

ISSN 2949-3684

ВЕСТНИК

**МОРСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА**

Выпуск 96 / 2024

Вестник Морского государственного университета. Вып. 96 / 2024 / Морской государственный университет им. адм. Г. И. Невельского. — Владивосток: Мор. гос. ун-т, 2024. — 52 с. ; цв. ил., табл. — Библиогр. в конце ст. — ISSN 2949-3684.

Вестник Морского государственного университета содержит публикации, посвященные актуальным нормативно-организационным, техническим и технологическим проблемам судоходства и безопасности мореплавания, судоремонта, судовых силовых установок и их элементов, логистических транспортных систем и гидрографии, автоматизации и управления технологическими процессами, обработки информации, системного анализа и управления процессами перевозок на морском транспорте. Материалы содержат теоретические выводы и практические рекомендации, которые могут быть использованы для развития научных направлений и для принятия инженерных, административных и коммерческих решений.

Дата выхода в свет - 14 ноября 2024 г. Выходит четыре раза в год.

Зарегистрировано Федеральной службой по надзору в сфере связи и массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации Эл № ФС77-82589 от 30.12.2021.

Учредитель и издатель – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Морской государственный университет имени адмирала Г.И. Невельского».

Адрес учредителя, издателя и редакции: 690003, Россия, г. Владивосток, ул. Верхнепортовая, 50а. Электронная почта редакции: vestnik@msun.ru; телефон редакции: +7 (423) 251-76-36.

Главный редактор – Соболенко Анатолий Николаевич, доктор технических наук, профессор.

Заместитель главного редактора – Рычкова Виктория Феликсовна, начальник управления научно-исследовательской и инновационной деятельности.

Научный редактор – Холоша Михаил Васильевич, кандидат технических наук, доцент.

Выпускающий редактор – Баранникова Анастасия Олеговна, кандидат исторических наук.

Редакционная коллегия:

Азовцев Анатолий Иванович, доктор технических наук, профессор;

Буров Денис Викторович, кандидат физико-математических наук, доцент;

Войлошников Михаил Владиленович, доктор технических наук, профессор;

Глушков Сергей Витальевич, доктор технических наук, профессор;

Друзь Иван Борисович, доктор технических наук, профессор;

Дыда Александр Александрович, доктор технических наук, профессор;

Лазарев Владимир Анатольевич, кандидат технических наук, доцент;

Луговец Александр Анатольевич, доктор экономических наук, доцент;

Москаленко Михаил Анатольевич, доктор технических наук, профессор;

Надежкин Андрей Вениаминович, доктор технических наук, профессор;

Огай Сергей Алексеевич, доктор технических наук, доцент;

Оськин Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, доцент;

Холоша Михаил Васильевич, кандидат технических наук.

Цена свободная.

СОДЕРЖАНИЕ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ

Луговец А.А., Николаева П.А. Безопасность транспортировки грузов в арктическом регионе.....4

Пошутило Е.В., Огай А.С., Огай С.А. Сопоставительный анализ способов уменьшения осадки речных судов при сохранении их грузоподъемности для плавания по мелководным рекам.....8

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

Нитяговский А. В., Грибиниченко М.В., Лапин Ю.А. Повышение эксплуатационной надёжности судовых турбомашин с гибридными газовыми подшипниками за счёт уточнения критических частот вращения на этапе проектирования подшипников.....22

Соболенко А. Н. Замена полупогружных гребных винтов Арнесона на обычные погружные винты без соответствующего исследования.....28

ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Стаценко В.Н., Лонькин Н.В., Худотепов В.В. Технология точечной сварки трением с перемешиванием.....41

Стаценко В.Н., Вилисов М.А. Технология стыковой сварки трением разнородных металлов.....44

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА, ВОДНЫЕ ПУТИ СООБЩЕНИЯ И ГИДРОГРАФИЯ

УДК 656

Безопасность транспортировки грузов в арктическом регионе

Луговец Александр Анатольевич ¹, д.э.н., к.т.н, профессор, alal@list.ru

Николаева Полина Александровна ¹, polsidorova@mail.ru

¹ МГУ им. адм. Г.И. Невельского, Владивосток

Изучены главные международные и национальные правовые акты, обеспечивающие безопасность транспортировки грузов в арктическом регионе. Проанализированы и классифицированы основные виды опасности, способные приводить к повышению уровня риска. Предложены меры по минимизации факторов риска.

Ключевые слова: транспортировка грузов, погрузочно-разгрузочные работы, безопасность, факторы риска, арктический регион.

Safety of cargo transportation in the Arctic region

Lugovets Alexander A. ¹, alal@list.ru

Nikolaeva Polina A. ¹, polsidorova@mail.ru

¹ MSU named after admiral G.I. Nevelskoy, Vladivostok

The main international and national legal acts ensuring the safety of cargo transportation in the Arctic region have been studied. The main types of hazards that can lead to an increase in the level of risk are analyzed and classified. Measures to minimize risk factors are proposed.

Keywords: cargo transportation, loading and unloading operations, safety, risk factors, Arctic region.

Развитие Арктических территорий имеет важнейшее значение для экономики России. По данным Центрального диспетчерского управления топливно-энергетического комплекса [1], на территориях Крайнего Севера запасы углеводородов составляют 7,3 млрд. т. нефти и 55 трлн. куб м. газа. Также территория и акватория Арктики характеризуются огромными ресурсами железа и марганца, значительными – хрома и титана. Помимо этого, на северных территориях имеются запасы олова, полиметаллов, алмазов, серебра, флюорита, самоцветов, медно-никелевые руды, платиноиды и многое другое.

Для развития инфраструктуры региона важнейшим аспектом является транспорт. Удаленность от основных производственных регионов и отсутствие собственной производственной базы должны компенсироваться высокой транспортной доступностью региона, однако

возникают проблемы из-за сложного расположения региона, отсутствия железных дорог и автомобильных подъездных путей на большей части территории региона, ограниченного времени навигации для морского и речного транспорта. В связи с этим, важно обеспечивать гарантированную доставку грузов, уделяя достаточно внимания транспортной безопасности перевозок.

Главный международный документ в области безопасности Арктических территорий – Международный полярный кодекс для судов, эксплуатирующихся в полярных водах (Полярный кодекс) [2] рассматривает следующие виды опасности, способные приводить к повышению уровня риска:

- лед, который может привести к физическим повреждениям судна, оказывая значительное давление на его корпус; затруднение маневрирования, особенно среди крупных льдин, а также риск застревания в льду; замерзание механизмов и обледенение корпуса судна;
- низкие температуры, действующие на условия работы людей и работоспособность, на техническое обслуживание и низкие температуры, поскольку они связаны с условиями работы и работоспособностью людей, техническим обслуживанием, свойствами материалов, временем выживания и эффективностью оборудования;
- продолжительные периоды полярной ночи и полярного дня, могущие оказать влияние на работоспособность людей за счет воздействия на здоровье и психическое состояние людей. Во время полярной ночи происходит недостаток солнечного света, что приводит к нарушению циркадных ритмов организма, регулирующих сон и бодрствование, нарушая адаптацию организма к окружающей среде. Во время полярного дня, напротив, солнце не заходит за горизонт, поэтому люди могут испытывать сложности с засыпанием и поддержанием нормального режима сна, что вызывает стресс и хроническую усталость. Также постоянное воздействие солнечного света может привести к перегреву и обезвоживанию при работе на свежем воздухе, и увеличивает воздействие ультрафиолетового излучения;
- высокие широты, оказывающие влияние на навигационные системы, системы связи и отображение информации о ледовой обстановке из-за геометрии спутникового покрытия, ионосферных помех, действующих на распространение, задержки и искажения сигналов, магнитных аномалий, связанных с близостью магнитного полюса, а также многолучевости из-за наличия больших открытых пространств и отражающих поверхностей, таких как снег и лёд. Кроме того, в высоких широтах часто наблюдаются экстремальные погодные условия, которые могут затруднять прием сигналов и ухудшать качество связи;
- удаленность района плавания и возможное отсутствие точных и полных географических данных, ограниченное количество и недостаточное техническое развитие средств навигационного обеспечения, усугубленная удаленным расположением средств поиска и задержки в оказании экстренной помощи;
- потенциально малый опыт действий экипажа в полярных условиях, с возможностью совершения людьми ошибочных действий. Это связано с экстремальными погодными условиями, которые не встречаются больше нигде, высокими психологическими нагрузками из-за длительного пребывания в изоляции, ограничения пространства для жизни и работы и монотонности окружающей среды, недостаточным количеством повышений квалификации в области развития навыков выживания в экстремальных условиях и умения оперативно реагировать на изменение погодных условий;
- возможная нехватка надлежащего оборудования для оказания помощи в чрезвычайных ситуациях, потенциально ограничивающая действенность мер по снижению масштаба последствий. Отсутствие или нехватка средств связи, плавсредств, в том числе индивидуальных, медицинских средств и оборудования значительно повышает риски для жизни и

