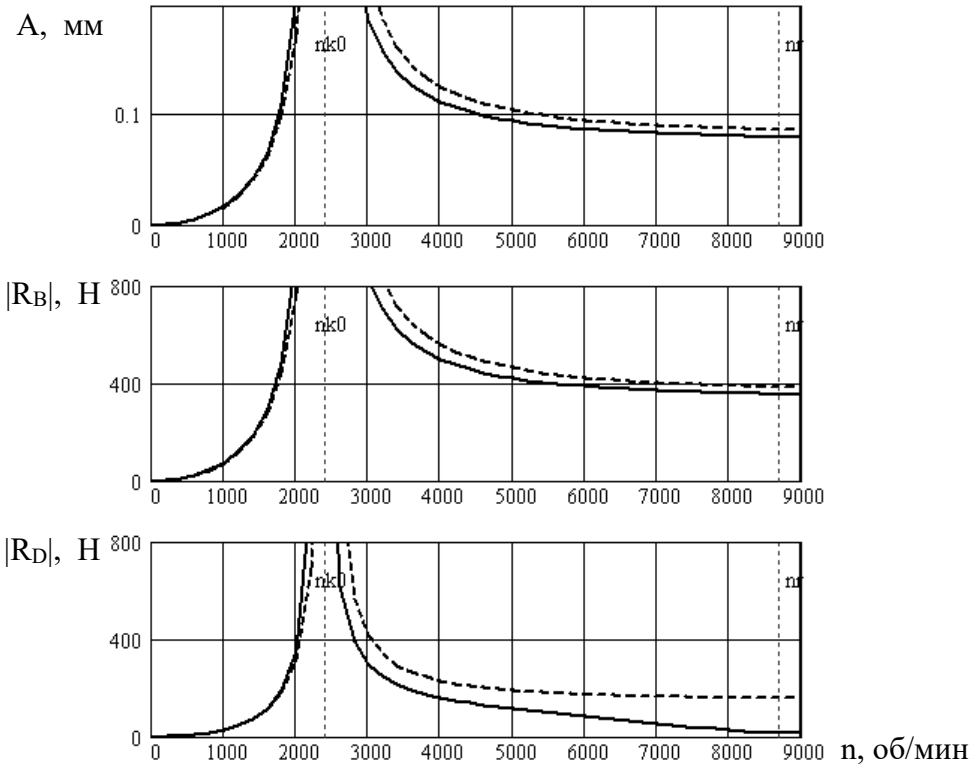


Рисунок 4 – Зависимости амплитуд колебаний ротора A и реакций опор B и D от частоты вращения n при относительной массе μ_B=0,221 (сплошные линии) и μ_B=0 (пунктирные линии)

На рисунке 4 приведены зависимости параметров вибрации машины от частоты вращения ротора n при относительной массе $\mu_B=m_B/m$ =0,221. Кроме того, для удобства

сравнения на рисунке 5 представлены графики относительных величин, характеризующих влияние массы подшипникового узла на вибрацию роторной машины:

$$\frac{A}{A_0};\ \frac{|R_B|}{|R_{B0}|};\ \frac{|R_D|}{|R_{D0}|},$$

где A_0, $|R_{B0}|$, $|R_{D0}|$ – базовые значения амплитуд колебаний ротора и реакций опор при $m_B=0$.

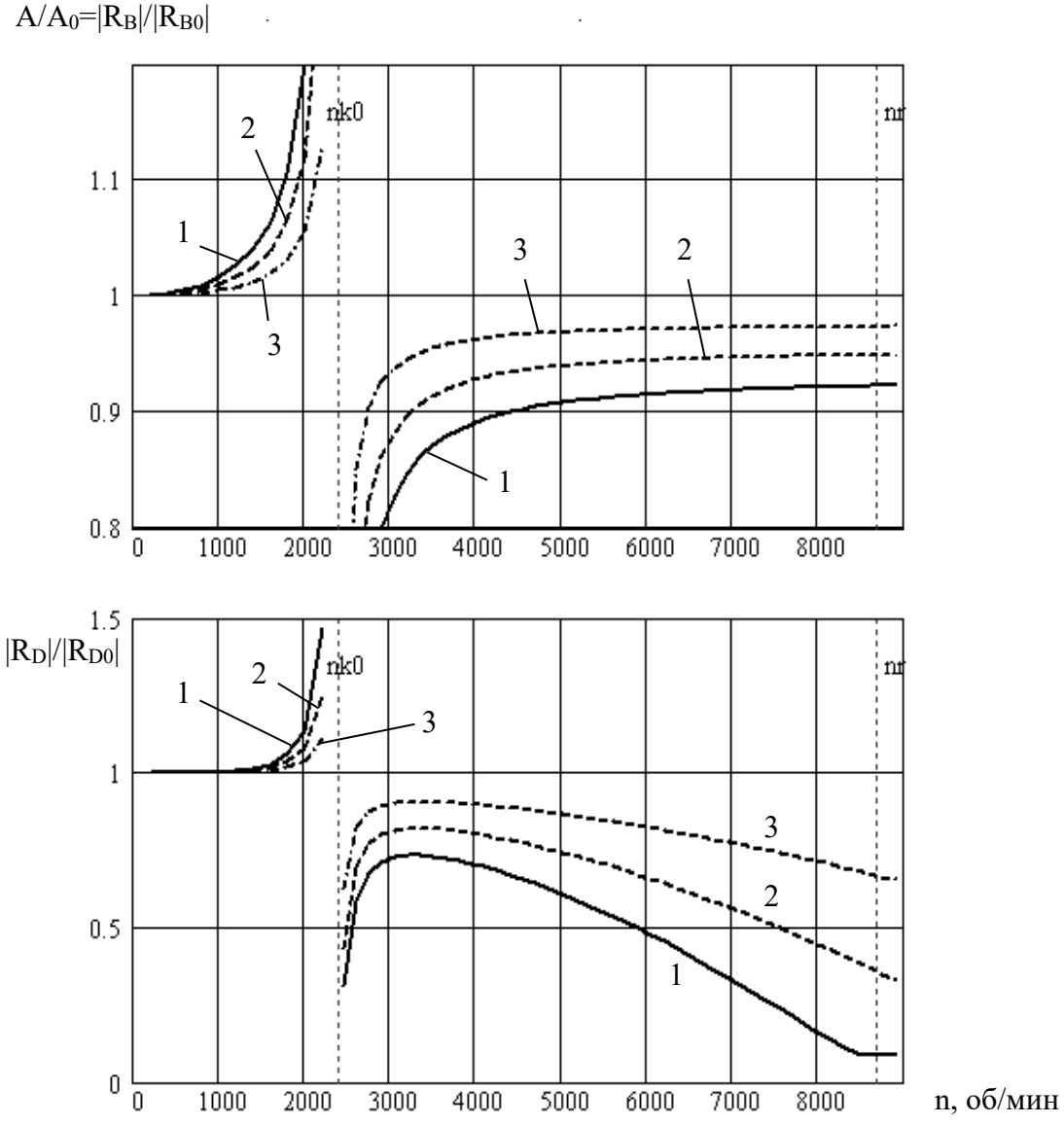


Рисунок 5 – Зависимости относительных амплитуд колебаний ротора и относительных реакций опор B и D от частоты вращения n при:
1 – μ_B=0,221; 2 – μ_B=0,14; 3 – μ_B=0,07

Из приведенных графиков видно, что наличие присоединенной массы μ_B упругого подшипникового узла снижает значения всех параметров вибрации роторной машины в закритическом диапазоне частоты вращения. При частотах вращения, меньших критической, вибрация наоборот возрастает.

При этом увеличение этой массы (при фиксированной рабочей частоте вращения) приводит к монотонному снижению амплитуды колебаний ротора A и реакции $|R_B|$ в податливой опоре B.

В то же время влияние на нагрузку $|R_{B0}|$ в жесткой опоре D носит неоднозначный характер (см. рисунок 3). Однако при некотором значении μ_B имеет место отчетливо выраженный локальный минимум, при котором величина $|R_{B0}|$ практически равна нулю. Это обстоятельство особенно важно, поскольку по опыту эксплуатации данных машин жесткая опора является одним из наиболее напряженных узлов. Таким образом, анализ показывает, что существует значительный резерв для снижения вибрации неподвижной опоры D ротора на рабочей частоте вращения (см. рис. 3). Данное явление аналогично эффекту «антирезонанса», известному из теории колебаний механических систем [1, 10].

Представляет интерес выяснить, от чего зависит оптимальное значение массы упругой подшипниковой опоры. Приближенное выражение для оптимального значения массы μ_B^{opt}, при котором нагрузка $|R_D|$ в жесткой опоре минимальна, можно получить на основе формулы (20) (приняв условие, что нагрузка равна нулю):

$$m_B^{opt} \approx \frac{K_B}{\omega^2}; \quad \mu_B^{opt} \approx \frac{K_B}{m\omega^2} \quad \text{или} \quad \mu_B^{opt} \approx \frac{p_{kp0}^2}{\nu^2\omega^2}, \tag{21}$$

где $p_{kp0}^2 = \frac{\nu^2 K_B}{m}$ – собственная частота колебаний при μ_B=0.

При указанных выше исходных данных оптимальное значение относительной массы подшипникового узла приблизительно составляет $\mu_B^{opt} \approx 0{,}221$. Это значение хорошо согласуется с графиком на рисунке 3, что подтверждает адекватность формул (21).

Выводы. Таким образом, в данной работе показана возможность снижения вибрации судовой роторной машины путем рационального выбора массы упругой подшипниковой опоры ротора. Полученные выражения позволяют исследовать с учетом указанного фактора динамику двухопорного жесткого ротора с различным расположением диска.

По результатам проведенного анализа динамики роторной машины с консольным расположением диска и закритическим режимом работы можно сделать следующие выводы:

а) Наличие присоединенной массы подшипникового узла снижает вибрацию в закритическом диапазоне частоты вращения. При частотах вращения, меньших критической, вибрация увеличивается.

б) Для данной роторной машины рекомендуется оптимальное значение относительной массы подшипникового узла $\mu_B^{opt} = 0{,}221$ (по критерию минимума нагрузки в жесткой опоре ротора). При этом на рабочей частоте вращения ротора амплитуда его колебаний и нагрузка в податливой опоре снижаются на 8%, а нагрузка в жесткой опоре снижается на 91% (по сравнению со случаем, когда μ_B=0).

Для определения оптимальной массы упругой подшипниковой опоры ротора рекомендуется использовать формулу (21).

Результаты выполненного исследования имеют практическое и теоретическое значение для повышения эксплуатационной эффективности судовых роторных машин. Полученная математическая модель может быть использована для дальнейшего анализа динамики ротора с иным расположением диска.

Список использованной литературы

1. Вибрации в технике: Справочник. Том 1. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.
2. *Манушин Э.А., Суровцев И.Г.* Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1990. 399 с.
3. *Костюк А.Г.* Динамика и прочность турбомашин. М.: МЭИ, 2007. 476 с.
4. *Леонтьев М.К.* Конструкция и расчет демпферных опор роторов ГТД. М.: МАИ, 2020. 78 с.
5. *Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В.* Расчет и конструирование роторных машин.

Л.: Машиностроение, 1977. 288 с.
6. *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.
7. *Горбенко А.Н., Шаратов А.С.* Анализ колебаний вращающегося ротора со статической и динамической неуравновешенностями // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. Серия: Морские технологии. 2023. № 2. С. 32-40.
8. *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. Vol. 103. P. 344-359.
9. *Горбенко А.Н., Демьяненко М.В.* Влияние массы подвижного подшипникового узла на вибрацию судовой роторной машины // Рыбное хозяйство Украины. 2012. № 4 (81). С. 28-34.
10. *Genta G.* Dynamics of Rotating Systems. New York: Springer, 2005. 658 p.

References:

1. *Vibracii v tekhnike: Spravochnik* [Vibrations in Technology: Handbook]. vol. 1. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978, 352 p. (In Russian).
2. Manushin Eh.A., Surovcev I.G. *Konstruirovanie i raschet na prochnost' turbomashin gazoturbinnykh i kombinirovannykh ustanovok* [Design and strength calculation of turbomachines for gas turbine and combined cycle plants]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990, 399 p. (In Russian).
3. Kostyuk A.G. *Dinamika i prochnost' turbomashin* [Dynamics and strength of turbomachines]. Moscow, MEHI Publ., 2007, 476 p. (In Russian).
4. Leont'ev M.K. *Konstrukciya i raschet dempfernykh opor rotorov GTD* [Design and calculation of damper supports for gas turbine engine rotors]. Moscow, MAI Publ., 2020, 78 p. (In Russian).
5. Kel'zon A.S., Zhuravlev Yu.N., Yanvarev N.V. *Raschet i konstruirovanie rotornykh mashin* [Calculation and design of rotary machines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1977, 288 p. (In Russian).
6. Korolyov V.V. Diagnostika i kontrol' mekhanicheskih napryazhenij i vibracij v sudovyh elektrotekhnicheskih kompleksah i sistemah [Diagnostics and control of mechanical stresses and vibrations in ship electrical complexes and systems]. *Ekspluataciya morskogo transporta* [Operation of Maritime Transport], 2010, no. 3 (61), pp. 52-57. (In Russian).
7. Gorbenko A.N., Sharatov A.S. Analiz kolebanij vrashchayushchegosya rotora so staticheskoj i dinamicheskoj neuravnoveshennostyami [Analysis of vibrations of a rotating rotor with static and dynamic unbalances]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta. Seriya: Morskie tekhnologii* [Bulletin of the Kerch State Marine Technological University. Series: Marine Technologies]. Kerch, 2023, no. 2, pp. 32-40. (In Russian).
8. 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, vol. 103, pp. 344-359. (In English).
9. Gorbenko A.N., Dem'yanenko M.V. Vliyaniya massy podvizhnogo podshipnikovogo uzla na vibraciyu sudovoj rotornoj mashiny [The influence of the mass of a moving bearing unit on the vibration of a marine rotary machine]. *Rybnoe khozyajstvo Ukrainy* [Fisheries of Ukraine], 2012, no. 4 (81), pp.28-34. (In Russian).
10. Genta G. *Dynamics of Rotating Systems*. New York, Springer, 2005. 658 p. (In English).

Сведения об авторе / Information about author

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

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

УДК 629.124.4:539.3

Степанковский В.В., Богатырева Е.В., Таточенко И.И.

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ РАСЧЕТА ДНИЩЕВЫХ ПЕРЕКРЫТИЙ МЕТОДОМ СИЛ

Аннотация. При проектировании и расчете корпуса судна его можно рассматривать как замкнутую тонкостенную оболочку сложной формы, подкрепленную жесткими связями, имеющую различные местные особенности и находящуюся под действием сложного комплекса внешних сил, возникающих в процессе эксплуатации судна в море. При таком подходе стремятся к учету совместной работы и взаимодействия отдельных конструкций в составе корпуса судна. Такой учет позволяет более правильно оценить действительное распределение усилий в рассматриваемой конструкции. Стремление обеспечить прочность днищевых связей при перевозке тяжелых грузов и существенной неравномерности загрузки по длине судна привело к широкому применению стрингерной конструкции днища, т. е. к конструкции с большим числом связей и узлов пересечения балок. В статье рассматривается вопрос применимости классического метода сил, традиционно используемого для расчёта стержневых систем, к анализу днищевых перекрытий, расположенных в трех смежных отсеках судов для навалочных грузов.
Ключевые слова: конструкция днища, днищевые перекрытия, навалочные грузы, метод сил, матрица.

Stepankovskii V.V., Bogatyreva E.V., Tatochenko I.I.

ASSESSMENT OF THE POSSIBILITY OF CALCULATING BOTTOM PLATINGS USING THE FORCE METHOD

Abstract. When designing and calculating a vessel's hull, it can be considered as a closed thin-walled shell of complex shape, reinforced by rigid connections, having various local features and being influenced by a complex complex of external forces that arise during the operation of the vessel at sea. With this approach, they strive to take into account the collaboration and interaction of individual structures within the ship's hull. Such accounting allows for a more accurate assessment of the actual distribution of forces in the structure under consideration. The desire to ensure the strength of the bottom connections when transporting heavy loads and significant uneven loading along the length of the vessel has led to the widespread use of the bottom stringer structure, i.e. to a structure with a large number of connections and beam crossing points. The article discusses the applicability of the classical force method, traditionally used for calculating rod systems, to the analysis of bottom platings located in three adjacent compartments of ships for bulk cargo.
Keywords: bottom structure, bottom platings, bulk loads, force method, matrix.

Введение. Для судов российского флота, предназначенных для перевозки навалочных грузов, характерна однопалубная конструкция с кормовым расположением силовой установки, с двойным дном, подпалубными и скуловыми бортовыми цистернами, с чередованием коротких и длинных трюмов. При перевозке тяжелых грузов (руды, концентратов) только короткие трюмы заполняются грузом, а длинные остаются пустыми. При перевозке легких грузов обычно заполняются все трюмы, причем в зависимости от рода перевозимого груза отдельные трюмы могут заполняться частично. Указанные схемы загрузки связаны со стремлением улучшить мореходные качества судна и повысить безопасность плавания путем предотвращения возможных смещений груза в трюме. Также от состояния корпуса судна в значительной степени зависят как эксплуатационные, так и экономические показатели судна [1].

При перевозке тяжелых грузов нагрузка, действующая на днищевые перекрытия, по всей

длине судна неравномерна: она очень велика только у днищевых перекрытий загруженных трюмов. Это приводит к необходимости расчета так называемых неразрезных перекрытий, состоящих из нескольких смежных перекрытий.

Стремление обеспечить прочность днищевых связей при перевозке тяжелых грузов и существенной неравномерности загрузки по длине судна привело к широкому применению стрингерной конструкции днища, т. е. к конструкции с большим числом связей и узлов пересечения балок [2, 3].

Современные подходы к расчёту днищевых перекрытий в основном опираются на численные методы, в первую очередь – на метод конечных элементов (МКЭ), реализованный в специализированных программных комплексах [4-7]. Однако в ряде случаев возникает потребность в использовании классических аналитических и полуаналитических методов строительной механики.

Целью исследования является оценка применимости классического метода сил, традиционно используемого для расчёта стержневых систем, к анализу днищевых перекрытий, расположенных в трех смежных отсеках судов для навалочных грузов.

Материалы и методы исследования. Для достижения поставленной цели в работе использован комплексный подход, сочетающий аналитические и численные методы. В качестве основного инструмента аналитического расчёта применены основные зависимости метода сил – классического метода строительной механики, предназначенный для определения внутренних усилий в статически неопределимых системах.

Результаты исследования и их обсуждение. Для судов российского флота, предназначенных для перевозки навалочных грузов, характерна однопалубная конструкция с кормовым расположением силовой установки, с двойным дном, подпалубными и скуловыми бортовыми цистернами, с чередованием коротких и длинных трюмов. При перевозке тяжелых грузов (руды, концентратов) только короткие трюмы заполняются грузом, а длинные остаются пустыми. При перевозке легких грузов обычно заполняются все трюмы, причем в зависимости от рода перевозимого груза отдельные трюмы могут заполняться частично. Указанные схемы загрузки связаны со стремлением улучшить мореходные качества судна и повысить безопасность плавания путем предотвращения возможных смещений груза в трюме [8,9].

При перевозке тяжелых грузов нагрузка, действующая на днищевые перекрытия, по всей длине судна неравномерна: она очень велика только у днищевых перекрытий загруженных трюмов. Это приводит к необходимости расчета так называемых неразрезных перекрытий, состоящих из нескольких смежных перекрытий.

Стремление обеспечить прочность днищевых связей при перевозке тяжелых грузов и существенной неравномерности загрузки по длине судна привело к широкому применению стрингерной конструкции днища, т. е. к конструкции с большим числом связей и узлов пересечения балок.

Применительно к расчету перекрытия, представляющего собой систему пересекающихся балок, метод сил известен в судостроении как метод приравнивания прогибов в узлах пересечения балок [9].

Из шести реакций, возникающих в каждом узле, отличной от нулевой считается вертикальная реакция.

Каноническая система уравнений метода сил составляется из условия равенства прогибов от действия внешней нагрузки и от неизвестных вертикальных реакций в узловых точках перекрытия. Внешняя нагрузка заменяется сосредоточенными силами, прилагаемыми в узловых точках к балкам главного направления.

В матричной форме каноническая система уравнений метода сил записывается в виде:

$$D\bar{X} + \bar{G} = 0 \qquad (1)$$

где D – матрица коэффициентов канонической системы;

$\bar{X}$ – вектор-столбец неизвестных реакций взаимодействия между балками перекрытия в узлах;

$\bar{G}$ – вектор-столбец прогибов в узлах балок главного направления от внешней нагрузки.

Матрица D формируется из элементов матриц прогибов от единичных сил, приложенных в узловых точках балок, входящих в состав перекрытия. Вычисление элементов этих матриц производится по формуле Мора, представляемой также в матричной форме:

$$V = J_s' T J_s, \tag{2}$$

где J_s – матрица изгибающих моментов от единичных сил, приложенных в узловых точках балки;

T – матрица относительной податливости;

J_s' – транспонированная матрица.

В общем случае балка может быть статически неопределимой, иметь упругую заделку концов и ступенчато-переменное поперечное сечение.

Элементы *i*-го столбца матрицы J_s представляют собой ординаты эпюры моментов от единичной силы, приложенной в *i*-й узловой точке рассматриваемой балки. Элементы *j*-й строки – ординаты линии влияния этой же балки в каждой точке.

Матрица *T* – трехленточная, содержащая коэффициенты формулы интегрирования по Симпсону.

Матрица *T* имеет вид:

$$T = \frac{L}{6EI_э n}\begin{bmatrix} 2\alpha_1\lambda_1 & 2\alpha_1\lambda_1 & \dots & 0 \\ \alpha_1\lambda_1 & 2\alpha_1\lambda_1(\alpha_1\lambda_1+\alpha_2\lambda_2) & \alpha_2\lambda_2 & \dots & 0 \\ 0 & \alpha_2\lambda_2 & 2(\alpha_2\lambda_2+\alpha_3\lambda_3) & \alpha_3\lambda_3 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & \dots & \dots & \alpha_n\lambda_n & 2\alpha_n\lambda_n \end{bmatrix} \tag{3}$$

где L – длина балки;

α_i – относительная податливость *i*-го участка балки,

$$\alpha_i = \frac{EI_э}{EI_i};$$

λ_i – относительная длина *i*-го участка балки,

$$\lambda_i = \frac{l_i}{L};$$

$I_э$ – момент инерции участка балки, принятый за эталонный;

I_i – момент инерции *i* -го участка балки;

l_i – длина *i*-го участка балки;

n – число участков, на которые разделена балка.

Матрица J_s в пределах применимости закона Гука может быть представлена в виде суммы

$$J_s = J + J_M, \tag{4}$$

где J – матрица изгибающих моментов шарнирно опертой балки от действия единичных сил, приложенных в узлах;

J_M – матрица изгибающих моментов в узлах, возникающих от действия опорных

моментов, действующих в жестких или упругих заделках балки.

Элементы матрицы J определяются по формуле

$$J = \frac{1}{n^2}[(n-\tau)\xi - n\varepsilon(\xi,\tau)(\xi-\tau)], \quad (5)$$

где $\xi, \tau = 0, 1, 2,..., n$ – относительные координаты узловой точки;

$\varepsilon(\xi,\tau)$ – единичная функция,

$$\varepsilon(\xi,\tau) = \begin{cases} 0 \text{ при } \xi < \tau, \\ 1 \text{ при } \xi \geq \tau. \end{cases} \quad (6)$$

Для стрингера $n=f+1$, где f – число флоров, а для флора $n=c+1$, где c – число стрингеров.

Для получения элементов i-й строки матрицы J_s при постоянном значении $\tau=i$ координата ξ последовательно принимает все значения от нуля до n.

Элементы матрицы J_M вычисляются по формуле:

$$J_M = \frac{1}{n}[M^*_{\text{о.л}}(n-\xi) + M^*_{\text{о.п}}(\xi)], \quad (7)$$

где $M^*_{\text{о.л}}$ и $M^*_{\text{о.п}}$– изгибающие моменты в заделках на левой и правой опорах балки при положении единичной силы в i-м узле, с учетом степени упругости заделки, определяемой коэффициентами $\varkappa_1$ и $\varkappa_2$ соответственно.

Вычисления, связанные с определением моментов $M^*_{\text{о.л}}$ и $M^*_{\text{о.п}}$ проводятся по формулам:

$$a_{11} = \bar{M}_1' T \bar{M}_1 ; \quad (8)$$

$$a_{12} = a_{21} = \bar{M}_1' T \bar{M}_2 ; \quad (9)$$

$$a_{22} = \bar{M}_2' T \bar{M}_2 ; \quad (10)$$

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}; \quad (11)$$

$$\bar{\theta}_{\text{л}i} = J' \, T \bar{M}_1 ; \quad (12)$$

$$\bar{\theta}_{\text{п}i} = J' \, T \bar{M}_2 ; \quad (13)$$

$$A\bar{M}_i + \bar{\theta}_i = 0; \quad (14)$$

$$\bar{M}_i = -A^{-1}\bar{\theta}_i; \quad (15)$$

$$\bar{M}_i = \begin{bmatrix} M_{\text{о.л}i} \\ M_{\text{о.п}i} \end{bmatrix}; \quad (16)$$

$$\bar{M}^*_i = \begin{bmatrix} \varkappa_1 M_{\text{о.л}i} \\ \varkappa_2 M_{\text{о.п}i} \end{bmatrix} \quad (17)$$

В формулах (8) — (17) приняты следующие обозначения:

$\bar{M}_1, \bar{M}_2$ — вектор-столбцы изгибающих моментов в узловых точках от действия единичных моментов, приложенных к левому и правому концам балки соответственно;

$\bar{M}_1', \bar{M}_2'$ — вектор-строки, полученные путем транспонирования вектор-столбцов $\bar{M}_1$ и $\bar{M}_2$;

a_{ke} — углы поворота опорных сечений балки от действия единичных моментов, приложенных в этих сечениях;

$\bar{\theta}_{\text{л}i}, \bar{\theta}_{\text{п}i}$ — вектор-столбцы углов поворота на левой и правой опорах от действия единичных сил в i-м узле балки;

$\bar{M}_i$, $\bar{M}^*_i$ — вектор-столбцы неизвестных опорных моментов от действия единичных сил в i-м узле при жесткой и упругой заделке концов балки соответственно.

По формулам (8) — (10) определяются углы поворота на опорах балки с переменной жесткостью от действия единичных опорных моментов. Выражение (11) — матрица коэффициентов системы уравнений для определения опорных моментов. По формулам (12) и (13) определяются углы поворота в опорных сечениях балки от единичной силы, которая прилагается поочередно во всех узловых точках балки. Формула (14) является матричной формой системы уравнений для определения опорных моментов, а формула (15) — решением этой системы посредством обратной матрицы A^{-1}.

Элементы вектор-столбца $\overline{G}$ определяются по формуле

$$\left.\begin{array}{c}\overline{G} = \left(q_1^1, q_1^2, q_1^3, \ldots, q_j^i, \ldots, q_f^c\right); \\ \bar{q}_j = V_j \bar{P}_j,\end{array}\right\} \quad (18)$$

где q_1^i – i-й элемент вектор-столбца G, определяющий величину прогиба от внешней нагрузки j-го флора в узле пересечения с i -м стрингером;

$\bar{q}_j$ – вектор-столбец прогибов флора от внешней нагрузки, состоящий из элементов q_i^j;

$\bar{P}_j$ – вектор-столбец внешней нагрузки, состоящий из значений сил в узловых точках флора;

Vi – матрицы прогибов j-го флора.

В формулах (19) – (22) все символы с индексом i относятся к i -му стрингеру, с индексом j к j -му флору.

В результате решения канонической системы (1) получаются значения вертикальных реакций взаимодействия в узлах пересечения балок перекрытия, т. е. вектор-столбец $\bar{X}$.

После решения системы величины перерезывающих сил вычисляются как алгебраическая сумма всех сил, расположенных по одну сторону от рассматриваемого сечения. Изгибающие моменты в узловых точках в виде вектор-столбцов определяются по формулам

$$\bar{M}_i = J_{si} \bar{X}_i; \quad (19)$$

$$\bar{M}_j = J_{sj}\left(\bar{X}_j - \bar{P}_j\right), \quad (20)$$

где $\bar{M}_i$, $\bar{M}_j$ – вектор-столбцы изгибающих моментов;

J_{si}, J_{sj} – матрицы изгибающих моментов;

$\bar{X}_i, \bar{X}_j$ – вектор-столбцы узловых реакций.

Для контроля правильности расчета используются условия равенства прогибов балок обоих направлений в узловых точках. Прогибы определяются из следующих выражений:

$$\bar{V}_i = V_i \bar{X}_i; \quad (21)$$

$$\bar{V}_j = V_j\left(\bar{X}_j - \bar{P}_j\right), \quad (22)$$

где V_j , V_j – матрицы прогибов;

$\bar{V}_j$, $\bar{V}_j$ – вектор-столбцы прогибов.

Для судовых балок, имеющих широкие пояски и ослабленную вырезами стенку, деформация сдвига оказывает существенное влияние на общую деформацию балки [7]. В связи с этим при разработке методики расчета неразрезных перекрытий следует учитывать влияние деформации сдвига на перераспределение усилий в балках перекрытия.

В рассматриваемом случае при переменной жесткости балок перекрытия на изгиб и сдвиг необходимо учитывать взаимное влияние изгиба и сдвига, а не просто суммировать прогибы.

В приводимой методике учет сдвига сводится к формированию матрицы податливости балки перекрытия T_Q от сдвига. Матрица имеет следующую структуру:

$$T_Q = 15{,}6\frac{I_э(n)^2}{F_{Pэ}(L)^2}\begin{bmatrix} \beta_1 & -\beta_1 & 0 & \dots & 0 \\ -\beta_1 & \beta_1+\beta_2 & -\beta_2 & \dots & 0 \\ 0 & -\beta_2 & \beta_2+\beta_3 & -\beta_3 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & \dots & \dots & \dots & -\beta_n\beta_n \end{bmatrix} \quad (23)$$

где $I_э$, $F_{Pэ}$ – эталонные момент инерции и рабочая площадь стенки балки соответственно;

β_i – относительная рабочая площадь стенки на i-м участке балки.

$$\beta_i = \frac{F_{Pэ}}{F_{Pi}}. \quad (24)$$

Матрица T_Q получена по методу Аргироса [10]. В расчете перекрытия с учетом деформации сдвига вместо матрицы T следует применять объединенную матрицу податливости от изгиба и сдвига

$$T^* = T + T_Q. \quad (25)$$

В матрицу T_Q входят рабочие площади стенок балок на каждом из участков подразделения. В случае сплошной стенки рабочая площадь принимается равной действительной площади. Если стенка имеет вырезы, то рабочая площадь может быть рассчитана по формуле:

$$F_P = \frac{lh^2t}{2\left[2ac\left(1-\frac{bd}{4ac}\right)^2+bc\left(1+\frac{d}{2c}\right)^2+ad\left(1+\frac{b}{2a}\right)^2\right]+\frac{1}{12}E\left[b^2\left(2+\frac{d}{c}\right)^2\left(\frac{b}{2F_1}+\frac{a}{F_2}\right)+d^2\left(2+\frac{b}{a}\right)^2\left(\frac{d}{2F_3}+\frac{c}{F_4}\right)\right]}, \quad (26)$$

где

$$\left.\begin{aligned} F_1 = \frac{1}{3}ct; F_3 = \frac{1}{3}at; \\ F_2 = \left(\frac{1}{3}c+\frac{1}{6}d\right)t; F_4 = \left(\frac{1}{3}a+\frac{1}{6}b\right)t; \end{aligned}\right\} \quad (27)$$

t – толщина панели (стенки).

Эта формула получена путем замены в панели овального выреза прямоугольным (рис. 1-3). Панель нагружается усилиями сдвига, и угол сдвига определяется по методу Аргироса. Затем полученный угол сдвига приравнивается углу сдвига сплошной панели (без выреза), но имеющей условную толщину.