здоровья экипажа. Недостаток комплексов по ликвидации разлива нефти увеличивает экологические последствия аварий, нанося непоправимый ущерб флоре, фауне и прибрежным экосистемам, а также несет финансовые и правовые последствия;

- быстро сменяющиеся и суровые погодные условия, влияющие на рост и развитию масштаба происшествий за счет резкого снижения видимости туманом, мглой, сильным снегопадом может привести к потере ориентировки. Ветер и волны приводят к сносу судна с курса, а при движении в сильном попутном волнении велика вероятность крена и опрокидывания судна;

- окружающая среда в части ее чувствительности к воздействию вредных веществ и иных видов воздействия, и необходимости ее длительного восстановления.

Основным документом, регулирующим вопросы безопасности Арктики в России, является Указ Президента Российской Федерации от 05.03.2020 №164 «Об основах государственной политики Российской Федерации в Арктике на период до 2035 года» [3]. Согласно Указу, следующими основными угрозами безопасности в Арктике, в числе прочего, являются:

- низкий уровень развития социальной, транспортной и информационно-коммуникационной инфраструктуры сухопутных территорий Арктической зоны Российской Федерации, в том числе в местах традиционного проживания малочисленных народов;

- несоблюдение сроков создания инфраструктуры Северного морского пути, строительства судов ледокольного, аварийно-спасательного и вспомогательного флотов;

- низкие темпы создания наземных транспортных средств и авиационной техники для работы в природно-климатических условиях Арктики, развития отечественных технологий, необходимых для освоения Арктики.

При анализе видов опасности, способных приводить к повышению уровня риска во время транспортировки и обработки грузов в арктическом регионе, все факторы были разделены на несколько категорий:

- климатические условия. К ним относится сложная ледовая обстановка, низкая температура воды и воздуха, ветровые нагрузки;

- навигационные риски: наличие айсбергов, мелководье, ограниченная видимость, сложный рельеф дна;

- технические аспекты, к которым можно отнести техническое состояние судов и транспортной инфраструктуры портов, оборудование для ледовой проводки, устаревшие системы навигации и связи;

- человеческий фактор, учитывающий уровень подготовки экипажей и соблюдение техники безопасности на судне и во время производства погрузочно-разгрузочных работ как в порту, так и на рейде, а также сложные климатические условия, влияющие на психологическое и физическое здоровье;

- организационный фактор, учитывающий низкий уровень развития транспортной инфраструктуры территорий Арктической зоны и невысокие темпы расширения отечественной техники и технологий, необходимых для освоения Крайнего Севера, учитывающих особенности региона.

Для снижения климатических рисков необходимо планировать доставку грузов с учетом сезонности перевозок и применение современных атомных ледоколов для проводки грузовых судов к месту назначения. Также необходимо выбирать оптимальные маршруты с учетом сезонных изменений ледовой ситуации и погодных условий. Например, оставлять грузы по железной дороге до глубоководной части реки, минуя мелководный участок верховьев. Это позволит снизить риски срыва поставки из-за природно-климатических аномалий и сократить затраты на перевозку [4].

Навигационные риски могут быть снижены при использовании современных технологий мониторинга погоды и ледовой обстановки, позволяющей прогнозировать опасные условия и своевременно корректировать маршруты транспортировки.

Технические риски могут быть снижены только в случае разработки и применения более современных транспортных средств ледового класса, созданных специально для работы в сложных климатических условиях, внедрения инновационных решений, позволяющих повысить производительность и качество работы, а также при строительстве новых и модернизации существующих портов и транспортной инфраструктуры в акватории Северного морского пути и других транспортных коридоров.

Человеческий фактор, также оказывающий большое влияние на возможность увеличения рисков при транспортировке грузов, может быть приведен к минимуму при обеспечении регулярного качественного обучения и повышения квалификации экипажей судов и наземных работников для развития навыков выживания в экстремальных условиях и умения оперативно реагировать на изменение погодных условий. Для снижения воздействия на психологическое и физическое здоровье людей быстро сменяющихся и суровых погодных условий, низких температур и продолжительных периодов полярной ночи и полярного дня, для улучшения условий обустройства людей в арктической зоне следует рассмотреть организацию работ вахтовым методом.

Влияние организационного фактора, учитывающего низкие темпы развития технологий в сфере транспорта и транспортной инфраструктуры, может быть ослаблено с помощью привлечения международного сотрудничества. Оно может заключаться как в финансовой поддержке, так и в обмене опытом и знаниями со странами и компаниями, которые также работают в данном регионе. Это поможет получить доступ к актуальной информации и передовым технологиям и лучше подготовиться к возможным рискам.

Таким образом, снижение рисков при транспортировке грузов в арктическом регионе возможно только при комплексном подходе, включающем и технические, и организационные, и финансовые меры, так как их применение по-отдельности не принесет желаемых результатов в области обеспечения безопасности грузоперевозок. Важнейшую роль при этом играет разработка и применение наиболее современных технологий и обучение персонала. Только так можно обеспечить безопасную и устойчивую деятельность в данном регионе.

Список литературы

1. Проект – Арктика. Центральное диспетчерское управление топливно-энергетического комплекса [Электронный ресурс] Режим доступа: / https://www.cdu.ru/tek_russia/issue/2022/6/1031/ (дата обращения: 7.11.2024)
2. Международный полярный кодекс для судов, эксплуатирующихся в полярных водах (Полярный кодекс). Серия «Судовладельцам и капитанам», Выпуск 37- СПб.: АО ЦНИИМФ, 2016 год
3. Указ Президента Российской Федерации от 05.03.2020 №164 «Об основах государственной политики Российской Федерации в Арктике на период до 2035 года»
4. Предложения Министерства транспорта и дорожного хозяйства Республики Саха (Якутия) по развитию инфраструктуры Северного морского пути как элемента единой Арктической транспортной системы Российской Федерации [Электронный ресурс] Режим доступа: <http://council.gov.ru/media/files/eUFe7byxLa5UwqeyDrgrttSfdphTRpupv.pdf> (дата обращения: 10.11.2024)

Поступила в редакцию 12 ноября 2024 г.

Сопоставительный анализ способов уменьшения осадки речных судов при сохранении их грузоподъемности для плавания по мелководным рекам

Пошутило Егор Владимирович ¹, poshutilo12@gmail.com

Огай Алексей Сергеевич ¹, канд. техн. наук, доцент, ogay_A@msun.ru

Огай Сергей Алексеевич ¹, д-р техн. наук, доцент, ogay@msun.ru

¹ МГУ им. адм. Г.И. Невельского», Владивосток

Проблема обмеления судоходных рек существенно сказывается на снижении грузооборота речных перевозок и безопасности плавания. Проанализированы данные из открытых источников по основным речным бассейнам Российской Федерации (Волго-Каспийский канал, Ленский бассейн, Обь-Иртышский бассейн, Азово-Донской бассейн) сопоставлением грузооборота и глубин за обозримый навигационный период. Показана корреляционная зависимость грузооборота и гарантированных габаритов глубин судовых ходов: снижение глубин приводит к снижению грузооборота. Обмеление судоходных путей приводит к исключению на их отдельных участках двустороннего движения, что также негативно сказывается на объемах грузоперевозок. Другим фактором, сопровождающим негативное влияние снижения габаритов глубин, является снижение безопасности плавания транспортных судов – повышение рисков аварийных происшествий.