Таким же путем могут быть получены формулы рабочих площадей для других конструкций панелей (бракет, подкреплений, вырезов и т. д.).

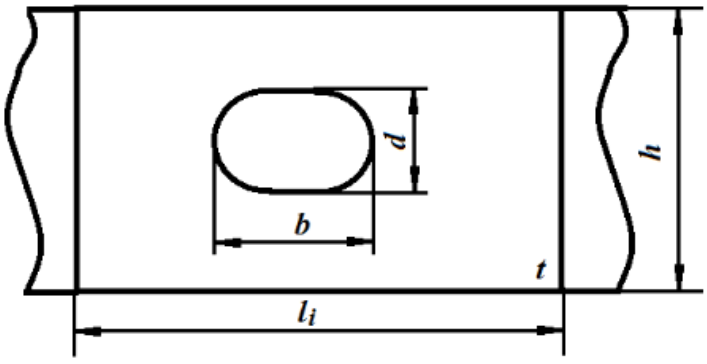


Рисунок 1 – Схема с овальным вырезом

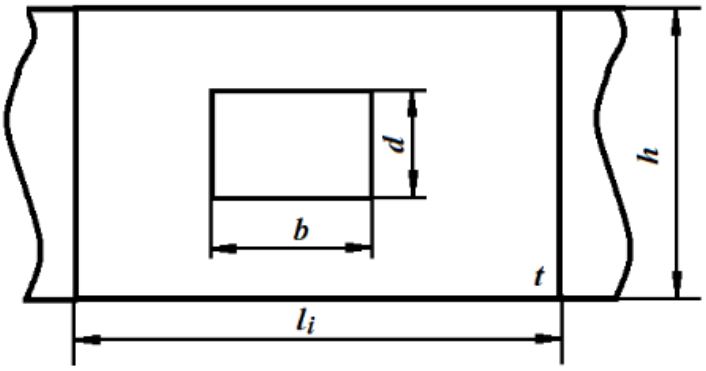


Рисунок 2 – Схема с прямоугольным вырезом

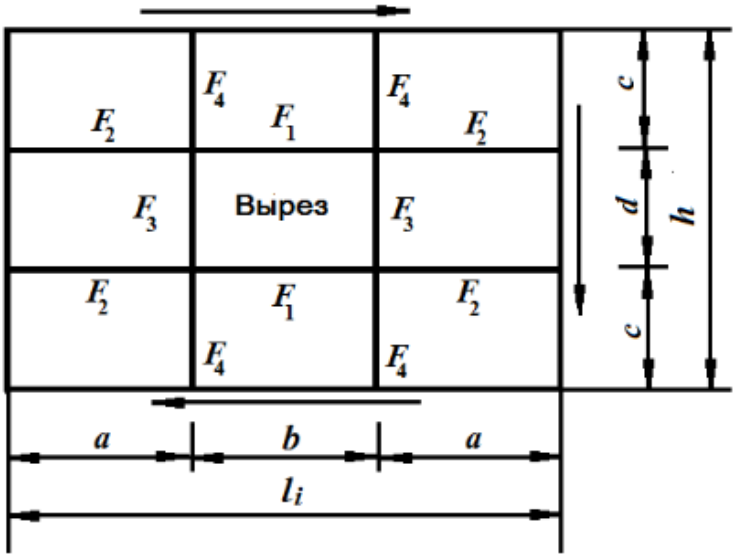


Рисунок 3 – Схема расчленения панели

При аналитической проверке результаты расчетов неразрезного перекрытия как одного целого, по длине равного трем составляющим его перекрытиям, и неразрезного перекрытия, стрингеры которого вводились как неразрезные трехпролетные балки, имеющие опоры на промежуточных переборках, совпали с достаточной степенью точности.

Выводы. Совместный расчет днищевых перекрытий трюмов, расположенных последовательно друг за другом, методом сил позволяет получить более достоверные результаты по сравнению с расчетом одного изолированного перекрытия. Это особенно относится к судам навалочных грузов, для которых характерна существенная неравномерность загрузки по длине судна. В дальнейшем планируется оценить также деформацию сдвига в коротких трюмах, загружаемых тяжелым грузом.

Список использованной литературы:

1. *Богатырев А.Ю.,* Богатырева *Е.В.* Современные тенденции способов ремонта корпуса судна // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. 2020. № 2. С. 63-71.
2. *Аврамов В.В.* Особенности оценки общей предельной прочности корпусов судов-

навалочников при чередующейся загрузке трюмов // Труды Центрального научно-исследовательского института им. академика А.Н. Крылова. 2013. № 75 (359). С. 22-33.
3. *Ostfold T.K., Steen E., Holtsmark G.* Non-linear strength analyses of a Bulk Carrier - A Case Stady // 9 th Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures Germany, 2004.
4. *Балашов М.Г., Лекарев Г.В.* Расчет конструкций методом конечных элементов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2023. № 5 (361). С. 179-189. DOI: 10.33979/2073-7408-2023-361-5-179-189.
5. *Бате К.-Ю.* Методы конечных элементов / пер. с англ. В. П. Шидловского; под ред. Л. И. Турчака. М.: Физматлит, 2010. 1022 с.
6. *Постнов В.А.* Численные методы расчета судовых конструкций. Л.: Судостроение. 1977. 346 с.
7. *Mohr G.A., Milner H.R.* Finite element analysis of large displacement in flexural systems // Comput. And Struct. 13. 1981. С. 533-536.
8. *Постнов В.А., Суслов П.П.* Строительная механика корабля и теория упругости. Т. 4. Л.: Судостроение, 1987. 268 с.
9. *Шиманский Ю.А.* Теория корабля. Л.: Судостроение, 1980. 360 с.
10. *Аргирос Дж.* Энергетические теоремы и расчет конструкций // Современные методы расчета статически неопределимых систем / Пер. с англ. Л.: Судпромгиз, 1961. с. 37-256.

References:

1. Bogatyrov A.YU., Bogatyrova E.V. Sovremennye tendencii sposobov remonta korpusa sudna [Current trends in ship hull repair methods]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta*. [Bulletin of the Kerch State Marine Technological University], 2020, no 2, pp. 63-71. (In Russian).
2. Avramov V.V. Osobennosti ocenki obshchej predel'noj prochnosti korpusov sudov-navalochnikov pri chereduyushchejsya zagruzke tryumov [Features of the assessment of the overall ultimate strength of bulk carrier hulls during alternating loading of holds]. *Trudy Central'nogo nauchno-issledovatel'skogo instituta im. akademika A.N. Krylova.* [Proceedings of the Central Scientific Research Institute Named after Academician A.N. Krylov], 2013, no 75 (359), pp. 22-33. (In Russian).
3. Ostfold T.K., Steen E., Holtsmark G. Non-linear strength analyses of a Bulk Carrier - A Case Stady. *9 th Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures Germany*, 2004. (In English).
4. Balashov M.G., Lekarev G.V. Raschet konstrukcij metodom konechnykh ehlementov [Calculation of structures by the finite element method]. *Fundamental'nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii* [Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology], 2023, no. 5 (361), pp. 179-189. (In Russian). DOI: 10.33979/2073-7408-2023-361-5-179-189.
5. Bate K.-YU. *Metody konechnykh ehlementov* [Finite element methods]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2010, 1022 p. (In Russian).
6. Postnov V.A. *Chislennye metody rascheta sudovykh konstrukcij* [Numerical methods for calculating ship structures.]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1977, 346 p.
7. Mohr G.A., Milner H.R. Finite element analysis of large displacement in flexural systems. [Comput. And Struct], 1981, no. 13, pp. 533-536. (In English).
8. Postnov V.A., Suslov P.P. *Stroitel'naya mekhanika korablya i teoriya uprugosti* [Ship construction mechanics and elasticity theory]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1987, vol. 4, 268 p. (In Rusian).
9. Shimanskij YU.A. Teoriya korablya [*Ship Theory*]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1980, 360 p. (In Rusian).
10. Argiros Dzh. Ehnergeticheskie teoremy i raschet konstrukcij [Energy theorems and calculation of constructions]. *Sovremennye metody rascheta staticheski neopredelimykh sistem* [Modern

methods for calculating statically indeterminate systems]. Leningrad, Sudpromgiz Publ., 1961, pp. 37-256.

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 (Eng.), Associate Professor of the Department of marine power plants Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 arev_66@mail.ru
Степанковский Вадим Владиславович	аспирант кафедры судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет 298309, Российская Федерация, Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 stepankovskiivadim@gmail.com
Stepankovskii Vadim Vladislavovich	postgraduate student of the Department of marine power plants Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 stepankovskiivadim@gmail.com
Таточенко Игорь Игоревич	курсант 5-го курса направления подготовки «Эксплуатация судовых энергетических установок» Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 invkerch@yandex.ru
Tatochenko Igor Igorevich	cadet of the 5nd year of the training direction «Operation of marine power plants» Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82 invkerch@yandex.ru

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

УДК 629.5.017

Шаратов А.С., Ениватов В.В., Болдецкая А.М., Шугаев С.А., Киорсак А.А.

ОЦЕНКА МАНЕВРЕННОСТИ СУДНА С ДВУХПЕРЬЕВОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ ИЗМЕНЕНИИ СВОЙСТВ РУЛЕВОЙ ПЛОСКОСТИ

Аннотация. В работе выполнено прямое численное моделирование и расчетное исследование взаимодействия набегающего потока с двухперьевой рулевой системой в программном комплексе FlowVision. Применение асинхронного управления рулевыми плоскостями реализует изменение условий работы винто-рулевого комплекса для эффективного маневрирования. Исследовано струйное воздействие дополнительной воды на поверхности рулевых плоскостей. Струйная подача воды на профилированные поверхности рулевых плоскостей обеспечивает перераспределение поля скоростей потока в зоне действия рулевых плоскостей обеспечивая повышение гидродинамических качеств. Выполнена сравнительная оценка полученных показателей работы движительно-рулевого комплекса с известными результатами, предлагаемыми к внедрению на судах отечественными и иностранными судостроителями. Даны рекомендации по применению принципа динамического изменения свойств рулевой плоскости в различных режимах использования рулевого устройства.
Ключевые слова: щелевая насадка, средства управления, рулевая плоскость, поворотный момент, маневренность, управляемость, винто-рулевой комплекс, обратное качество профиля.

Sharatov A.S., Enivatov V.V., Boldetskaya A.M., Shugaev S. A., Kiorsak A.A.

EVALUATION OF SHIP MANEUVERABILITY WITH A TWIN-RUDDER CONTROL SYSTEM UNDER DYNAMIC CHANGES IN RUDDER PLANE PROPERTIES

Abstract. The study presents a direct numerical simulation and computational analysis of the interaction between the oncoming flow and a twin-rudder control system using the FlowVision software package. The implementation of asynchronous control of the rudder planes allows modifying the operating conditions of the propeller-rudder complex to enhance maneuvering efficiency. The research examines the jet effect of additional water supplied to the profiled surfaces of the rudder planes. It is demonstrated that such jet water supply redistributes the flow velocity field in the area of rudder plane operation, thereby improving hydrodynamic performance. A comparative assessment was conducted of the obtained performance indicators of the propulsion and steering complex against known results proposed for implementation by domestic and foreign shipbuilders. Based on the findings, recommendations are provided for applying the principle of dynamic modification of rudder plane properties across various operational modes of the steering system.
Keywords: slot nozzle, control devices, rudder plane, turning moment, maneuverability, controllability, propeller-rudder complex, inverse profile quality.

Введение. Повышения конкурентоспособности транспорта Российской Федерации является одной из первостепенных задач стратегии развития отечественного речного флота. Одним из путей решения поставленной задачи является улучшение маневренности судна и обеспечение устойчивости на курсе [1]. В результате на внутренних водных путях растет доля судов, оснащенных полноповоротными винто-рулевыми колонками (ВРК), обладающими рядом преимуществ и недостатков [2], и требующих значительного изменения конструкции судна. При этом на речных судах и судах специального назначения (буксиры, спасательные суда, шаттл-танкеры и т.д.) получили значительное распространение и успешно применяются двухперьевые и многоперьевые рулевые устройства [3], обладающие меньшей стоимостью. Опыт эксплуатации показывает, что применение инновационных винто-рулевых устройств [4,

5] позволяет существенно повысить маневренность судна и отказаться от применения полноповоротных винто-рулевых колонок.

Целью исследования является анализ условий работы винто-рулевого комплекса с двухперьевой системой с целью обоснования перспективности применения струйного воздействия дополнительной воды, подаваемой на рулевую плоскость для динамического изменения гидродинамическими характеристиками средств управления судном.

Материалы и методы исследования. Общим принципом построения двухперьевого рулевого устройства (см. рис. 1) является образование при больших углах перекладки рулей направляющих каналов, обеспечивающих эффективный поворот струи движителя и создание значительных величин поперечных и продольных сил на плоскости пера руля [3], сопоставимых с показателями, характерными для ВРК. Представляет интерес применение на современном судне совмещенных средств движения и управления, позволяющих реализовать динамическое изменении параметров потока в зоне действия винто-рулевого комплекса. Примером таких системы является активный руль [6], Gate Rudder@ [4] или струйная механизация [5]. Физический эффект струйной механизации заключается в перераспределении поля скоростей на рабочих поверхностях рулевого устройства, в районе кормовой оконечности корпуса судна, за счет струйной подачи дополнительной воды через щелевые насадки, которые установлены на рабочих и концевых поверхностях рулевых плоскостей.

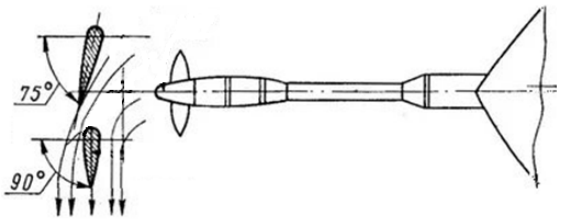


Рисунок 1 – Винто-рулевой комплекс одновинтового судна при несимметричных значительных углах отклонения рулевых плоскостей

Рассмотрим винто-рулевой комплекс судна, в котором двухперьевой рулевой комплекс взаимодействует со струей, сходящей с гребного винта. На рисунке 2 показана векторная система сил и моментов, действующих на элементы движитель-рулевого комплекса при симметричном отклонении рулевых плоскостей, работающих в струе одиночного гребного винта.

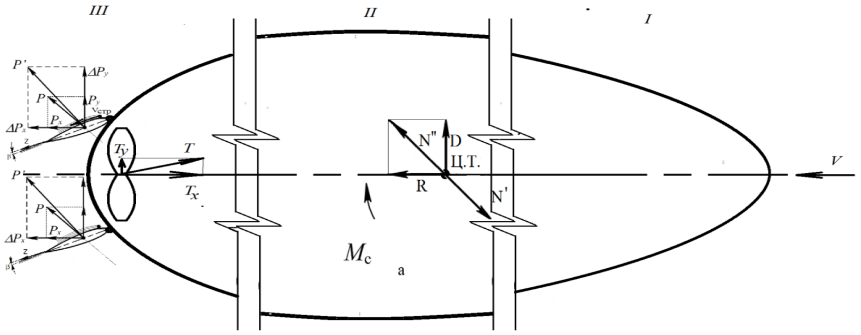


Рисунок 2 – Векторная система сил и моментов винто-рулевого комплекса судна при отклонении сдвоенного пера руля α от диаметральной плоскости: V – вектор скорости набегающего потока; z – скорость потока струйного закрылка; $V_{стр}$ – вектор скорости струйной механизации; β - угол между вектором скорости струйного закрылка и хордой рулевой плоскости; N" и N' – пара сил, эквивалентных равнодействующей сил гидродинамического давления P на перо руля; M_c – поворачивающий момент; R – сила сопротивления движению судна; D – сила дрейфа

Рулевые плоскости оснащены системой управляемого подвода дополнительной жидкости на симметричные поверхности профиля.

Дополнительная струйная подача воды на симметричные поверхности профиля (см. рис. 2, $V_{стр}$) в зависимости от направления отклонения рулевой плоскости, приводит к изменению скорости обтекания. Наблюдается динамическое изменение коэффициентов профильного сопротивления C_x и подъемной силы C_y [5]. Для численного определения гидродинамических реакции потока в комплексе вычислительной гидродинамики выполнено расчетное определение характеристик рулевой плоскости с дополнительной струйной подачей воды.