Рассмотрены возможные варианты повышения грузоподъемности судов, осуществляющих речные перевозки, за счет улучшения их характеристик способами, при которых уменьшается осадка без потери массового водоизмещения. Критерием эффективности рассмотренных решений является достижение наибольшего дедвейта при минимальных затратах дополнительной мощности на поддержание (уменьшение осадки) и на движение. Рассмотрены варианты решений на основе статического принципа поддержания –увеличения отношения ширины к осадке за счет использования понтонов и на основе динамических принципов поддержания, уменьшающих осадку водоизмещающего корпуса. Приводится сопоставительный анализ способов на основе приближенных оценок характеристик судов.

Ключевые слова: гарантированные глубины судовых ходов, грузооборот речных перевозок, водоизмещающие речные суда, транспортная безопасность, динамический принцип поддержания, эффект Магнуса.

Comparative analysis of methods for reducing the draft of river vessels while maintaining their carrying capacity for navigation on shallow rivers

Poshutilo Egor Vladimirovich ¹, poshutilo12@gmail.com

Ogay Aleksey Sergeevich ¹, Cand. Tech. Sci., Associate Professor, ogay_A@msun.ru

Ogay Sergey Alekseevich ¹, Dr. Tech. Sci., Associate Professor, ogay@msun.ru

¹ Maritime State University named after Adm. G.I. Nevelskoy, Vladivostok

The problem of shallowing of navigable rivers has a significant impact on the cargo turnover of river transportation and navigation safety. Data from open sources on the main river basins of the Russian Federation (Volga-Caspian Canal, Lena Basin, Ob-Irtysh Basin, Azov-Don Basin) are analyzed by comparing cargo turnover and depths for the foreseeable navigation period. The correlation between cargo turnover and guaranteed depth dimensions of navigable channels is shown: a decrease in depth leads to a decrease in cargo turnover. The shallowing of navigable waterways leads to the exclusion of two-way traffic in some of their sections, which also negatively affects the volume of cargo transportation. Another factor accompanying the negative impact of a decrease in depth dimensions is a decrease in the safety of navigation of transport vessels - an increase in the risk of accidents.

Possible options for increasing the carrying capacity of vessels engaged in river transportation by improving their characteristics by means that reduce the draft without losing mass displacement are considered. The criterion for the effectiveness of the considered solutions is the achievement of the highest deadweight with the minimum expenditure of additional power for maintenance (reduction of draft) and movement. Options for solutions based on the static principle of maintenance are considered, i.e. increasing the ratio of width to settlement through the use of pontoons and on the basis of dynamic principles of maintenance, which reduce the draft of the displacement hull. A comparative analysis of the methods based on approximate estimates of vessel characteristics is given.

Keywords: guaranteed depths of navigable channels, cargo turnover of river transportation, displacement river vessels, transport safety, dynamic principle of maintenance, Magnus effect.

Введение

Обмеление рек является серьезной проблемой, вызывающей ряд негативных последствий для природы, экономики и для безопасности плавания. За последние десятилетия проблема приобрела системный характер, создала устойчивые навигационные трудности, которые привели к сокращению объема перевозок по водным путям и повышению риска аварийных происшествий, связанных главным образом с посадкой судов на мель, что в свою очередь сопряжено с рисками повреждения целостности корпуса и разливами нефтепродуктов. Затяжное решение данной проблемы приводит к вынужденному перераспределению грузопотоков на смежные виды транспорта, повышению стоимости перевозок и не позволяет создать эффективной транспортной системы в регионах страны на основе использования преимуществ речных перевозок при гармонизированном использовании всех видов транспорта.

Востребованность речных перевозок грузов в России обусловлена тем, что такой вид перевозок доступен не только для районов с развитой системой речных путей, но и для труднодоступных областей со слабо развитыми транспортными перевозками. Развитие речных перевозок является важной стратегической задачей по вовлечению Северного морского пути в развитие Сибири и Дальнего Востока, а также по реализации международного транспортного коридора Север-Юг. Однако для полноценного воплощения этих масштабных транспортных проектов важна не только экономическая эффективность, естественным образом свойственная речным перевозкам, но и их безопасность.

В этой связи в данной работе поставлено две задачи: первая – оценить влияние падения гарантированных глубин судовых ходов на примере основных речных бассейнов нашей страны на грузооборот в этих бассейнах; вторая – предложить решения со стороны качеств транспортных судов с целью уменьшения их осадки при сохранении полезной грузоподъем-

ности – дедвейта или при минимальных потерях дедвейта, но главное при минимальных дополнительных мощностях на поддержание водоизмещающего корпуса. В сопоставительном анализе рассмотрены два способа: статический на основе создания дополнительной выталкивающей силы водоизмещающих объемов, и динамический на основе создания дополнительной подъемной силы на принципах динамического поддержания. При этом решения должны работать на водоизмещающих корпусах грузовых речных судов или судов типа река-море, имеющих небольшие скорости хода. Динамическое поддержание на основе воздушной подушки исключено из анализа, так как оно слишком затратно по параметру удельной мощности на единицу массы транспортного средства. Также из рассмотрения исключены подводные крылья, так как они работают на высоких скоростях хода и также, как и воздушная подушка, много затратны по необходимой мощности. Внимание уделено возможности реализовать динамический принцип поддержания – создания дополнительной подъемной силы на корпусе, на основе использования эффекта Магнуса. С этой целью в работе выполнены качественные и количественные оценки подъемной силы, которую можно получить при обтекании потоком жидкости с небольшими скоростями роторов, установленных в подводной части корпуса судна. Выбор диапазона небольших скоростей обоснован характерными скоростями транспортных речных судов и судов типа река-море. Показано, что удастся добиться дополнительной подъемной силы сопоставимой с частью массового водоизмещения судна, следовательно, нивелировать угрозы снижения грузоподъемности речных судов из-за их недогруза для прохода по обмелевшим участкам и угрозы повышения риска посадки на мели, применением динамического принципа поддержания на основе эффекта Магнуса для расширения навигационных возможностей судна при сохранении его высокой грузоподъемности на относительно небольших скоростях хода. Выполненные количественные оценки показывают, что дополнительные энергетические затраты, необходимые для создания подъемной силы и преодоления дополнительного сопротивления движению, на порядок меньше энергетических затрат на реализацию динамических принципов поддержания с помощью воздушной подушки и подводных крыльев.

1. Анализ зависимости грузопотоков от гарантированных глубин судовых ходов в основных речных бассейнах Российской Федерации

Обмеление рек в Российской Федерации, ставшее существенным фактором снижения грузооборота речных перевозок, особенно заметно сказалось на эффективности логистических операций в последние десятилетия, и как негативная тенденция продолжает развиваться в основных водных бассейнах [1]. Проследим зависимость грузопотоков в основных речных бассейнах страны от гарантированных глубин, которые были обеспечены в различные навигации.

Волго-Каспийский морской судоходный канал (далее ВКМСК) является мультимодальным маршрутом транспортировки грузов из России по международному транспортному коридору Север-Юг. Судовой ход от Астрахани до моря проходит по естественному водотоку Бахтемиру, а в морской части – по искусственно созданному каналу. Явно прослеживается зависимость грузооборота от гарантированных глубин этой водной артерии (рис. 1).