Расчетное исследование двухперьевой рулевой системы с дополнительным струйным воздействием воды в программном комплексе FlowVision. Создание расчетной области, геометрической модели для комплекса вычислительной гидродинамики выполнено с использованием Компас-3D. Геометрические характеристики типового профиля NACA-0012 выбраны на основе справочной литературы [7]. Расчетная область сформирована в соответствии с требованиями разработчика программного комплекса [5].

Для определения равнодействующей гидродинамических сил, действующих на перо руля, при реализации динамического изменения гидродинамических коэффициентов подъемной силы и профильного сопротивления за счет дополнительного струйного воздействия воды описывается зависимостью:

$$N = f\ (\rho, P, V^2, S, C_y, C_{x,} \Delta C_y, \Delta C_x), \quad (1)$$

где ρ – плотность набегающего потока воды;

$V_{стр}$ – вектор скорости струйной механизации;

S – площадь рулевой плоскости;

P – гидродинамическая реакция на профиле;

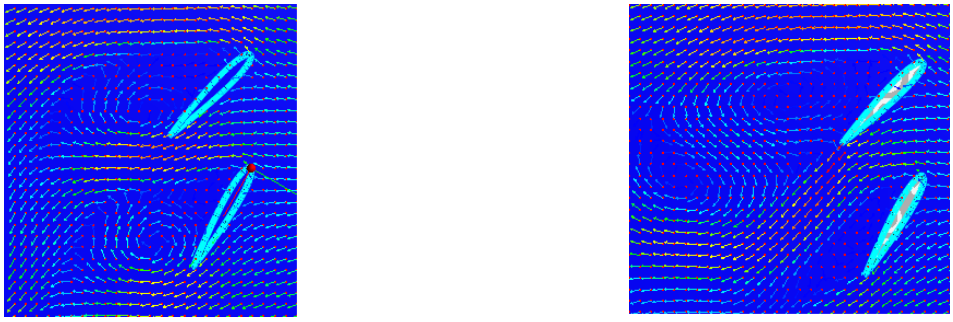
ΔC_y, ΔC_x – добавочные коэффициент подъемной силы и профильного сопротивления, учитывающий влияние струйного воздействия воды на профиль пера руля;

$C_{x,}$ C_y – коэффициенты профильного сопротивления и подъемной силы профиля.

При этом для оценки эффективности динамического изменения свойств рулевой плоскости использован коэффициент обратного качества профиля:

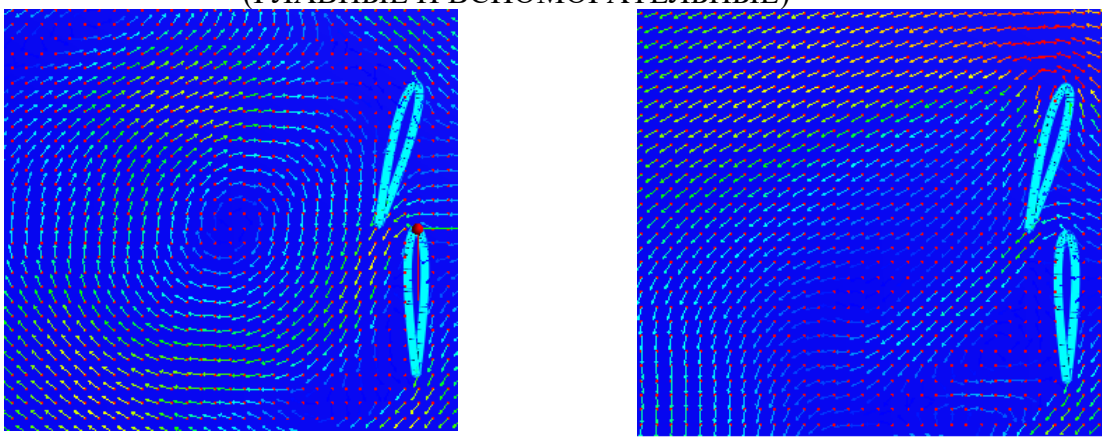
$$\varepsilon = (C_x+\Delta C_x)/(C_y+\Delta C_y). \quad (2)$$

Оценка гидродинамических реакций потока на изменение положения рулевой плоскости и дополнительной подачи воды в режиме струйного закрылка и динамического изменения свойств профиля. На рисунках 3 и 4 показаны векторные поля скоростей при дополнительном струйном воздействии воды на рулевые плоскости при значительных углах отклонения, используемые при маневрировании судна в стесненных условиях эксплуатации.



а б

Рисунок 3 – Векторное поле скоростей при реализации струйного закрылка при повороте рулевых плоскостей на 45° и 60°: а – без струйной механизации; б – струйная механизация с параметрами: z/V=2, β=0



а б

Рисунок 4 – Векторное поле скоростей при повороте рулевых плоскостей на 75° и 90° и дополнительной струйной подаче воды: а – без струйной механизации ; б – струйная механизация с параметром: $V_{стр}/V=2$

На рисунке 5 выполнено сопоставление результатов моделирования и последующего расчетного исследования обратного качества профиля NACA-0012 в зависимости от угла отклонения рулевой плоскости (α) при струйной подаче дополнительной воды с относительной скоростью $V_{стр}/V=2$ на щелевую насадку пера руля.

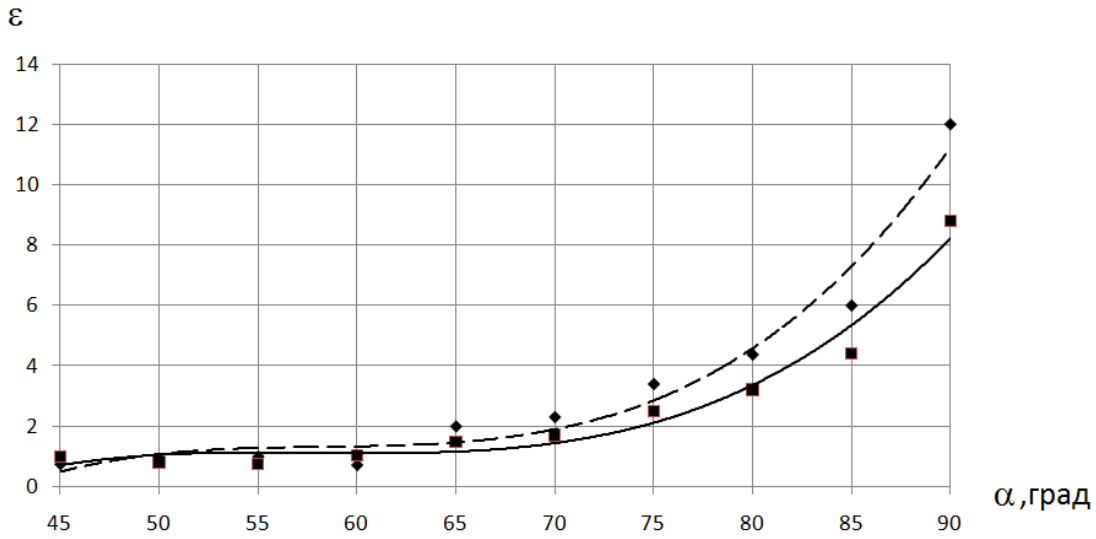


Рисунок 5 – Коэффициент подъемной силы профиля NACA-0012 в зависимости от угла атаки: точки – данные численного моделирования, пунктирная линии – справочные данные (без струйной механизации), сплошная линия – аппроксимирующая кривая расчетных данных для профиля со струйной механизацией ($V_{стр}/V=2$).

За счет перераспределения поля скоростей и исключения вихреобразования ха рулевыми плоскостями (см. рис. 3 и рис. 4) достигается значительное снижение коэффициента обратного качества профиля при значительных углах отклонения рулевой плоскости (см. рис. 5). Количественная оценка эффекта от пониженного коэффициента обратного качества профиля выполняется путем расчета диаметра циркуляции судна.

На рисунке 6 показаны расчетные значения диаметра циркуляции судна для различных вариантов компоновки винто-рулевого комплекса [8].

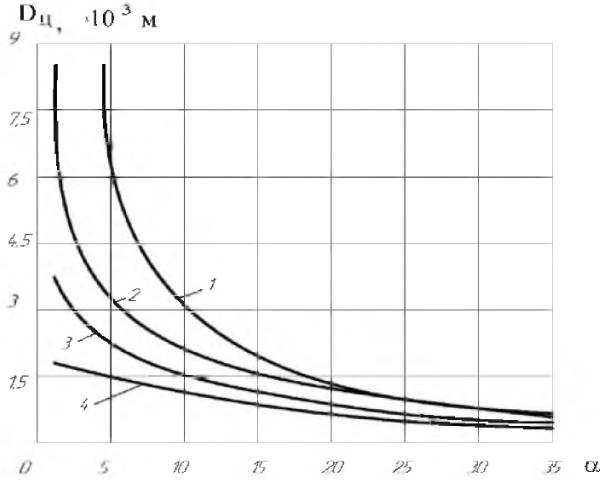


Рисунок 6 – Зависимость диаметра циркуляции от типа рулевого устройств судна:
1 – стандартный профиль пера руля; 2 – сдвоенный профиль пера руля; 3 – винто-рулевая колонка;
4 – струйно-механизированная рулевая система

Расчетное исследование показало снижение диаметра циркуляции в 1,5-2,0 раза (см. рисунок 6, кривые 2 и 4) при управлении гидродинамическими свойствами профиля пера руля за счет струйной подачи дополнительной воды на рабочие поверхности пера руля.

Выводы. На основании проведенного исследования подтверждено улучшение гидродинамических свойств (коэффициент обратного качества снижается на 20%) пера руля.

Выполненные в работе расчеты и исследования позволяют утверждать, что применение двухперьевых систем со струйной механизацией позволит обеспечить требуемую маневренность судна, сопоставимую с винто-рулевыми колонками при значительно меньших затратах на переоборудование судна и его эксплуатацию, что позволит снизить затраты на эксплуатацию и повысит конкурентоспособность речного транспорта.

Список использованной литературы:

1. *Сахаров В.В., Таранин А.Г., Чертков А.А.* Алгоритм энергоэффективного управления курсом судна // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. 2013. №3 (22). С. 38-46. DOI: 10.21821/2309-5180-2013-5-3-38-46.
2. *Суровцев В.И.* Современные судовые пропульсивные установки: учебное пособие. Новороссийск: МГА им. адм. Ф. Ф. Ушакова, 2020. 160 с.
3. *Зуев В.А., Калинина Н.В.* Средства повышения маневренных качеств судов: метод. пособие. Н. Новгород, 2013. 60 с.
4. *Carchen A., Turkmen S., Piaggio B., Shi W., Sasaki N., Atlar M.* Investigation of the manoeuvrability characteristics of a Gate Rudder system using numerical, experimental, and full-scale techniques. Applied Ocean Research. 2021. 106. 102419.
5. *Шаратов А.С., Горбенко А.Н., Шмелев С.Х.* Управление винтовой характеристикой главного двигателя путем струйной подачи дополнительной воды на перо руля при маневрировании судна // Эксплуатация морского транспорта. 2022. № 2. С. 106-117.
6. Ким С.В., Ким В.С., Ким С.В. Инновационные технологии в судостроении: учебное пособие. Владивосток: Морской государственный университет, 2019. 120 с.
7. Справочник авиационных профилей – КАИ. URL: http://kipla.kai.ru/liter/Spravochnic_avia_profiley.pdf (дата обращения: 15.10.2025).
8. Осовский Д.И., Ефимов О.Э. Математическое моделирование динамики судна со струйной механизацией рулевого комплекса. URL: http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv//rgu_2013_5_8.pdf (дата обращения: 15.10.2025).

References:

1. Sakharov V.V., Taranin A.G., Chertkov A.A. Algoritm energoeffektivnogo upravleniya kursom sudna [Algorithm for energy-efficient course control of a vessel]. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* [Bulletin of the Admiral S. O. Makarov State University of Maritime and Inland Shipping], 2013, no. 3 (22), pp. 38–46. (In Russian). DOI: 10.21821/2309-5180-2013-5-3-38-46.
2. Surovtsev V.I. *Sovremennye sudovye propul'sivnye ustanovki* [Modern ship propulsion systems]. Novorossiysk, MGA im. adm. F.F. Ushakova Publ., 2020, 160 p. (In Russian).
3. Zuev V.A., Kalinina N.V. *Sredstva povysheniya manevrennykh kachestv sudov* [Means of improving ship manoeuvrability]. Nizhny Novgorod, NGTU Publ., 2013, 60 p. (In Russian).
4. Carchen A., Turkmen S., Piaggio B., Shi W., Sasaki N., Atlar M. Investigation of the manoeuvrability characteristics of a Gate Rudder system using numerical, experimental, and full-scale techniques. *Applied Ocean Research*, 2021, vol. 106, p. 102419.
5. Sharatov A.S., Gorbenko A., Shmelev S. Upravleniye vinovoy kharakteristikoy glavnogo dvigatelya putem struynoy podachi dopolnitel'noy vody na pero rulya pri manevrirovanii sudna [Controlling the screw characteristic of the main engine by jet injection of additional water onto the rudder blade during ship manoeuvring]. *Ekspluatatsiya morskogo transporta* [Marine Transport Operation], 2022, no. 2, pp. 106–117. (In Russian).
6. Kim S.V., Kim V.S., Kim S.V. *Innovatsionnye tekhnologii v sudostroyenii* [Innovative technologies in shipbuilding]. Vladivostok, Morskoy gosudarstvennyy universitet Publ., 2019, 120 p. (In Russian).
7. *Spravochnik aviatsionnykh profiley* [Aircraft profiles handbook]. Kazan, KAI Publ. (In Russian). Available at: http://kipla.kai.ru/liter/Spravochnic_avia_profiley.pdf (accessed 15.10.2025).
8. Osovskiy D.I., Efimov O.E. Matematicheskoye modelirovaniye dinamiki sudna so struynoy mekhanizatsiyey rulevogo kompleksa [Mathematical modelling of ship dynamics with jet mechanization of the steering system]. (In Russian). Available at: http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv//rgu_2013_5_8.pdf (accessed 15.10.2025).

Сведения об авторах / Information about authors

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 Crime, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
Ениватов Валерий Владимирович	канд. техн. наук, заведующий кафедрой судовых энергетических установок Керченский государственный морской технологический университет 298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82 relicts@yandex.ru
Enivatov Valery Vladimirovich	Ph.D. (Eng.), Head of Department of ship power plants Kerch State Maritime Technological University 298309, Republic of Crime, Kerch, Ordzhonikidze str., 82

Болдецкая Анна Михайловна
преподаватель кафедры судовых энергетических установок
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
relicts@yandex.ru

Boldetskaya Anna Mikhailovna
Lecturer at the Department of ship power plants
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crime, Kerch, Ordzhonikidze str., 82

Шугаев Сергей Александрович
аспирант кафедры судовых энергетических установок
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
seykgmtu@mail.ru

Shugaev Sergey Alexandrovich
postgraduate student at the Department of ship power plants
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
seykgmtu@mail.ru

Киорсак Александр Александрович
курсант 2-го курса направления подготовки «Эксплуатация судовых энергетических установок»
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
invkerch@yandex.ru

Kiorsak Alexander Alexandrovich
cadet of the 2nd year of the training direction «Operation of marine power plants»
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
e-mail: invkerch@yandex.ru

Вестник Керченского государственного морского технологического университета.
Серия: Морские технологии. 2025. № 4
ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ

УДК 629.5.021/.024

Бендус И.И.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ВОЛНООБРАЗОВАНИЯ ПРИ ПЛАВАНИИ СУДНА НА МЕЛКОВОДЬЕ

Аннотация. В данной статье, представлены некоторые результаты проведенного исследования по влиянию мелководья на сопротивление движению судна. Значимость исследования, заключается в определении изменений буксировочного сопротивления в зависимости от процесса волнообразования. Результаты исследований этих процессов, являются экспериментальной основой для проектирования формы корпусов судов, работающих на глубокой воде, и особенно, на мелководье и в каналах. Знание зависимости скоростью судна и глубиной воды под килем во время его эксплуатации, позволяет рациональное использовать мощность главного двигателя, тем самым уменьшая расход топлива, повышая рентабельность. Рассматриваемое в статье исследование, проводилось в опытовом бассейне ФГБОУ ВО «КГМТУ» впервые. При выполнении исследований, были выявлены некоторые недостатки техническом оборудовании бассейна, устранение которых, позволит проводить боле широкий спектр научных исследований связанных с движением судов.
Ключевые слова: судно, сопротивление, скорость, число Фруда, мелководье, волнообразование.

Bendus I.I.

THE RESULTS OF THE STUDY OF THE WAVE FORMATION PROCESS WHEN SAILING A VESSEL IN SHALLOW WATER

Abstract. This article presents some of the results of a study on the effect of shallow water on the resistance to ship movement. The significance of the study lies in determining the changes in towing resistance depending on the wave formation process. The results of the research of these processes are an experimental basis for designing the shape of the hulls of vessels operating in deep water, and especially in shallow water and in channels. Knowing the dependence of the speed of the vessel and the depth of water under the keel during its operation allows rational use of the power of the main engine, thereby reducing fuel consumption and increasing profitability. The study considered in the article was conducted in the experimental pool of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «KGMTU» for the first time. During the research, some shortcomings of the technical equipment of the basin were identified, the elimination of which will allow for a wider range of scientific research related to the movement of ships.
Keywords: vessel, resistance, speed, Froude number, shallow water, wave formation.

Введение. Полное сопротивление (буксировочное сопротивление) движению судна, состоит из суммы следующих сопротивлений:

$$R = R_т + R_ф + R_в + R_{в.ч} + R_{возд}\ , \quad (1)$$

где $R_т$ – сопротивление трения;
$R_ф$ – сопротивление формы;
$R_в$ – сопротивление волновое;
$R_{в.ч}$ – сопротивление выступающих частей;
$R_{возд}$ – сопротивление воздушное.

В тоже время доля каждой составляющей буксировочного сопротивления зависит от относительной скорости, которая выражается числом Фруда:

$$Fr = v/(gL)^{1/2}, \quad (2)$$

где v – скорость судна (м/с);
g – ускорение свободного падения (м/с^2);
L – длина судна (м).

Так, например, для быстроходных судов, которые при движении имеют число Фруда Fr > 0,35, доля остаточного сопротивления $R_{ост.}$ (под которым понимают сумму сопротивлений волнового и формы) достигает до 70% от полного.

В связи значительной ролью остаточного сопротивления в полном сопротивлении движению судна, появляется необходимость ее исследования с учетом условий плавания судна.

К этим условиям можно отнести мелководье, ширину фарватера, а также дифферент.

Как показывают исследования изменение дифферента в пределах ± 3^0, не оказывают существенного влияния на сопротивление движению судна.

Представляет особый интерес исследования влияния мелководья, так как именно это условие плавания судна, значительно изменяет остаточное сопротивление.

Понятие мелководье, является относительным термином и при одинаковых глубинах, оно для разных судов будет пониматься по-разному.

Мелководьем для судна считают, глубину (H):

$$H \leq 4d + 0{,}3v, \quad (3)$$

где d - осадка судна (м);
v - скорость судна (м/с).

Для определения влияния мелководья на сопротивление судна, используют число Фруда по глубине ($Fr_н$):

$$Fr_н = v/(gH)^{1/2}, \quad (4)$$

где v – скорость судна (м/с);
g – ускорение свободного падения (м/с^2);
H – глубина воды (м).

Цель исследования. На первом этапе исследований влияния мелководья на сопротивление движению судна, стояла цель по изучению процесса волнообразования при изменении числа Фруда по глубине ($Fr_н$).

Модель судна должно буксироваться с разными скоростями, в опытовом бассейне имеющим постоянную глубину, при которой соответственно, изменяется число $Fr_н$.

Наряду с замером сопротивления движению, необходимо выполнять наблюдение за носовой и кормовой группами волн, в которых находятся расходящиеся волны и поперечные волны, которые ограниченны сектором расходящихся.

Материалы и методы исследования. Исследование проводилось в опытовом бассейне ФГБОУ ВО «КГМТУ» длиной 10 метров и шириной 1 метр, на модели промыслового судна (рис. 1). Модель являлась геометрически подобна (C_1) судну проекта «Альпинист» в масштабе 1:40.

В проводимых опытах модель перемещалась в бассейне на глубине (H_1) 0,17 метров, с разными скоростями, что соответствовало изменению чисел Фруда по глубине ($Fr_н$).

Замер сопротивления при движении модели судна выполнялось с помощью электронного динамометра.

Результаты исследования и их обсуждение. Исследование процесса волнообразования проводилось на участке длиной 5 метров, когда буксируемая модель судна, выходило на стабильную скорость движения. На рисунках 2 и 3 представлены этапы проведения опытов, фиксация их результатов, а также их расчет.

По результатам проведенных опытов, полученные результаты переносились на натурное судно «Альпинист». Данные испытаний представлены в таблице 1. Как видно из таблицы 1, результаты соответствуют натурному судну, имеющему массу 1208,96 т при движении его на глубине 6,8 метров.

Отсутствие значений усилий для буксировки модели судна в колонке 6, таблицы 1, объясняется невозможностью снятия их корректных значений.

Рисунок 1 – Буксировка модели промыслового судна

Таблица 1 – Результаты исследования процесса волнообразования

Глубина бассейна (канала для судна) $H_1 = 0,17$ (м) (H (м) $=H_1\ C_1 = 6,8$ м.)					$\Delta_1 = 18,890$ кг $\Delta = \Delta_1\ (C_1)^3 = 1208,96$ т	
№ опыта (прим.)	Отрезок 5м (сек)	V_1 (м/с) модели	V_1 (м/с) судна	V (уз) судна	Усилие (кг)	$Fr_н = v/\sqrt{gH}$
1	2	3	4	5	6	7
1	18	0,277	11,08	21,55		1,35
2	33	0,151	6,04	11,75		0,74
3 (задний)	35	0,142	5,68	11,05		0,695
4	25	0,2	8	15,56		0,98
5	28	0,178	7,12	13,85		0,87
6	18	0,277	11,08	21,55		1,35
7	11	0,45	18	35,01		2,2
8 (задний)	13	0,384	15,36	29,99		1,88
9	8	0,625	25	48,63		3,06

Перемещение модели по воде на переднем ходу, осуществлялась в зоне скоростей Фруда по глубине ($Fr_н$) = 0,74 – 1,88, при которых происходит изменение процесса волнообразования, что приводит к изменению сопротивления движению.

Рисунок 2 – Определение скорости буксировки модели судна

В теории судна при рассмотрении процесса волнообразования на мелководье используют термин «критическая скорость», при которой расходящиеся и поперечные волны каждой группы (носовой и кормовой) сливаются в одну поперечную.

Рисунок 3 – Фиксация результатов опытов

На рисунках 4 и 5 наблюдается отсутствие расходящихся волн. При движении модели судна, как на переднем ходу (рис. 4) так и на заднем (рис. 5), картина процесса волнообразования не меняется.

На такой процесс волнообразования, затрачивается значительная энергия, которая приводит к увеличению сопротивления движению, а в судовых условиях, к снижению

скорости судна. Таким образом, для испытуемой модели судна, зона «критической скорости» находится в пределах 0,65 – 0,9 $Fr_н$ (числа Фруда по глубине).

Рисунок 4 – Движение судна в зоне критической скорости (передний ход)

Рисунок 5 – Движение судна в зоне критической скорости (задний ход)

При дальнейшем увеличении скорости, картина волнообразования кардинально меняется. Так уменьшается сектор расходящихся волн, а поперечные волны практически исчезают.

Это наблюдалась в опытах №1 и №6 (где скорости движения модели случайно совпали). При этих опытах, скорость модели составляла $Fr_н = 1,35$, а сектор расходящихся волн составлял 40^0 При таком волнообразовании (рис. 6), уменьшается сопротивление движению, а в судовых условиях увеличивает скорость судна.

Рисунок 6 – Волнообразование при $Fr_н = 1,35$

При проведении опытов, было выполнено буксировка модели судна задним ходом на скорости $Fr_н = 1,88$. Как можно наблюдать на рисунке 7, сектор расходящихся волн стал еще меньше и составил 25^0.

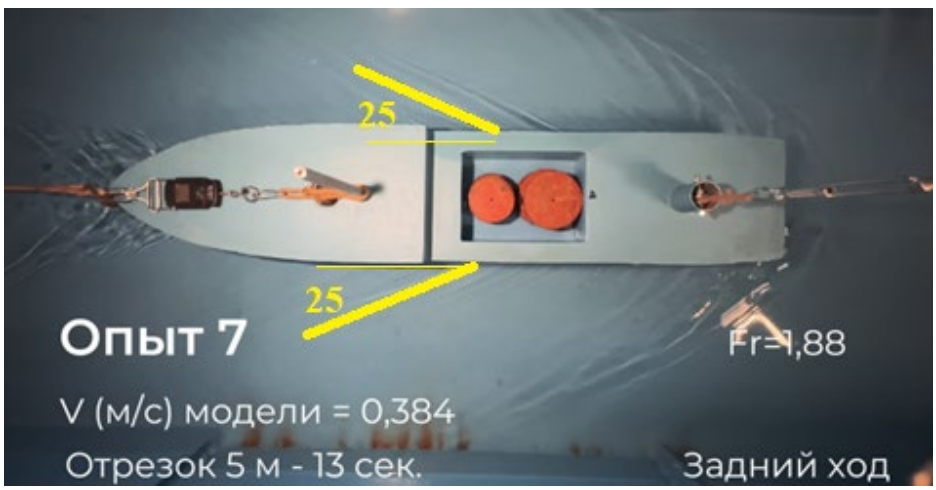


Рисунок 7 – Волнообразование при $Fr_н = 1,88$

Выводы. В результате проведенного исследования с использованием модели судна проекта «Альпинист» при ее движении на мелководье при разных скоростях, был изучен процесс образования волн.

Была определена «критическая скорость» модели в пределах 0,65 – 0,9 $Fr_н$ (числа Фруда по глубине), при которой наблюдалось резкое изменение процессов волнообразования. В частности, превращение расходящихся волн в поперечные, с увеличением их интенсивности. При движении с такой скоростью, модель судна испытывало резкое увеличение сопротивления ее движению.

В зоне скоростей более 1,2 $Fr_н$ наблюдалось уменьшением сектора расходящихся волн и снижения интенсивности всего процесса образования волн. Соответственно, при движении с такими скоростями, снижается сопротивление движению судна по сравнению «глубокой водой».

В результате проведения опытов не удалось точно определить численные значения сопротивлений модели судна (табл. 1) при изменяющихся значениях чисел Фруда $Fr_н$. Это объясняется неравномерностью скорости буксировки модели, что соответственно не позволяло получать их истинные значения. Тем не менее, сравнительные значения сопротивлений, полученные в каждом опыте, позволяло оценить их связь с характером волн. При проведении в дальнейшем исследований процессов волнообразования, для устранения данной проблемы, требуется модернизация механизма буксировки моделей в опытовом бассейне с целью обеспечения плавности их транспортировки. Также для точного определения значений сопротивлений движению, необходим более современный динамометр, позволяющий решать поставленные в исследовании цели.

При буксировке модели судна, в зоне «критических скоростей», при которых расходящиеся волны, имеющие угол раскрытия 90^0, превращаются соответственно, в поперечные волны, не удалось зафиксировать их длину, амплитуду и интенсивность. На процесс образования и распределения таких волн, значительное влияние оказывала ширина опытового бассейна. С целью получения основных характеристик волн, необходимо оборудовать периметр опытового бассейна большим количество электронных датчиков, расположенных по всем пути движении модели судна.

Проведённые в исследовании опыты показали, что размеры опытового бассейна расположенного в учебном корпусе № 2 ФГБОУ ВО «КГМТУ», состояние его технического оборудования, а также задействованные в них инструменты и приборы, не позволяет в настоящее время получать дополнительные результаты при проведений исследований процессов волнообразования и сопротивлений судна на разных глубинах и в каналах. Такие результаты исследований, безусловно представляли бы научный интерес.

В тоже время, опытовый бассейн ФГБОУ ВО «КГМТУ», позволяет проводить исследования процессов образования поперечных и расходящихся волн образующиеся при движении судна, демонстрировать их курсантам, а также выполнять практические работы по дисциплинам «Теория и устройство судна» и «Маневрирование и управление судна».

Список использованной литературы:

1. *Бендус И.И.* Теория и устройство судна. Ч. 1. Керчь: КГМТУ, 2011. 244 с.
2. *Бендус И. И.* Теория и устройство судна. Ч 2. Керчь: КГМТУ, 2011. 152 с.
3. *Бендус И.И.* Оценка знака начальной остойчивости поврежденного судна // Сборник трудов по материалам научно-практических конференций ФГБОУ ВО «КГМТУ». 2018. Керчь: ФГБОУ ВО «КГМТУ», 2018. 190 с.
4. *Кулагин В.Д.* Теория и устройство морских промысловых судов. Л.: Судостроение, 1986. 392 с.
5. *Войткунский Я.И.* Справочник по теории корабля. Гидромеханика. Сопротивление движению судов. Судовые движители. Л.: Судостроение, 1985. 764 с.
6. *Дробленков В.Ф., Ермолаев А.И., Муру Н.П.* Справочник по теории корабля. М.: Воениздат,

1984. 589 с.
7. Safety of Life at Sea (SOLAS-74).
8. International Convention on Standards of Training, Certification and Watch keeping for Seafarers, 1978/95 (STCW-78/95).
9. International Code on intact Stability, 2008 (Resolution MSC/267(85), adopted on 4 December 2008).
10. Resolution A.749 (18). Code on Intact Stability for All Types of Ships Covered by IMO Instruments (ISC).

References:

1. Bendus I.I. *Teoriya i ustroystvo sudna* [Theory and structure of the vessel]. P. 1. Kerch, KGMTU Publ., 2011, 244 p. (In Russian).
2. Bendus I.I. *Teoriya i ustroystvo sudna* [Theory and structure of the vessel]. P. 2. Kerch, KGMTU Publ., 2011, 152 p. (In Russian).
3. Bendus I.I. Otsenka znaka nachal'noy ostoychivosti povrezhdennogo sudna [Assessment of the initial stability sign of a damaged vessel]. *Sbornik trudov po materialam nauchno-prakticheskikh konferentsiy FGBOU VO «KGMTU»* [Collection of Papers Based on Materials of Scientific and Practical Conferences of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Kerch State Marine Technical University"], 2018, Kerch, FGBOU VO «KGMTU» Publ., 2018, 190 p. (In Russian).
4. Kulagin V.D. *Teoriya i ustroystvo morskikh promyslovykh sudov* [Theory and structure of sea fishing vessels]. Leningrad, Sudostroyeniye Publ., 1986, 392 p. (In Russian).
5. Voytkunskiy YA.I. *Spravochnik po teorii korablya. Gidromekhanika. Soprotivleniye dvizheniyu sudov. Sudovyye dvizhiteli* [Handbook of ship theory. Hydromechanics. Resistance to ship movement. Ship propellers]. Leningrad, Sudostroyeniye Publ., 1985, 764 p. (In Russian).
6. Droblenkov V.F., Yermolayev A.I., Muru N.P. *Spravochnik po teorii korablya* [Handbook of ship theory]. Moscow, Voenizdat Publ., 1984, 589 p. (In Russian).
7. Protection of human life at sea (SOLAS-74). (In English).
8. International Convention on the Training, Certification and Watchkeeping of Seafarers, 1978/95 (STCW-78/95). (In English).
9. International Ship Stability Code, 2008 (resolution MSC/267(85), adopted on December 4, 2008). (In English).
10. Resolution A.749 (18). The Undamaged Stability Code applies to all types of vessels subject to IMO (ISC) documents. (In English).

Сведения об авторе / Information about author

Бендус Игорь Иванович
старший преподаватель кафедры Судовождения и промышленного рыболовства
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
igor.bendus@yandex.ru

Bendus Igor Ivanovich
Senior Lecturer, Department of Shipping and Industrial Fisheries
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze str., 82
igor.bendus@yandex.ru

Вестник Керченского государственного морского технологического университета.
Серия: Морские технологии. 2025. № 4
ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ

УДК 656.612

Ганнесен В.В., Петрова Е.Е., Карпушин И.С.