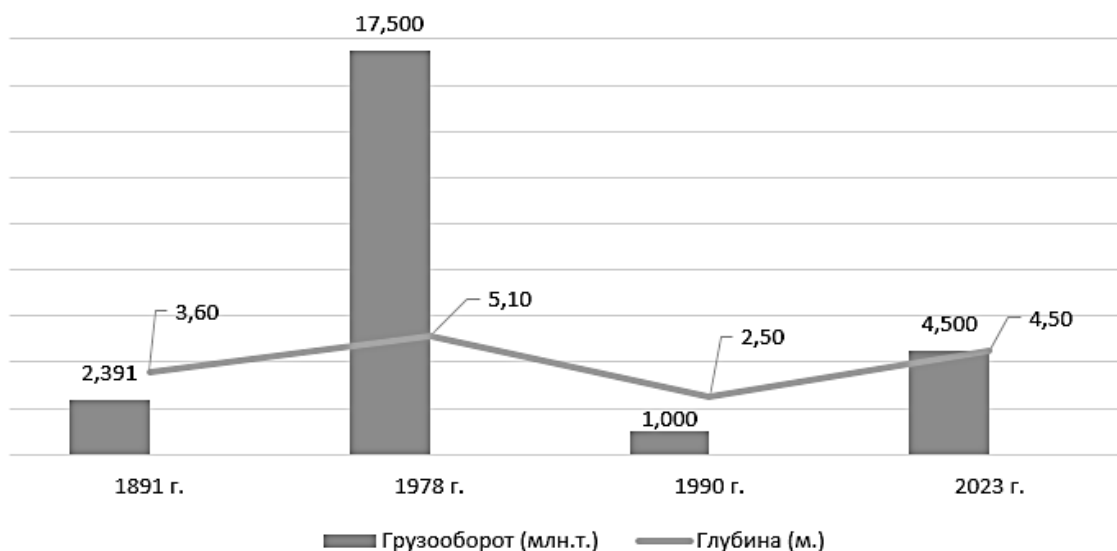


Рис. 1. Зависимость глубин судоходных путей и грузооборота на Волго-Каспийском судоходном канале по выборкам за многолетний период

Количественные характеристики грузооборота в сопоставляемые периоды безусловно связаны с общим состоянием экономики региона, однако видно, что обмеление негативно сказалось на грузообороте ВКМСК: в 2023 году грузооборот канала снизился почти в четыре раза по сравнению с 1978 годом, и в 17,5 раз в 1990 году в сопоставлении с тем же 1978 годом [2], [3]. При этом четко прослеживается корреляционная зависимость грузооборота от гарантированных глубин судового хода: гигантское падение грузооборота зафиксировано на фоне двукратного падения глубин. Восстановление системных дноуглубительных работ позволилократно нарастить грузооборот по сравнению с 1990 годом (в 4,5 раза) при увеличении средних значений гарантированных глубин с 2,5 м до 4,5 м. Обмеление на канале вынуждает увеличить количество участков одностороннего движения, что также уменьшает пропускную способность канала, затрудняет организацию судоходства по четкому графику и повышает аварийность.

Географическое положение внутренних водных путей Ленского бассейна формирует опорные зоны развития экономики российской Арктики. Длина судоходных путей насчитывает 8,5 тысяч километров из 18 тысяч километров всех водных путей Ленского бассейна. Навигация длится около 5 месяцев. В навигационном отношении плавание осложнено разветвленностью русла на средней Лене от устья Витима до устья Алдана на множество узких и извилистых протоков, в районе одной из которых располагается важный логистический центр – Якутский речной порт.

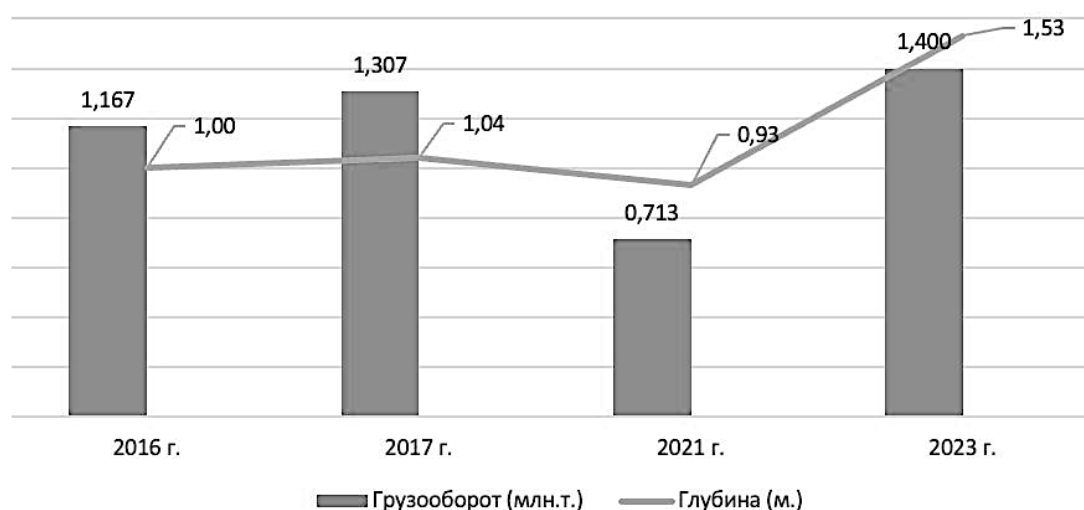


Рис. 2. Зависимость глубин и грузооборота Ленского бассейна на примере порта Усть-Кут

Гидрометеорологическая обстановка на реке Лена определяет характер и график речных перевозок (регулярная навигация может начинаться во второй половине мая и заканчиваться в октябре, замерзает река в первых числах ноября), но при этом сохраняется устойчивая корреляционная зависимость грузооборота по реке от ее глубин [4], [5]. На примере порта Усть-Кут построена зависимость грузооборота и гарантированной глубины судового хода на подходе к порту, показывающая изменение этих взаимозависимых параметров (рис. 2). Отметим, что многолетнее обмеление участка Усть-Кут – Киренск на Верхней Лене существенно повлияло на изменение транспортно-логистической схемы завозов грузов в Якутию [6].

Характер и направление грузовых перевозок Обь-Иртышского водного бассейна обусловлены главным образом сырьевой структурой региональной экономики, освоением нефтяных и газовых месторождений, лесных ресурсов района. Водные пути этого бассейна представлены её главными реками Обью и Иртышом, а также их притоками. Бассейн имеет стратегическое значение, связывая южные и центральные районы Западной Сибири с ключевой транспортной магистралью Крайнего Севера – Северным морским путем. Главные порты реки Обь Томск, Сургут и Салехард, а Иртыша – Омск, Тобольск и Ханты-Мансийск, фактически являются хабами, в которых формируются грузовые базы, происходит перевалка грузов с наземного вида транспорта на водный для широкой номенклатуры перевозимых грузов от нефтеналивных, навалочных, строительных и тарно-штучных грузов до различной техники и оборудования [7], [8]. За последние годы в бассейне активно ведутся дноуглубительные работы по поддержанию гарантированных габаритов судовых ходов, что позитивно сказалось на неуклонном росте грузооборота Обь-Иртышского водного бассейна (рис. 3) [9].

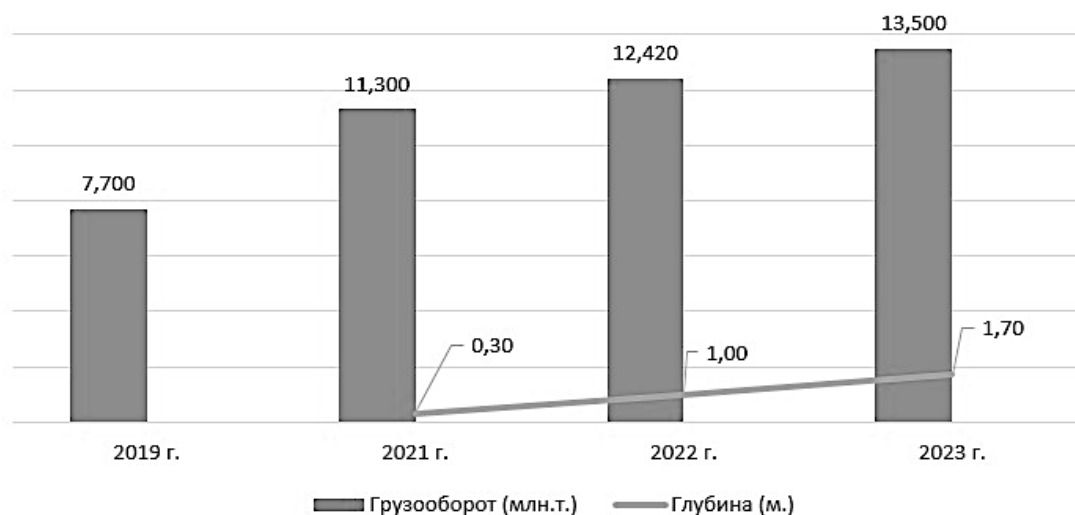


Рис. 3. Зависимость гарантированных глубин и грузооборота Обь-Иртышского бассейна

Азово-Донской бассейн, входящий в состав Единой глубоководной системы европейской части России, обеспечивает нужды регулярного регионального судоходства с выходом на зарубежные маршруты. Основная часть путевых условий бассейна зарегулирована гидроузлами (Цимлянским, Николаевским, Константиновским, Кочетовским) [10], [11]. Водные пути ниже Кочетовского гидроузла не зарегулированы и осложнены крутыми излучинами, прижимными и свальными течениями, перепадами в скорости течения на различных участках. Все эти факторы осложняют навигацию [12].

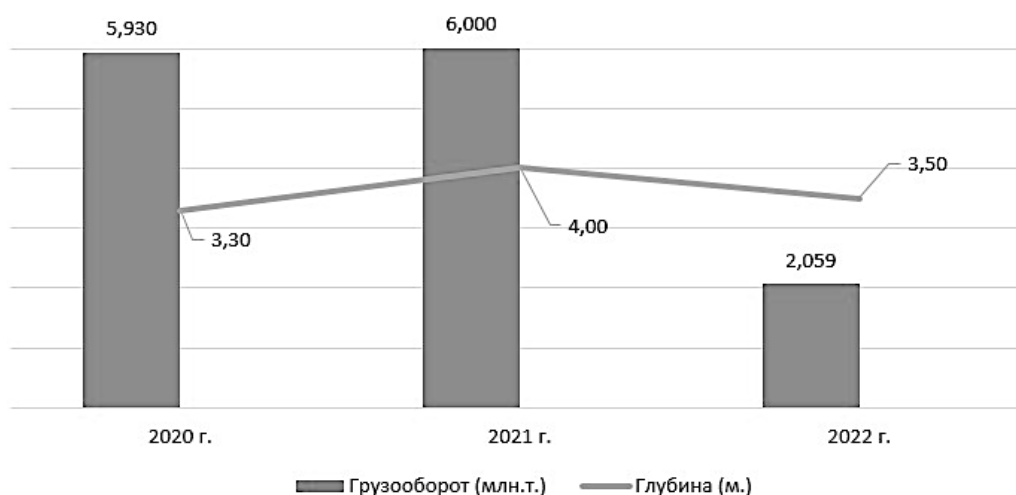


Рис. 4. Зависимость глубин и грузооборота Азово-Донского бассейна

Зависимость грузооборота и глубин судовых ходов на Азово-Донском бассейне имеет такой же корреляционный характер (рис. 4). Существенное падение грузооборота в 2022 году вызвано комбинацией причин, в числе которых уменьшение гарантированной глубины хода имеет большое значение.

Таким образом, обмеление рек является важной проблемой во многих бассейнах внутренних водных путей России. Грузовым судам становится сложнее проходить некоторые участки в связи с малой глубиной и сужением габаритов судовых ходов, ломаются графики движения, суда идут с недогрузом, падает грузооборот, растут издержки. Поддерживать гарантированные глубины приходится большим объемом ежегодных дноуглубительных работ.

Вместе с тем даже ежегодные работы по восстановлению габаритов судовых ходов не всегда могут решить проблему снижения грузооборота и повышения безопасности плавания, необходимо искать решения и со стороны флота – в усовершенствовании судов.

2. Статические и динамические способы создания дополнительной подъемной силы на корпусах водоизмещающих судов

Анализ естественного обмеления речных судоходных бассейнов и высокая потребность в наращивании грузооборота речных перевозок подвигает искать решение проблемы не только в системных работах по дноуглублению и обеспечению гарантированной ширины судовых ходов, но и в новых качествах речных судов. Рассмотрим только один из возможных подходов к решению проблемы повышения грузооборота речных грузовых перевозок – применение способов сохранения грузоподъемности судов при уменьшении их осадки. Способы решения поставленной таким образом задачи разделим на статические и динамические. При этом примем, что традиционные размерения корпусов грузовых речных судов сохраняются. Статические способы обеспечиваются дополнительными водоизмещающими объемами и используются в практике речных перевозок для транспортировки по мелководным участкам судов с заведомо большими осадками (рис. 5, а) или для транспортировки не водоизмещающих объектов (рис. 5, б) [13].



а)



б)

Рис. 5. Использование дополнительных водоизмещающих объемов для транспортировки объектов с уменьшением (а) или исключением их осадки (б)

Оценим изменение смоченной поверхности корпуса длиной L , шириной B и с осадкой d при уменьшении его осадки на величину δd , но при сохранении водоизмещения. Такой результат обеспечим за счет присоединения понтонов длиной L_u равной его цилиндрической вставки, что в расчетной схеме эквивалентно увеличением ширины цилиндрической вставки водоизмещающего корпуса на величину δB при уменьшении осадки на заданную величину δd . Для оценочных расчетов примем неизменным коэффициент общей полноты C_B при изменении осадки δd , тогда увеличение ширины судна за счет присоединенных понтонов в цилиндрической части корпуса составит:

$$\delta B = \frac{C_B \cdot L \cdot B \cdot \delta d}{L_u \cdot (d - \delta d)} .$$

Площадь смоченной поверхности оценим с использованием формулы В. А. Семеки. Она будет прирастать (за счет того, что увеличение ширины сказывается больше, чем уменьшение осадки) на величину:

$$\delta\Omega = -L \cdot \delta d + L_{\text{ц}} \cdot [\delta B + 2 \cdot (d - \delta d)] \quad .$$

На основании формулы для расчета сопротивления трения, согласно которой оно прямо пропорционально величине смоченной поверхности, справедливо считать, что относительное приращение потребной мощности на преодоление увеличивающегося сопротивления трения в процентах будет аналогично приращению смоченной поверхности в процентах. В оценке примем, что сопротивление трения составляет 70 % от полного сопротивления воды движению судна. Учитывая, что буксировочная мощность прямо пропорциональна сопротивлению движения, то справедливо считать, что относительное изменение эффективной мощности также будет пропорционально смоченной поверхности, но с учетом принятой доли сопротивления трения.

Количественную оценку необходимой дополнительной мощности на движение судна с присоединенными понтонами в районе цилиндрической вставки выполним на примере условного корпуса длиной $L = 100$ м, шириной $B = 10$ м и с осадкой $d = 4$ м при длине цилиндрической вставки $L_{\text{ц}} = 70$ м, коэффициенте общей полноты корпуса $C_B = 0,85$ (табл. 1).

Таблица 1 – Оценка увеличения необходимой мощности на движение судна с понтонами

Заданное изменение осадки δd , м	0,4	0,8	1,2	1,6
Суммарное увеличение габаритной ширины судна с понтонами δB , м	1,35	3,04	5,20	8,10
Приращение смоченной поверхности судна с понтонами $\delta\Omega$, м ²	518,44	500,50	516,29	582,68
Увеличение потребной мощности на движение судна с понтонами, %	42,41	40,94	42,24	47,67

Видим, что с помощью понтонов можно достигнуть хороших уменьшений осадки при относительно небольших дополнительных увеличениях потребной мощности на движение с теми же скоростями хода. Но увеличение габаритов (ширины) судна вместе с понтонами исключает использование способа из-за невозможности прохода каналов, в которых грузовые суда не имеют необходимых запасов по гарантированной ширине. Кроме того, у гарантированных габаритов судовых ходов в условиях обмеления возникают ограничения и по ширине ходов, что также делает рассмотренный статический способ уменьшения осадки неприемлемым.