АНАЛИЗ СОСТАВА РЫБОДОБЫВАЮЩЕГО ФЛОТА ДАЛЬНЕВОСТОЧНОГО БАССЕЙНА ПО ВОЗРАСТНОМУ КРИТЕРИЮ

Аннотация. Дальневосточный рыбохозяйственный комплекс играет важную роль в обеспечении продовольственной безопасности страны поскольку является основным поставщиком рыбного сырья и готовой продукции на внутренний рынок страны. Одновременно с этим рыбная промышленность является структурообразующей отраслью всех регионов Дальнего Востока. В связи с этим возникает вопрос, насколько устойчива данная отрасль в ближайшей перспективе. Базовым элементом рыбохозяйственного комплекса служат морские суда, занимающиеся добычей биоресурсов, спецификой которых является ограниченность срока эксплуатации ввиду естественного коррозионного износа металла. Данное исследование посвящено рассмотрению перспективы рыбодобывающей отрасли через анализ возрастного состава рыболовных судов, зарегистрированных в Дальневосточном регионе. В результате статистического анализа отмечено, что основная доля флота морских рыболовных судов существенно превысила плановый срок эксплуатации. Ввод в эксплуатацию новых судов существенно отстает от вывода из эксплуатации старых судов, что приводит к сокращению флота. Стареющий рыболовный флот вызывает опасения по поводу безопасности как судов, так и экипажа.
Ключевые слова: рыболовное судно, срок эксплуатации судна, вывод из эксплуатации.

Gannesen V.V., Petrova E.E., Karpushin I.S.

ANALYSIS OF THE FISHING VESSELS IN THE FAR EAST BASIN BY AGE CRITERIA

Abstract. The Far Eastern fishing industry plays a vital role in ensuring the state food security as it is the primary supplier of fish and seafood finished products for the domestic market. At the same time, the fishing industry is a structure-forming component of all the Far East regions. So it is very important how sustainable this sector would be in the near future. The fundamental element of the fishing industry is seagoing vessels engaged in the seafood extraction. The vessels have a limited operation life due to the natural metal corrosion. This work is to research the prospects of the fishing industry through the analysis of the age structure of fishing vessels registered in the Far East.
A statistical analysis revealed that the majority of the seagoing fishing vessels has significantly exceeded its planned operation life. Putting of new vessels into operation significantly lags behind the disposal of the older vessels, and it results in decreasing the vessels number. The aging fishing vessels safety concerns for both vessels and crew.
Keywords: fishing vessel, operation life of the vessel, disposal.

Введение. Продовольственная безопасность Российской Федерации в значительной мере зависит от возможности самостоятельно обеспечивать население страны рыбой и другими морепродуктами. Дальневосточный рыбохозяйственный комплекс играет ключевую роль в решении данной задачи. Кроме того, рыбохозяйственная отрасль Дальнего Востока несет структурообразующую функцию. Осознание важности благополучного состояния данной отрасли как в текущий момент, так и в перспективе, требует внимательного мониторинга состояния рыбодобывающего флота – основы отрасли.

Одной из специфических особенностей рыбохозяйственного комплекса является ограниченность срока эксплуатации морских судов ввиду естественного коррозионного износа металла. Данный процесс учитывается при проектировании судов и компенсируется запасом толщины металла с учетом его ежегодного уменьшения. В общем случает такой запас рассчитывается на 25 лет эксплуатации [1, с. 8]. Целью исследования является выявление

тенденций состояния рыбопромыслового флота Дальневосточного рыбохозяйственного комплекса через анализ возрастного состава судов.

Объектом исследования являются тенденции состояния рыбопромыслового флота Дальневосточного рыбохозяйственного комплекса.

Предметом исследования является возрастной состав рыбодобывающего флота.

Методом исследования, примененным в работе, служит статистический анализ базы данных рыболовных судов, зарегистрированных в портах Дальнего Востока [2].

Результаты исследования и их обсуждение. По данным регистровой книги Российского морского регистра судоходства по состоянию на сентябрь 2025 года в 10 портах Дальнего Востока зарегистрировано 742 рыболовных судна. Распределение судов по портам приписки представлено на рисунке 1.

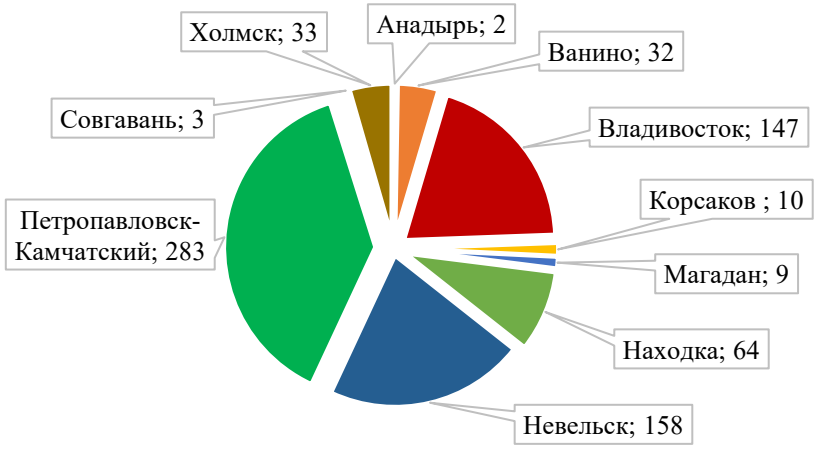


Рисунок 1 – Распределение судов в численном выражении по портам приписки в Дальневосточном регионе по состоянию на 09.2025

Анализ возрастного состава судов показал, что рыбохозяйственная отрасль Дальнего Востока функционирует за счет флота, морально и физически устаревшего. Если принять, что в общем случае запас металла на коррозионный износ при проектировании судов принимается на срок эксплуатации 25 лет, то эту границу перешагнуло подавляющее большинство судов (рис. 2).

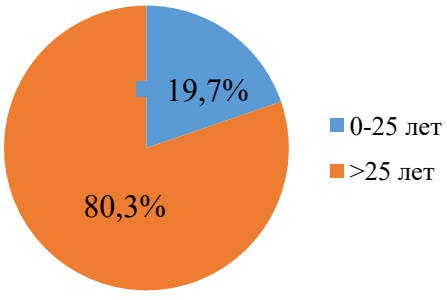


Рисунок 2 – Состав рыболовного флота ДВ бассейна по отношению к проектному сроку эксплуатации в процентном выражении по состоянию на 09.2025

Можно допустить, что при очень бережном уходе за корпусом судно может еще какое-то время сохранять прочность обшивки и набора, заложенную в проекте как достаточную для безопасной эксплуатации. Однако следует помнить, что достаточная толщина листов обшивки и балок набора еще не гарантирует достаточной прочности корпуса в целом. Проблема в том, что наиболее интенсивной коррозионной деградации подвергаются участки конструктивных

вырезов и сварных швов [3]. Обеспечение контроля и своевременной качественной лакокрасочной защиты для большинства таких элементов во время эксплуатации судна практически невозможно. Таким образом ставится под сомнение прочность соединений элементов корпуса, даже если сами элементы имеют еще достаточную толщину металла.

При более детальном распределение судов по возрастному показателю (рис. 3) бросается в глаза, что подавляющее количество судов давно перешагнуло расчетный рубеж эксплуатации в 25 лет – суда старше 30 лет составляют около 70 % от общего числа.

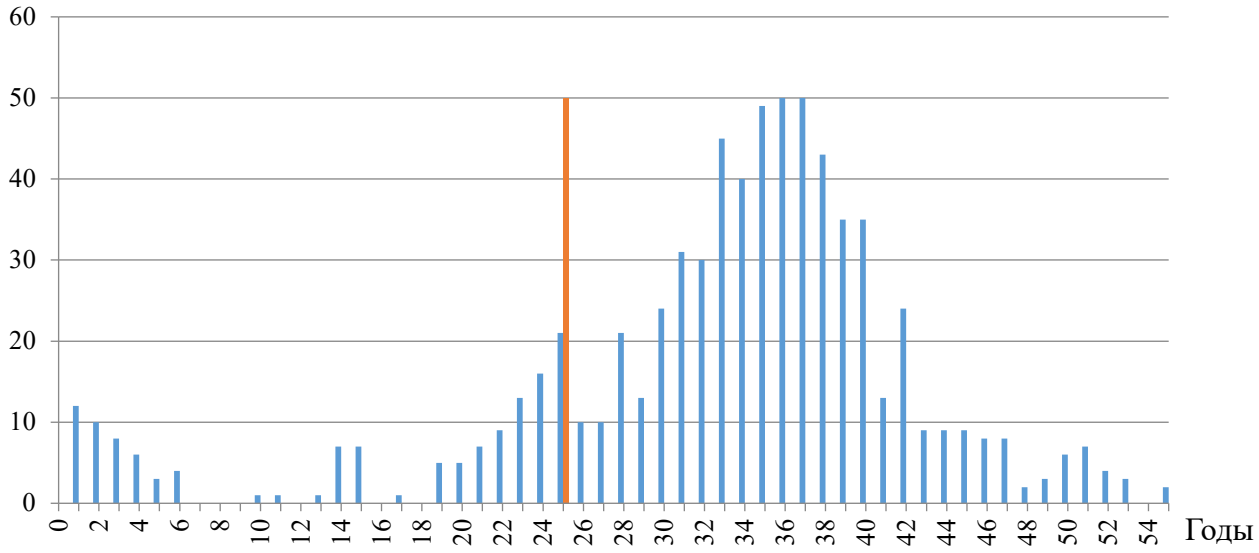


Рисунок 3 – Распределение судов по возрастному показателю по состоянию на 09.2025

Та незначительная доля судов, не достигших расчетного предела эксплуатационного возраста, приписаны, главным образом, к трём портам – Владивосток, Невельск и Петропавловск-Камчатский (рис. 4).

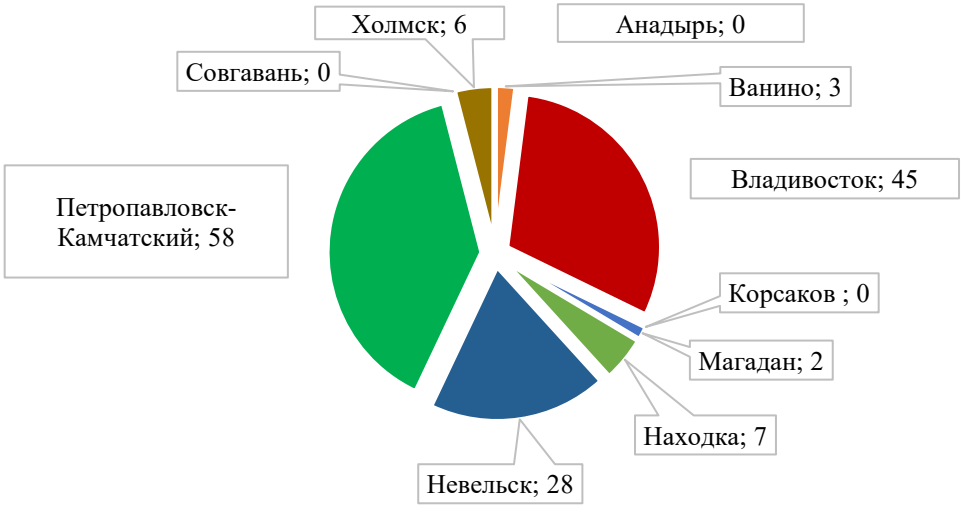


Рисунок 4 – Количество судов возрастом до 25 лет в Дальневосточных портах по состоянию на 09.2025

Если рассматривать для каждого порта в отдельности соотношение судов, не достигших расчетного предела эксплуатационного возраста, и судов, перешедшие расчетный предел, то доля судов, переваливших рубеж расчётного периода составляет следующую картину (рис. 5):

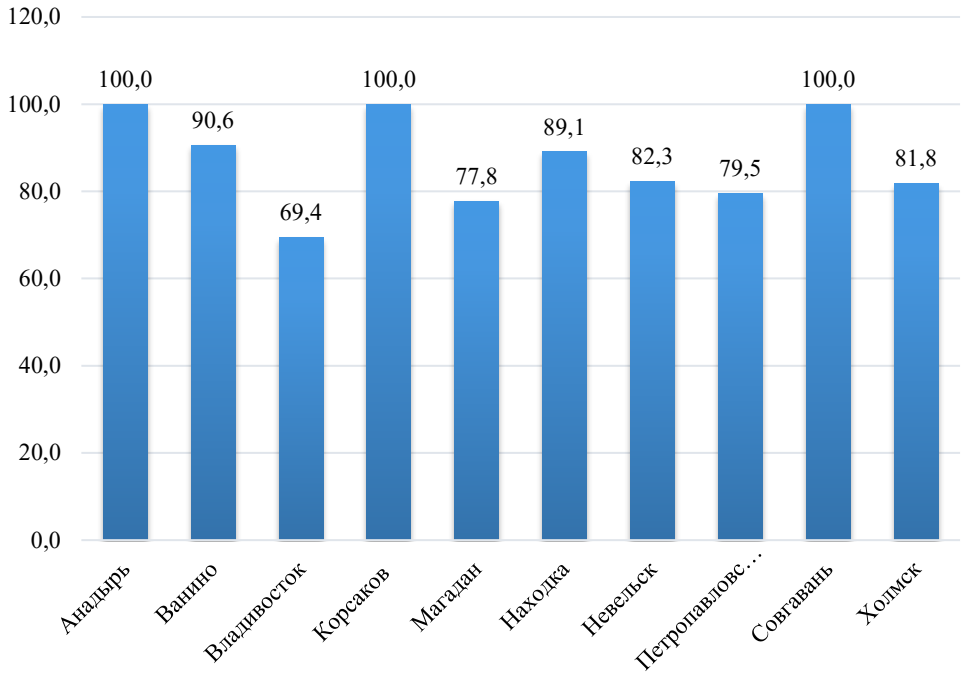


Рисунок 5 – Доля судов старше 25 лет в процентах от числа приписанных к порту по состоянию на 09.2025

Как можно видеть на рисунке 3, последние несколько лет рыболовный флот Дальнего Востока стал пополняться новыми судами. Однако это пополнение идет, главным образом, в порты Владивосток и Петропавловск-Камчатский (рис. 6, 7).

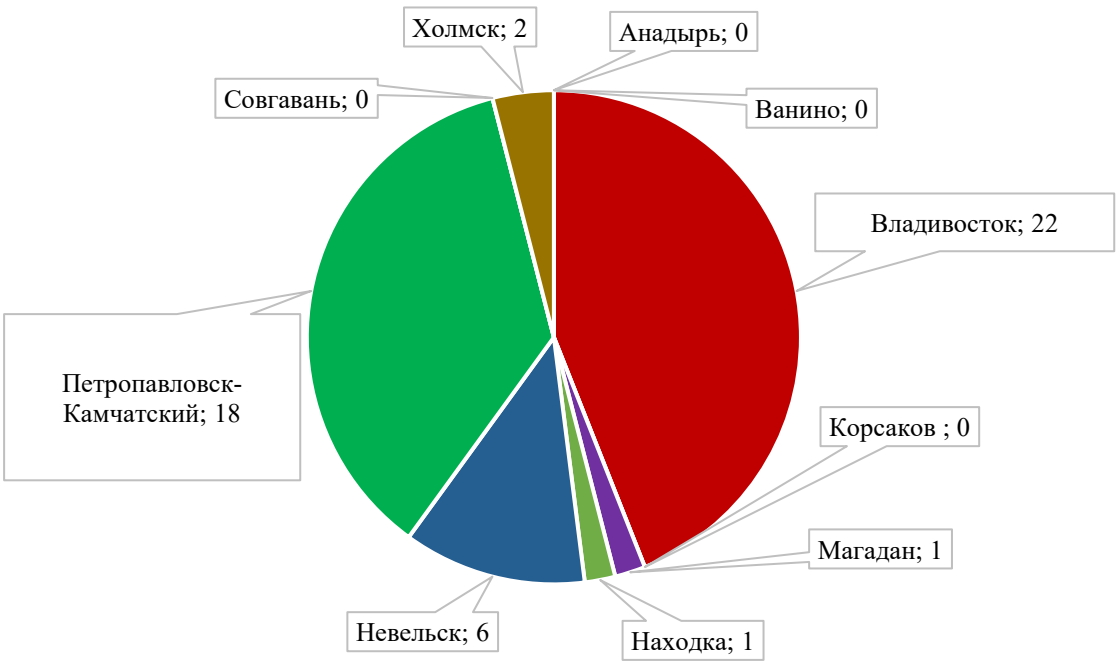


Рисунок 6 – Количество судов возрастом не более 5 лет, зарегистрированных в портах Дальнего Востока по состоянию на 09.2025

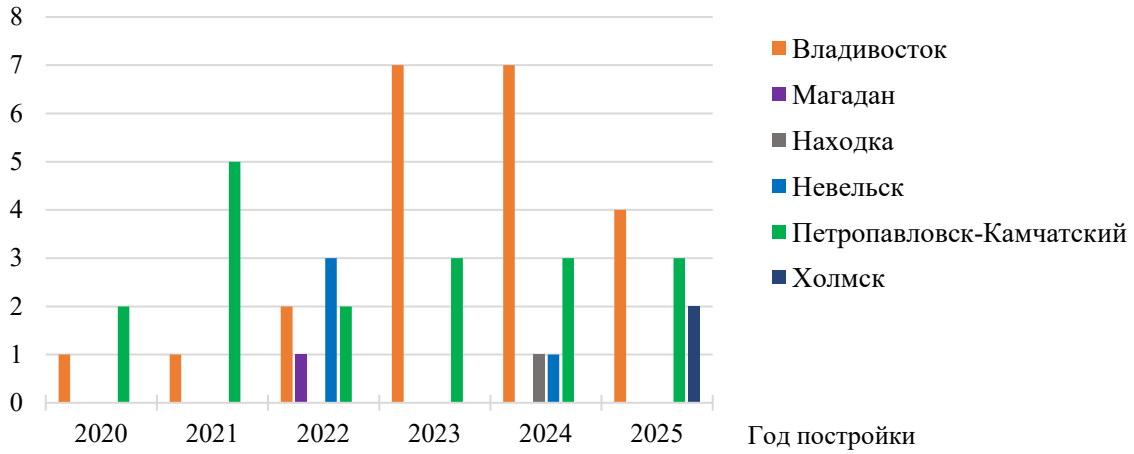


Рисунок 7 – Количество новых судов с указанием года постройки, зарегистрированных в портах Дальнего Востока по состоянию на 09.2025

Отсутствие поступления новых судов в течение длительного срока привело к тому, что в настоящее время происходит численное сокращение рыболовных судов, выражающейся в том, что значительно больше судов снимается с учета, чем ставится на учет (рис. 8).

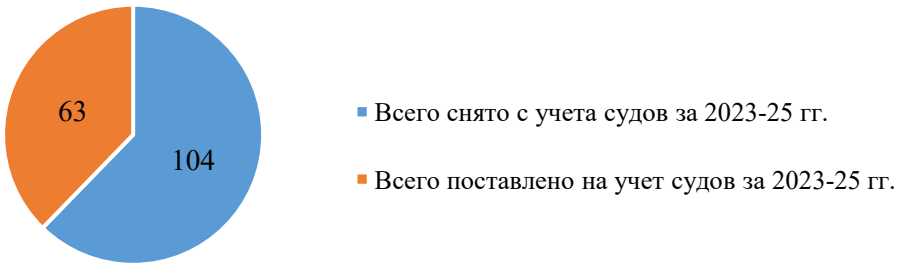


Рисунок 8 – Численное соотношение судов, снятых с учета, и судов, поставленных на учет в периоде 2023-25 гг.

В работе [4] авторами был сделан прогноз о том, отечественное судостроение не сможет компенсировать полностью массовый вывод из эксплуатации старых судов, и эта компенсация будет проходить за счет закупки старых иностранных судов. Анализ зарегистрированных судов показывает, что за период с 12.2023 до 09.2025 наблюдается тенденция снятия с учета судов возрастом от 35 лет и старше [5-6], которые замещаются частично новыми судами, но большей частью судами, возраст которых либо близок к предельному расчетному [7], либо перешедшим через него, что говорит о краткосрочных планах эксплуатации этих судов (рис. 9).

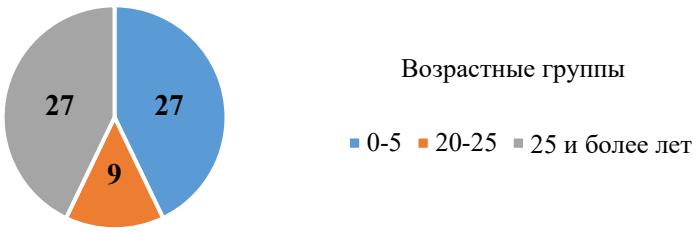


Рисунок 9 – Численное соотношение по возрастным группам судов, поставленных на учет в периоде 2023-25 гг.

Выводы. Анализ базы данных рыболовных судов, зарегистрированных в портах Дальнего Востока, сделанный по критерию возраста, показал, что:

1) Основу рыбопромыслового флота Дальневосточного бассейна составляют суда, выработавшие свой плановый срок эксплуатации.

2) Численность судов сокращается, т.к. количество снимаемых с учета существенно превышает количество ставящихся на учет.

3) Количество вводимых в эксплуатацию новых судов в несколько раз меньше количества судов, выводимых из эксплуатации.

Исходя из того, что в ближайшие годы в стране не произойдет радикального наращивания судостроительных мощностей, а большинство зарубежных судостроительных верфей прекратили сотрудничество с Россией, можно предположить, что сделанные выводы не претерпят существенных изменений в ближайшие годы.

Список использованной литературы:

1. Правила классификации и постройки морских судов. Часть II. Корпус. Морской Регистр Судоходства. 2024. URL: https://lk.rs-class.org/regbook/getDocument2?type=rules3&d=B71A5B68-EA7C-47A4-9AD2-968347ED6DA3&f=2-020101-174-2 (дата обращения: 14.11.2025).
2. Регистровая книга. Морской Регистр Судоходства, 2025. URL: https://lk.rs-class.org/regbook/regbookVessel?ln=ru (дата обращения: 14.11.2025).
3. *Ганнесен В.В., Петрова Е.Е.* К вопросу деградации корпуса судна в результате коррозии // Научные труды Дальрыбвтуза. 2023. Т. 66. № 4. С. 144–152.
4. *Ганнесен В.В., Петрова Е.Е.* Перспективы рыбодобывающей отрасли Приморского края через анализ возрастного состава рыболовных судов // Научные труды Дальрыбвтуза. 2023. Т. 65. № 3. С. 103–109.
5. *Суров О.Э., Китаев М.В., Петрова Е.Е., Староверова В.А.* Исследование износа корпусных конструкций промысловых судов // Судостроение. 2025. № 1 (878). С. 10-13.
6. *Суров О.Э., Китаев М.В., Пряженников П.И., Петрова Е.Е.* Исследование эффективности подкреплений судовых конструкций с остаточными деформациями // Труды Крыловского государственного научного центра. 2025. № 3 (413). С. 62-68.
7. *Суров О.Э., Китаев М.В., Петрова Е.Е., Дмитриева Н.Р.* Исследование среднегодового уменьшения толщин наружной обшивки рыболовных судов ледового плавания // Судостроение. 2024. № 4 (875). С. 71-81.

References:

1. Pravila klassifikacii i postrojki morskix sudov. Chast` II. Korpus. Morskoj Registr Sudoxodstva [Rules for the classification and construction of sea-going ships. Part II. Hull. Maritime Register of Shipping], 2024. (In Russian). Available at: https://lk.rs-class.org/regbook/getDocument2?type=rules3&d=B71A5B68-EA7C-47A4-9AD2-968347ED6DA3&f=2-020101-174-2. (accessed 14.11.2025).
2. Registrovaya kniga. Morskoj Registr Sudoxodstva [Register Book. Maritime Register of Shipping], 2025. (In Russian). Available at: https://lk.rs-class.org/regbook/regbookVessel?ln=ru/ (accessed 14.11.2025).
3. Gannesen V.V., Petrova E.E. K voprosu degradacii korpusa sudna v rezul`tate korrozii [On the issue of ship hull degradation as a result of corrosion]. *Nauchny`e trudy` Dal`ry`bvtuza* [Scientific Works of the Far East Fisheries Technical University], 2023, vol. 66, no. 4. pp. 144–152. (In Russian).
4. Gannesen V.V., Petrova E.E. Perspektivy` ry`bodoby`vayushhej otrasli Primorskogo kraya cherez analiz vozrastnogo sostava ry`bolovny`x sudov [Prospects of the fishing industry of Primorsky Krai through the analysis of the age composition of fishing vessels]. *Nauchny`e trudy`*

Dal`ry`bvtuza [Scientific Works of the Far Eastern Technical University], 2023, vol. 65, no. 3, pp. 103–109. (In Russian).

5. Surov O.E., Kitayev M.V., Petrova Ye.Ye., Staroverova V.A. Issledovaniye iznosa korpusnykh konstruktsiy promyslovykh sudov [Study of wear of hull structures of fishing vessels]. *Sudostroyeniye* [Shipbuilding], 2025, no. 1 (878), pp. 10-13. (In Russian).
6. Surov O.E., Kitayev M.V., Pryazhennikov P.I., Petrova Ye.Ye. Issledovaniye effektivnosti podkrepleniy sudovykh konstruktsiy s ostatochnymi deformatsiyami [Study of the efficiency of reinforcements of ship structures with residual deformations]. *Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra* [Proceedings of the Krylov State Research Center], 2025, no. 3 (413), pp. 62-68. (In Russian).
7. Surov O.E., Kitayev M.V., Petrova Ye.Ye., Dmitriyeva N.R. Issledovaniye srednegodovogo umen'sheniya tolshchin naruzhnoy obshivki rybolovnykh sudov ledovogo plavaniya [Study of the average annual decrease in the thickness of the outer plating of ice-going fishing vessels]. Sudostroyeniye [Shipbuilding], 2024, no. 4 (875), pp. 71-81. (In Russian).

Сведения об авторах / Information about authors

Ганнесен Виталий Витальевич	доцент кафедры Судовождение Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет 6902087, г. Владивосток, ул. Луговая 52б pillers@mail.ru
Gannesen Vitalii Vitalievich	Associate Professor at the Navigation Department Far Eastern State Technical Fisheries University 690087, Vladivostok, Lugovaya str., 52b pillers@mail.ru
Петрова Екатерина Евгеньевна	канд. техн. наук, доцент кафедры Судовождение Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет 6902087, г. Владивосток, ул. Луговая 52б pillers@mail.ru
Petrova Ekaterina Evgenievna	Ph.D. (Engin.), Associate Professor at the Navigation Department Far Eastern State Technical Fisheries University 690087, Vladivostok, Lugovaya str., 52b pillers@mail.ru
Карпушин Иван Сергеевич	канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедры Судовождение Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет 6902087, г. Владивосток, ул. Луговая 52б pillers@mail.ru
Karpushin Ivan Sergeevich	Ph.D. (Engin.), Head of the Navigation Department Far Eastern State Technical Fisheries University 690087, Vladivostok, Lugovaya str., 52b pillers@mail.ru

Вестник Керченского государственного морского технологического университета.
Серия: Морские технологии. 2025. № 4
ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ

УДК 639.2.06:629.5.03

Рязанова Т.В., Осипов А.А.

ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОГО ТЯГОВОГО УСИЛИЯ МАЛЫХ ПРОМЫСЛОВЫХ СУДОВ

Аннотация. Рассматриваются метод расчёта необходимого тягового усилия малого промыслового судна, а также метод определения агрегатного сопротивления траловой системы. Рыболовный трал, как сложное техническое сооружение, имеет взаимовлияющие характеристики, наиболее значимые из них, в том числе зависимость агрегатного сопротивление траловой системы от скорости судна и других факторов, представляют собой систему уравнений, называемых паспортом трала. Необходимость применения предлагаемых методов оценки силовой совместимости системы «судно-трал», продиктована потребностью оперативного контроля располагаемой тяги траулера и гидродинамического сопротивления траловой системы. Рассмотрен числовой пример пригодности применения указанных методов.
Ключевые слова: малое рыболовное судно, располагаемая тяга, паспорт трала, гидродинамическое сопротивление.

Riazanova T.V., Osipov A.A.

JUSTIFICATION OF THE REQUIRED TRACTION FORCE OF SMALL FISHING VESSELS

Abstract. A method for calculating the required tractive effort of a small fishing vessel is considered, as well as a method for determining the aggregate drag of a trawl system. A fishing trawl, as a complex technical structure, has mutually influencing characteristics, the most significant of which, including the dependence of the aggregate drag of the trawl system on the speed of the vessel and other factors, are a system of equations called the trawl passport. The need to apply the proposed methods for assessing the power compatibility of the ship-trawl system is dictated by the need for operational control of the available thrust of the trawler and the hydrodynamic resistance of the trawl system. A numerical example of the suitability of these methods is considered.
Keywords: small fishing vessel, available thrust, trawl passport, hydrodynamic resistance.

Введение. Потребление рыбной продукции на душу населения Российской Федерации в 2024 году составило примерно 24 кг, что не достигает нормы, рекомендованной Минздравом РФ, составляющей 28 кг. Для повышения потребления рыбы и морепродуктов необходимо восстанавливать и развивать рыбохозяйственную деятельность в регионах. «Несмотря на бурное развитие аквакультуры, потребность человечества в рыбной продукции эта отрасль не покрывает, к тому же гидробионты, добываемые посредством промысла, являются более экологически чистыми и полезными» [1]. Азово-Черноморский бассейн является самым небольшим из пяти рыбохозяйственных бассейнов страны: в 2024 году там добыто 35,5 тыс. тонн рыбы (менее 1 % общероссийского вылова). Причиной низкого процента в доле вылова страны является устаревший рыболовный флот, а иногда и его отсутствие, нехватка квалифицированных кадров, поскольку прежние специалисты в области рыболовства окончили свою трудовую деятельность, а новых, молодых специалистов, практически нет. Учебные заведения, находящиеся вблизи рассматриваемого бассейна, не готовят специалистов направления «Промышленное рыболовство», поэтому работающие на малых промысловых судах Азово-Черноморского бассейна, не имеют полного представления о сложности совместной работы системы «судно-трал».

Целью исследования является провести обоснование величины тягового усилия малого промыслового судна, для его эффективной и безопасной работы с тралами соответствующего типоразмера, рассмотреть методы и способы оперативного определения фактической тяги

судна и агрегатного сопротивления траловой системы. «Понимание того, что в условиях острой нехватки трудовых ресурсов и расширения диапазона трудовых функций привлечь, а главное удержать рабочую силу в рамках рыбохозяйственного сектора национальной экономики только материальными стимулами очень трудно» [2]. Вместе с тем промысел Черном и Азовском морях имеет важное социальное значение: в нем занято несколько тысяч рыбаков. Здесь добывают хамсу, шпрот, тюльку, сельдь, ставридку, камбалу и др. Практически весь улов идет на внутренний рынок и является одним из сегментов туристической привлекательности региона.

Материалы и методы исследования. Добыча (вылов) с использованием пелагических тралов осуществляется в отношении следующих промысловых видов черноморской рыбы: хамса, шпрот (килька), тюлька. Очевидно, что траловый лов в Азово-Черноморском бассейне будет преобладать и дальше, поскольку применение кошельковых неводов не всегда рационально из-за недостаточности глубин, а прочие орудия лова, не сравнимы по величине с разовым уловом трала.

Ранее для освоения разноглубинного лова пелагических и придонных скоплений кильки (черноморского шпрота) с судов ММРс 165 кВт (225 л.с.) пр. 1330, более известного среди рыбаков, под названием СЧС -225 рекомендовали применять разноглубинные тралы: 25,2/115, 30,8/125, 31,8/175 м.

Одним из условий безопасной и прибыльной эксплуатации рыболовного траулера является соизмерение величины тяговых усилий судна и сопротивления траловой системы, оптимальная разница между которыми составляет не более или менее пяти процентов.

Для оперативной оценки тяги судна и сопротивления траловой системы ранее разработаны следующие методы [3].