Более продуктивными являются динамические способы поддержания, которые позволяют компенсировать часть массового водоизмещения судна и тем самым уменьшить его осадку. Для сопоставительного анализа дополнительных энергетических затрат, которые необходимо понести, чтобы реализовать динамический способ поддержания, сначала оценим выигрыш в эффективной мощности, который можно получить если уменьшить их осадку на 10 %. Такую оценку выполним, принимая неизменным коэффициент общей полноты судов, используя адмиралтейскую формулу:

$$\delta Ne = Ne \cdot \left[1 - \left(\frac{d - \delta d}{d} \right)^{\frac{2}{3}} \right] .$$

Численные значения изменения водоизмещения и эффективной мощности при уменьшении осадки на 10 % получим для ряда грузовых речных судов (табл. 2) [14].

Таблица 2 – Изменение водоизмещения и эффективной мощности речных грузовых судов при уменьшении осадки на 10 %

Проект	$L, м$	$d, м$	$\Delta, м$	$Ne, кВт$	$\delta d, м$	$\delta \Delta, м$	$\delta Ne, кВт$
Амур, пр. 92-040	112,40	4,08	4889	1030	0,41	488,86	69,86
Омский	105,00	3,30	4205	1030	0,33	420,51	69,86
Сормовский	112,50	4,20	5114	1280	0,42	511,43	86,81
Волга, пр.19610	134,02	4,40	7930	1940	0,44	793,01	131,58
Волго-Балт, пр. 2-95/А	110,00	3,60	4221	1030	0,36	422,14	69,86
Волго-Дон, пр. 1565	135,00	3,60	6576	1320	0,36	657,56	89,53
Сибирский, пр. 225	121,73	3,60	5606	1324	0,36	560,58	89,80

Видим, что высвободившаяся мощность, обусловленная уменьшением смоченной поверхности, оценивается такими же долями (в процентах), что и уменьшение осадки.

Оценим потребную мощность для двух способов динамического поддержания – воздушной подушки и подводных крыльев [15]. Оценку выполним сопоставлением проектной мощности главных энергетических установок судов на подводных крыльях и на воздушной подушке, отнесенной к их полной грузоподъемности (водоизмещению) в сравнении с аналогичной величиной речного грузового судна типа «Волга» проекта 19610 (табл. 3). Для проекта 19610 это отношение (удельная мощность) составляет $19040/7930 = 0,24$ кВт/т.

Таблица 3 – Превышение удельной мощности (мощности отнесенной к водоизмещению) судов на подводных крыльях (СВК) и на воздушной подушке (СПВ), над аналогичной величиной для речного грузового судна типа «Волга» проекта 19610

Проект	$\Delta, м$	$Ne, кВт$	$\frac{Ne}{\Delta}, кВт/м$	Превышение удельной мощности в сравнении с судном типа «Волга»
СВК Колхида	70,00	1412	20	82
СВК РТ-150 Норвегия	165,00	5000	30	124
СПВ Пегас 6	1,55	240	155	633
СПВ Платформа	1,90	77	41	166
СПВ Катер 4 т + 2 чел	5,78	300	52	212

Видим, что удельные энергетические характеристики судов на подводных крыльях и тем более судов на воздушной подушке не соответствуют поставленной задаче – практически на два порядка превосходят сопоставительный пример и, следовательно, не обеспечивают получения выигрыша в осадке без потери грузоподъемности при минимальных дополнительных энергетических затратах и при тех же эксплуатационных скоростях хода. Под минимальными дополнительными энергетическими затратами будем понимать величины, которые сопоставимы с мощностью главной энергетической установки.

Решение, близкое к требуемым условиям поставленной задачи, представляется возможным получить для речных транспортных судов и судов типа река-море за счет применения динамического принципа поддержания на основе эффекта Магнуса [16]. Известно, что на вращающемся цилиндре в потоке жидкости, направленной перпендикулярно его образующей, возникает подъемная сила, перпендикулярная набегающему потоку (рис. 6). Величина подъемной силы на цилиндре (роторе) превосходит подъемную силу на крыле, хорда которого сопоставима с диаметром ротора, практически на порядок [17]. Важно, что достигается этот результат при малых скоростях потока, при которых сила сопротивления также относительно невелика, что позволяет иметь гидродинамическое качество ротора не хуже, чем у крыла. Такие гидродинамические характеристики вращающегося ротора позволяют надеяться на результат, который является постановочным: получить дополнительную подъемную силу на водоизмещающем корпусе, которая уменьшает его осадку при малых скоростях хода и при дополнительных энергетических затратах сопоставимых с мощностью на движение прототипа. Под прототипом будем понимать речное грузовое судно типа «Волга» проекта 19610, для которого выполним оценки из условия уменьшения его осадки на 10 %, как это было оценено в табл. 2.

Дополнительные энергетические затраты для достижения подъема корпуса из воды на заданную долю от осадки судна (в нашей оценке 10%) при сохранении массового водоизмещения (в итоге грузоподъемности) и скорости хода складываются из затрат на вращение роторов δN_p и преодоление дополнительного сопротивления движению δN_r , создаваемого роторами при их поперечном обтекании.

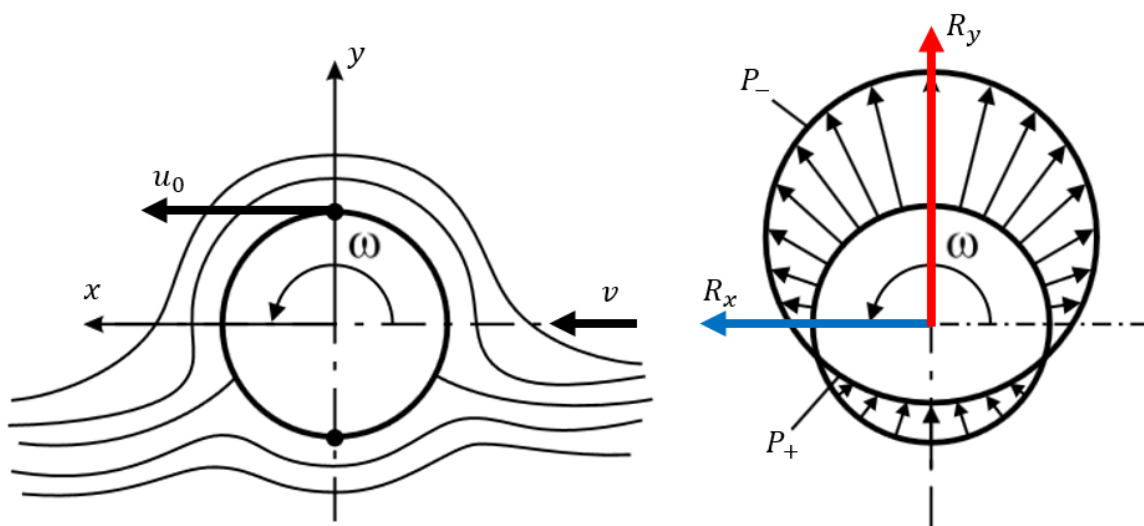


Рис. 6. Механизм возникновения подъемной силы на вращающемся цилиндре в потоке жидкости, направленной перпендикулярно оси ротора

Оценки выполним, сделав следующие допущения: роторы работают в диапазоне скоростей набегающего потока жидкости и скоростей их вращения, которые позволяют использовать результаты продувок роторов в воздухе; характер обтекания каждого ротора потоком жидкости не учитывает изменения потока от обтекания впереди расположенного ротора; конструктивно роторы под днищем закреплены на скегах, которые подобно дискам на концах роторов увеличивают подъемную силу за счет предотвращения сбегания потока с оконечностей роторов; не учитывается взаимное влияние ротора и днища. В рамках сделанных допущений для определения подъемной силы на роторе, силы сопротивления на роторе, возникающей от набегающего потока, и мощности, необходимой на вращение ротора, воспользуемся уравнениями и графиками для определения этих величин из [17].

Подъемная сила на отдельном роторе равна:

$$R_y = C_y \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S,$$

где C_y – коэффициент подъемной силы; ρ – плотность набегающего потока жидкости (для пресной воды равная 1000 кг/м^3); v – скорость набегающего потока, м/с; S – площадь мидель сечения ротора в м^2 , равная произведению его длины l_p на диаметр d_p .

Сила сопротивления от набегающего потока на ротор равна:

$$R_x = C_x \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot S,$$

где C_x – коэффициент силы сопротивления. Остальные величины аналогичны величинам в формуле для подъемной силы.

Сила трения на поверхности вращающегося ротора:

$$R_f = C_f \cdot \rho \cdot \frac{u_0^2}{2} \cdot \pi \cdot d_p \cdot l_p,$$

где C_f – коэффициент трения, рекомендовано принимать в диапазоне от 0,01 до 0,03 [17]; u_0 – окружная скорость на поверхности вращающегося ротора в м/с.

Мощность на обеспечение вращения ротора – преодоление сопротивления трения на его поверхности при вращении, определим по формуле:

$$N_f = R_f \cdot u_0 = C_f \cdot \rho \cdot \frac{u_0^3}{2} \cdot \pi \cdot d_p \cdot l_p, \text{ Вт}.$$

Мощность для преодоления сопротивления движению ротора в потоке определим по формуле:

$$N_r = R_x \cdot v, \text{ Вт}.$$

Коэффициенты C_x и C_y зависят от относительной скорости u_0/v , и могут приобретать максимальные значения до 10 и до 3 единиц соответственно. Для целей исследуемых оценок интерес представляют максимальные значения подъемной силы и силы сопротивления. Как показывают исследования [17], наибольшие значения подъемной силы достигаются при относительной скорости $u_0/v = 4$. Численные оценки сделаем при такой относительной скорости для ротора с размерами $l_p = 3,6 \text{ м}$, $d_p = 0,3 \text{ м}$.

Подъемную силу на одном роторе при различных скоростях хода представим в тс для простоты сравнения с характеристиками судов в табл. 2 (рис. 7).

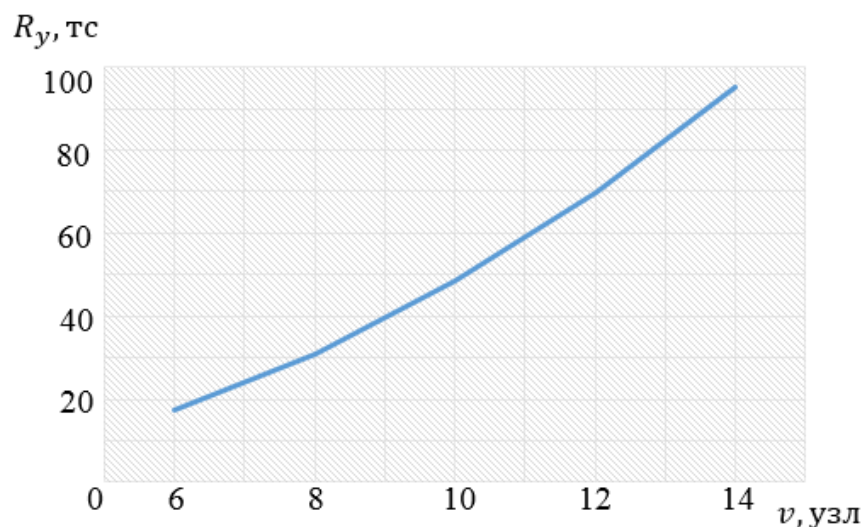


Рис. 7. Зависимость подъемной силы на одном роторе при различных скоростях хода

Оценим, как и в ранее рассмотренных примерах, корпус грузового судна типа «Волга» проекта 19610. При его паспортной скорости 10 узлов для компенсации водоизмещения при уменьшении осадки на 10 % потребуется установить 16 роторов принятых размеров.

Расчеты дополнительной мощности на преодоление сил трения на поверхности вращающегося ротора дают значение на порядок меньшее, чем мощности, необходимой для преодоления силы сопротивления от набегающего потока. Поэтому в исследуемых оценках прием во внимание только мощность, необходимую для преодоления силы сопротивления R_x . Необходимые дополнительные затраты мощности выразим в долях от паспортной мощности грузового судна типа «Волга» проекта 19610 (рис. 8). Для движения этого судна с паспортной скоростью 10 узлов с осадкой меньшей на 10 % при сохранении его водоизмещения потребуется четырехкратное дополнительное увеличение мощности энергетической установки.

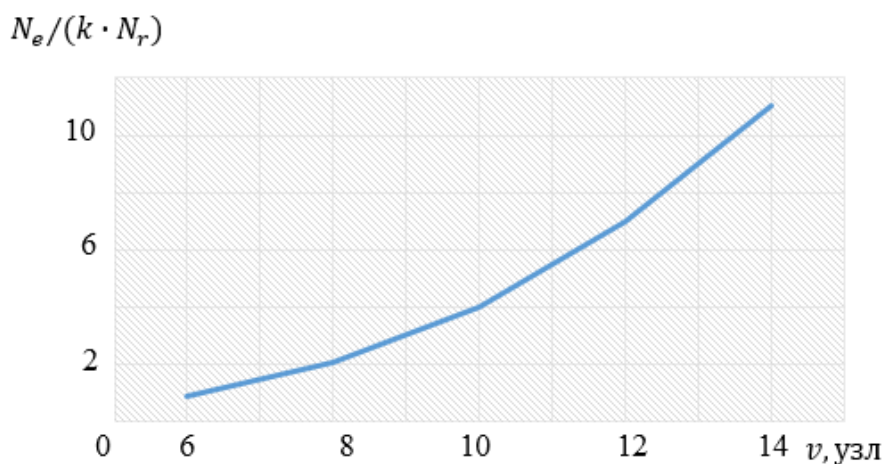


Рис. 8. Зависимость дополнительной относительной мощности (отнесенной к номинальной эффективной мощности) для движения судна типа «Волга» проекта 19610 с меньшей на 10 % осадкой за счет подъемной силы на роторах в количестве $k = 16$

Таким образом, оценочные расчеты показывают принципиальную возможность создать подъемную силу на корпусе речного судна с использованием динамического принципа поддержания на основе эффекта Магнуса при малых скоростях хода с дополнительными энергетическими затратами как минимум на порядок меньшими, чем требуемые для подъема водоизмещающего корпуса из воды с использованием подводных крыльев и воздушной подушки.

Конструктивное исполнение устройства для создания дополнительной подъемной силы на основе эффекта Магнуса должно совместить принцип создания подъемной силы с одновременным уменьшением сопротивления движению.

Создание судов с динамическим принципом поддержания на основе эффекта Магнуса при малых скоростях хода может составить перспективное направление поиска путей повышения грузопотока на обмелевших реках, гарантированные габариты судовых ходов которых за последние 25 лет по данным Института водных проблем Северо-Карельского научного центра РАН сократилась почти на треть.