Определение тягового усилия судна пр.1330 по зависимости:

$$P_p = 0{,}677 \cdot Ne - 2{,}575 \cdot 10^{-3} \cdot Ne^2 - 0{,}3 \cdot V - 0{,}324 \cdot V^2 - 10{,}4, \quad (1)$$

где Ne – мощность, подаваемая на винт судна, кВт;

V – скорость судна, узл.

Для получения зависимости были проведены следующие виды испытаний: на свободном ходу судна измерялась относительная мощность главного двигателя и скорость судна, а также проводились испытания судна с нагрузкой при этом измерялись мощность ГД, скорость судна и усилие в швартовом конце.

Основой для получения зависимости послужили данные, полученные при испытаниях судна.

Таблица 1 – Результаты испытания судна

V, узл	$\overline{Ne}$гд, %	n, об/с	P_P, кН	V, узл	$\overline{Ne}$гд, %	n, об/с	P_P, кН	V, узл	$\overline{Ne}$гд, %	n, об/с	P_P, кН
0	92	740	29,5	10,0	111	750	0	3	99	750	28
0	83	710	27	9,0	93	740	0	4	93	740	23,5
0	71	680	24	8,8	82	710	0	3	81	710	23
0	60	640	21	8,3	71	680	0	4	70	680	18
				7,6	60	640	0	5	59	640	11

Величина располагаемой тяги на скорости траления является основой для проектирования или подбора по агрегатному сопротивлению траловой системы, конкретной конструкции трала и понимания силовой совместимости буксируемого трала и буксирующего судна.

Оптимальная скорость траления для черноморского шпрота находится в пределах 2,9 – 3,5 уз. Отклонение от оптимальной скорости в любую сторону ведет к снижению величины улова,

это экспериментально подтвержденный факт. По данным, приведённым в таблице 1, на скоростях 3 и 4 узла при относительной нагрузке от 80 % до 99 %, судно мощностью двигателя 165 кВт, способно развивать полезную тягу от 23 кН ($\overline{Ne}$гд=81%, V_T=3 узл) до 28 кН ($\overline{Ne}$гд=99%, V_T=3 узл).

Гидродинамическое сопротивление траловой системы должно соотноситься с располагаемой тягой судна. Важно понимать, что гидродинамическое сопротивление траловой системы зависит от множества факторов и нужно обладать инструментом оперативного определения силы сопротивления трала при его буксировке.

Гидродинамическое сопротивление траловой системы $\Sigma R_{\text{тр}}$ можно оценить путём суммирования гидродинамических сопротивлений её составляющих:

$$\Sigma R_{\text{тр}} = 2 \cdot R_{\text{в}} + 2 \cdot R_{\text{Д}} + R_{\text{осн}} + R_{\text{кан.ч}} + R_{\text{мот.ч}} + R_{\text{меш}}, \quad (2)$$

где $R_{\text{в}}$ – гидродинамическое сопротивление ваеров, кН;
$R_{\text{Д}}$ – гидродинамическое сопротивление траловых досок, кН;
$R_{\text{осн}}$ – гидродинамическое сопротивление траловой оснастки, кН;
$R_{\text{кан.ч}}$ – гидродинамическое сопротивление канатной части трала, кН;
$R_{\text{мот.ч}}$ – гидродинамическое сопротивление мотеной части трала, кН;
$R_{\text{меш}}$ – гидродинамическое сопротивление тралового мешка, кН.

Поскольку, из ранее перечисленных типов тралов, применяемых для промысла черноморского шпрота, разноглубинный трал 31,8/175 имеет бóльшие линейные размеры, чем остальные тралы, а значит будет иметь и бóльшее гидродинамическое сопротивление, для сравнения с тяговым усилием судна, рассчитаем его гидродинамическое сопротивление.

Каждая составляющая для расчёта гидродинамического сопротивления из зависимости (2) может быть оценена по формуле:

$$R = C_x \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot F, \quad (3)$$

где C_x – гидродинамический коэффициент сопротивления;
ρ – плотность воды, кг/м^3;
V – скорость траления, м/с
F– площадь сопротивления, м^2.

Для определения гидродинамического сопротивления по зависимости (3), зададимся некоторыми параметрами. Плотность морской воды, примем среднее значение плотности воды для Черного моря ρ=1012 кг/м^3.

Диапазон глубин для траления в Черном море варьируется от 20 до 80 м, примем глубину траления для трала 31,8/175 40 метров, для такого горизонта хода трала, при скорости траления 3 узла (1,542 м/с), загрузке нижней подборы порядка 75 кг потребуется вытравить ваера длиной L_B = 125 м [4]. При меньших глубинах, потребуется меньшая длина ваеров, а значит и сопротивление ваера будет меньше. Диаметр, используемых в траловой системе ваеров, составляет d_B=13,5 мм, гидродинамический коэффициент, зависящий от угла атаки ваера, при соотношении выбранных глубины и длины ваера, составит 0,4. При таких величинах сопротивление ваера, рассчитанное по зависимости (3) составит 0,812 кН.

Траловые крыловидные доски на небольших черноморских тралах предназначены для работы в трёх режимах: у поверхности, в пелагиали и в придонном варианте. Угол атаки доски, от которого зависит распорная сила досок и гидродинамический коэффициент, находится в пределах 18°-22°, при таких условиях C_x можно принимать 0,27. Площадь доски для рассматриваемого типа трала рекомендована 1,6 м^2. При таких значениях сопротивление траловой доски, рассчитанное по зависимости (3), составит 0,52 кН.

При работе разноглубинными тралами указанных типов рекомендуется двухкабельная

схема оснастки. Голые концы рекомендованы длиной 15 м из стального каната диаметром 9 мм, кабели длиной 50 м из стального каната диаметром 15 мм верхний кабель и 17,5 мм нижний. Гидродинамический коэффициент можно принять такой же, как у ваера 0,4, тогда сопротивления кабельной оснастки, одной стороны трала, включающей в себя два кабеля и четыре голых конца составит 1,09 кН.

Для придания плавучести верхнюю подбору трала оснащают кухтылями. Кухтыли должны распределяться по подборе равномерно и симметрично центра гужа, чтобы исключить перекос трала. На трале 31,8/175 обычно устанавливают кухтыли диаметром 200 мм, количеством 30 – 40 шт. Гидродинамический коэффициент сопротивления шарового кухтыля $C_{Xк}$ зависит от, скорости траления, плотности воды и диаметра кухтыля. При таких условиях $C_{Xк}$ можно принять 0,22. Общее гидродинамическое сопротивление сорока штук кухтылей составит 0,33 кН. Оснастку нижней подборы разноглубинных тралов следует производить отрезками цепей, которые должны располагаться только по гужу и частично по крыльям трала, общая масса цепей не должна превышать 60 кг, масса грузов углубителей 60 кг.

Сопротивление канатно-сетной части трала также можно оценить по зависимости (3). Площадь нитей сети для трала 31,8/175 составляет F_H=84,8 м^2, гидродинамический коэффициент для тралов такого типоразмера составляет C_X=0,132±0,07, примем среднее значение C_X =0,132. Гидродинамическое сопротивление канатно-сетной части составит 12,5 кН.

С рассматриваемым типом трала рекомендовано использовать траловый мешок 4,2/29,4, его гидродинамическое сопротивление составляет ориентировочно 3,1 кН

Для определения гидродинамического сопротивления всей траловой системы суммируем ранее полученные значения сопротивлений элементов траловой системы, учтённых в зависимости (2).

$$\Sigma R_{\text{тр}} = 2 \cdot 0{,}812 + 2 \cdot 0{,}52 + 2 \cdot 1{,}09 + 0{,}33 + 12{,}5 + 3{,}1 = 20{,}8 \text{ кН}$$

Полученное значение соизмеримо с тяговым усилием, определённом при испытании судна при скорости траления три узла и различной нагрузки главного двигателя: Рр=23 кН ($\overline{Ne}$гд=81%, V_T=3 узл) и Рр= 28 кН ($\overline{Ne}$гд=99%, V_T=3 узл).

Очевидно, что при изменении любого из параметров, которые были приняты для оценки величины гидродинамического сопротивления траловой системы, сила сопротивления изменится. В первую очередь, большое влияние имеет изменение скорости траления, при увеличении которой сопротивление траловой системы будет увеличиваться, а тяговое усилие судна уменьшаться, длина вытравленных ваеров, длина кабельной оснастки трала, горизонт хода трала и оснастка нижней и верхней подборы влияют на изменение гидродинамического сопротивления.

Выше рассмотрен способ определения суммарного агрегатного сопротивления траловой системы, такой способ представляет собой объёмную расчетную работу, не приведённую в статье, которая занимает продолжительное время. Стремление создать математическую модель взаимосвязи параметров трала являлось причиной для разработки паспортизации тралов. Такую работу в разное время проводили Обвинцев А.Л., Долин Г.М., в их работах [5] при паспортизации тралов был дан обширный перечень аргументов, изменяющихся для промысловых потребностей и функций отклика, которые изменялись вследствие изменения аргументов.

При паспортизации тралов, для Азово-Черноморского бассейна к функциям отклика отнесли: агрегатное сопротивление траловой системы ($\sum R$, горизонт хода трала, кН), горизонт хода трала (Н, м), вертикальное раскрытие устья трала (h, м) и горизонтальное раскрытие устья трала, оцениваемое, как расстояние между траловыми досками ($l_т$, м). К аргументам, которые при своём изменении, приводят к изменению функций отклика отнесены параметры, которые реально могут изменяться на промысле: скорость траления судна ($V_т$, узл), длина

вытравленных ваеров ($L_В$, м), масса грузов-углубителей ($М_{г.у.}$, кг). Длина кабелей для тралов Азово-Черноморского бассейна исключена, так как их не меняют, в отличии от океанического промысла, при котором применяют кабели различной длины для дневных и ночных тралений.

Для получения паспорта трала 31,8/175 были проведены технические траления, при которых факторы изменяли от минимального до максимального значения, длину ваеров от 25 м до 300 м, скорость траления от 2,9 до 3,6 узл., массу грузов углубителей от 40 до 75 кг.

По результатам обработки опытных значений функций отклика получен паспорт трала, представляющий собой систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned} R &= 0{,}0015 \cdot L + 3{,}48 \cdot V + 0{,}058 \cdot M + 5{,}84 \\ H &= 0{,}29 \cdot L - 13{,}6 \cdot V + 0{,}177M + 40{,}5 \\ h &= 0{,}00073 \cdot L - 1{,}71 \cdot V + 0{,}023 \cdot M + 17{,}2 \\ l_T &= 0{,}0045 \cdot L - 2{,}93 \cdot V - 0{,}036 \cdot M + 34{,}6 \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Результаты исследования и их обсуждения. Для проверки соответствия агрегатного сопротивления, рассчитанного выше, подставив в зависимость (4) значения аргументов, принимаемые в расчёте зависимости (3) получим: L=125 м, $V_т$=3 узл., $М_{г.у.}$=60 кг, получим 19,95 кН. Как видим, полученные значения соизмеримы, ошибка составляет 4,1 %, что можно считать хорошей точностью. Определение агрегатного сопротивления траловой системы по зависимости (4) значительно проще, чем последовательное определение гидродинамических сопротивлений составляющих траловой системы.

Аналогично были получены паспорта тралов, наиболее часто используемых в Азово-Черноморском бассейне 25,2/115 и 30,8/125. При появлении новых конструкций тралов или модернизации существующих, можно также провести восемь технических тралений, при этом определяя величину горизонта хода трала, его вертикальное и горизонтальное раскрытие, далее статистически обработать полученные результаты и получить зависимости, аналогичные зависимости (4). Испытания следует проводить по программе, приведённой в таблице 2.

Таблица 2 – Программа испытаний тралов

Значения факторов	Режим траления							
	1	2	3	4	5	6	7	8
L, м	min	max	min	max	min	max	min	max
V, узл	min	min	max	max	min	min	max	max
Мг.у., кг	min	min	min	min	max	max	max	max

По мере появления нового рыболовного флота для Азово-Черноморского бассейна можно провести работу по определению располагаемой тяги судна в зависимости от скорости траления и мощности двигателя. Совместное использование зависимостей типа (1) и (4) позволит судовому экипажу оперативно определять, в зависимости от изменяющихся факторов промысла, силовое соотношение системы «судно-трал», для безаварийной и прибыльной работы рыболовного судна.

Список использованной литературы:

1. *Рязанова Т.В.* Анализ силовой совместимости промыслового судна и рыболовного трала // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. 2023. № 1. С. 68-75.
2. *Яркина Н.Н.* Управление рыбохозяйственной деятельностью. Корпоративная культура // Вестник Керченского государственного морского технологического университета. 2025. № 2. С. 99-107.
3. *Рязанова Т.В.* Повышение эффективности промысловой эксплуатации траулеров на

основе факторного анализа их тяг: дис. …канд. техн. наук / Татьяна Владимировна Рязанова. Калининград, 2011. 168 с.
4. Методические указания (Рекомендации) по технической эксплуатации тралов на судах прибрежного рыболовства. Центральное проектно-конструкторское и технологическое бюро, 1987. 128 с.
5. *Долин Г.М.* Паспортизация орудий рыболовства // Материалы VI Международного Балтийского морского форума. Калининград, 2018. Т. 2. С. 364-368.
6. *Долин Г.М., Рязанова Т.В.* Опыт технической паспортизации малого рыболовного трала // Рыбпром. 2009. № 3. С. 62-63.
7. *Татарников В.А., Акишин В.В., Истомин И.Г., Астафьев С.Э.* Способы и орудия лова: справочное пособие. М., ВНИРО, 2016. 286 с.

References:

1. Ryazanova T.V. Analiz silovoi sovmestimosti promyslovogo sudna i rybolovnogo trala [Analysis of the power compatibility of a fishing vessel and a fishing trawl]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Bulletin of the Kerch State Marine Technological University], 2023, no. 1, pp. 68-75. (In Russian).
2. Yarkina N.N. Upravlenie rybokhozyaistvennoi deyatel'nost'yu. Korporativnaya kul'tura [Fisheries management. Corporate culture]. *Vestnik Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnologicheskogo universiteta universiteta* [Bulletin of the Kerch State Marine Technological University], 2025, no. 2, pp. 99-107. (In Russian).
3. Riazanova T.V. *Povyshenie effektivnosti promyslovoi ekspluatatsii traulerov na osnove faktornogo analiza ikh tiag. Diss. kand. tekhn. nauk* [Improving efficiency of commercial operation of trawlers based on factor analysis of their thrusts. Cand. tech. sci. diss.]. Kaliningrad, 2011. 168 p. (In Russian).
4. *Metodicheskie ukazaniya (Rekomendatsii) po tekhnicheskoi ehkspluatatsii tralov na sudakh pribrezhnogo rybolovstva* [Guidelines (Recommendations) for the technical operation of trawls on coastal fishing vessels]. Central Design and Technology Bureau Pabl., 1987, 128 p. (In Russian).
5. Dolin G.M. Pasportizaciya orudij rybolovstva [Certification of fishing gear]. *Materialy VI Mezhdunarodnogo Baltijskogo morskogo foruma* [Proceedings of the VI International Baltic Maritime Forum]. Kaliningrad, 2018, vol. 2, pp. 364-368. (In Russian).
6. Dolin G.M., Riazanova T.V. Opyt tekhnicheskoj pasportizacii malogo rybolovnogo trala [Experience in technical certification of small fishing trawl]. *Rybprom* [Rybprom], 2009, no. 3, pp. 62-63. (In Russian).
7. Tatarnikov V.A., Akishin V.V., Istomin I.G., Astaf'ev S.E. *Sposoby i orudiya lova* [Fishing methods and tools]. Moscow, VNIRO, 2016, 236 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. (Engin.), 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

Осипов Александр Андреевич
курсант 5-го курса специальности «Судовождение»
Керченский государственный морской технологический университет
298309, Республика Крым, г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
sudovodkgmtu@mail.ru

Osipov Aleksandr Andreevich
cadet of the 5nd year of the specialty «Navigation»
Kerch State Maritime Technological University
298309, Republic of Crimea, Kerch, Ordzhonikidze, str., 82
sudovodkgmtu@mail.ru