Список литературы

1. Магдеева, С. А. Обмеление рек и водоемов как проблема логистических операций. / С. А. Магдеева, Н. Е. Шумовская. – Текст: непосредственный // Актуальные решения проблем водного транспорта. Сборник материалов I Международной научно-практической конференции. – Астрахань, 2022. – С. 225 – 228.
2. Волго-Каспийский морской судоходный канал. Международный журнал прикладных фундаментальных исследований. URL: <https://applied-research.ru/ru/article/view?id=9091> (дата обращения: 21.05.2024). – Режим доступа: для авторизованных пользователей. – Текст: электронный.
3. Безопасность судоходства по Волго-Каспийскому судоходному каналу – категория экономическая. Морские вести России. URL: <https://morvesti.ru/analitika/1692/62541/> (Дата обращения: 19.04.2024). – Режим доступа: для авторизованных пользователей. – Текст: электронный.
4. Судоходство в бассейне Лены // Винокуров М.А., Суходолов А.П. Экономика Иркутской области. Ирк п е д и я . URL: http://irkipedia.ru/content/sudohodstvo_v_bassejne_leny_vinokurov_ma_suhodolov_ap_ekonomika_irkutskoy_oblasti (дата обращения: 24.05.2024). – Режим доступа: для авторизованных пользователей. – Текст: электронный.
5. В Усть-Кутском транспортном узле наблюдается существенное снижение грузопотока. К о р а б е л . р у . URL: https://www.korabel.ru/news/comments/v_ust-kutskom_transportnom_uzle_nablyudaetsya_suschestvennoe_snizhenie_gruzopotoka.html (дата обращения: 25.05.2024). – Режим доступа: для авторизованных пользователей. – Текст: электронный.
6. Уровень воды в р. Лена, Усть-Кут. Архивные данные. Fishingsib.ru. URL: <https://www.fishingsib.ru/waterinfo/gauging-station/ust-kut/K9V3wo2ZEuZ7GdmK/> (дата обращения: 25.05.2024). – Режим доступа: для авторизованных пользователей. – Текст: электронный.
7. Богута, О. Н. Особенности работы речного транспорта в Обь-Иртышском бассейне / О. Н. Богута. — Текст: непосредственный // Молодой ученый. — 2020. — № 13 (303). — С. 12-13. — URL: <https://moluch.ru/archive/303/68337/> (дата обращения: 26.05.2024). – Режим доступа: для авторизованных пользователей. – Текст: электронный.
8. Характеристика водных путей Обь-Иртышского бассейна. Stufile.net. URL: <https://studfile.net/preview/9593802/page:2/> (дата обращения: 25.05.2024). – Режим доступа: для авторизованных пользователей. – Текст: электронный.

9. В Обь-Иртышском бассейне объем грузоперевозок достиг 13,5 млн тонн. Информационное агентство ТАСС. URL: <https://tass.ru/ekonomika/20392923> (дата обращения: 11.06.2024). – Режим доступа: для авторизованных пользователей. – Текст: электронный.
10. Путевые условия. ФБУ «Администрация Азово-Донского бассейна внутренних водных путей. URL: <http://www.adgbu.ru/waterbox/character/> (дата обращения: 13.06.2024). – Режим доступа: для авторизованных пользователей. – Текст: электронный.
11. С 01 июня 2020 года увеличен пропуск в нижний бьеф Цимлянского гидроузла. ФБУ «Администрация Азово-Донского бассейна внутренних водных путей. URL: http://adgbu.ru/novosti/news-archive/2020/news_2358/ (дата обращения: 13.06.2024). – Режим доступа: для авторизованных пользователей. – Текст: электронный.
12. Завершена навигация 2022 года в Азово-Донском бассейне внутренних водных путей ФБУ «Администрация Азово-Донского бассейна внутренних водных путей. URL: http://adgbu.ru/novosti/news-archive/2022/news_3614/ (дата обращения: 13.06.2024). – Режим доступа: для авторизованных пользователей. – Текст: электронный.
13. Плавающие надувные понтоны для строительства и перевозки грузов <https://timetrial.ru/produktsiya/dlya-promyshlennosti/plavuchie-pontony-dlya-stroitelstva-i-perevozki-gruzov/> (дата обращения: 16.10.2024). – Режим доступа: для авторизованных пользователей. – Текст: электронный.
14. Типы судов. URL: <https://rostovport.ru/clients/typy-sudov/>
15. Задачник по теории, устройству судов и движителям / Б.И. Друзь, В.Э. Магула, А.И. Азовцев, Н.Ф. Емельяненко, А.Д. Москаленко, С.А. Огай, В.А. Субботин, Ф.П. Шавкин. – Ленинград : Судостроение, 1986. – 240 с.
16. Пошутило, Е. В. О возможности использования эффекта Магнуса для создания активных сил поддержания водоизмещающих судов / Е. В. Пошутило, А. С. Огай, С. А. Огай // Молодежь. Наука. Инновации. – 2024. – Т. 1. – С. 138-143. – EDN TXRPLM.
17. Михненко, Л. В. Авиационная подъемно-транспортная система и ветроэнергетические устройства вихревого типа : монография / Л. В. Михненко. – Москва : МГТУ ГА, 2014. – 96 с. – ISBN 978-5-86311-922-9.

Поступила в редакцию 15 октября 2024 г.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

УДК 629.5.015

Повышение эксплуатационной надёжности судовых турбомашин с гибридными газовыми подшипниками за счёт уточнения критических частот вращения на этапе проектирования подшипников

Нитяговский Андрей Валерьевич ¹, руководитель направления, AVNityagovsky@aem-group.ru
Грибиниченко Матвей Валерьевич ², канд. техн. наук, доцент, gribinichenko.mv@dvfu.ru
Лапин Юрий Алексеевич ², аспирант, lapin.iua@dvfu.ru

¹ АО "Атомэнергомаш", Москва

² Дальневосточный федеральный университет, Владивосток

В статье приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований, проведённых с целью изучения влияния параметров гибридных газовых подшипников на критические частоты системы ротор – подшипники. Приведено краткое описание математической модели, описывающей динамику ротора на гибридных газовых подшипниках. Приведено краткое описание результатов физического эксперимента, направленного на подтверждение адекватности результатов, получаемых при помощи предложенной математической модели.

Ключевые слова: динамика роторов, гибридный газовый подшипник, критическая частота вращения, физический эксперимент

Improving the operational reliability of marine turbomachines with hybrid gas bearings by clarifying critical rotational speeds at the bearing design stage

Nityagovsky Andrei V. ¹, AVNityagovsky@aem-group.ru
Gribinichenko Matvey V. ², gribinichenko.mv@dvfu.ru
Lapin Yuriy A. ², lapin.iua@dvfu.ru

¹ JSC "Atomenergomash", Moscow

² Far Eastern Federal University, Vladivostok

The article presents the results of experimental and theoretical studies conducted to study the influence of hybrid gas bearings parameters on the critical frequencies of the rotor–bearings system. A brief description of a mathematical model describing the dynamics of a rotor on hybrid gas bearings is given. A brief description of the results of a physical experiment aimed at confirming the adequacy of the results obtained using the proposed mathematical model is given.

Keywords: rotordynamics, hybrid gas bearing, rotor critical speed, physical experiment

Введение

Применение подшипников на газовой смазке в судовой технике даёт ряд преимуществ – снижение потерь мощности на трение, повышение частоты вращения и удельной мощности механизма, снижение скорости износа подшипниковых узлов. В условиях ограниченного пространства судовых машинных отделений уменьшение габаритов механизма положительно сказывается на условиях эксплуатации механизма, простоте обслуживания. Применение газовой смазки приводит к экономии на смазочном материале. Одним из наиболее перспективных типов газовых подшипников является гибридный газовый подшипник.

Использование для смазки подшипников маловязкого материала – газа, помимо описанных преимуществ, имеет определённые недостатки. Один из основных эксплуатационных недостатков турбомашин на газовых опорах – низкая податливость опор. Низкая податливость опор приводит к снижению частот собственных колебаний системы ротор – газовые подшипники и критических частот системы. Разработка газовых подшипников, которые будут удовлетворять требованиям несущей способности и жёсткости одновременно – трудоёмкая задача. Это обусловлено тем, что даже небольшие отклонения конструктивных и режимных параметров подшипника от оптимальных приводят к значительной потере несущей способности. Пренебрежение жёсткостью подшипника при проектировании может привести к появлению критических частот вращения турбомашины рядом с её рабочей частотой вращения, повышенной вибрации и снижению ресурса механизма. Возможность предварительной оценки критических частот турбомеханизма на этапе проектирования гибридных газовых подшипников является актуальной задачей.

Целью данной работы является обобщение результатов теоретических и экспериментальных исследований, направленных на изучение влияния параметров гибридных газовых подшипников на критические частоты вращения вращающихся в них роторов.

Краткое описание математической модели динамики ротора на гибридных газовых подшипниках

Для целей проводимой исследовательской работы была предложена математическая модель динамики ротора на гибридных газовых подшипниках. Математическая модель состоит из двух основных частей. Первая часть описывает динамику ротора и позволяет рассчитать частоты собственных изгибных колебаний системы ротор – подшипники. Вторая часть описывает течение газа в смазочном слое подшипника и позволяет рассчитать жёсткость гибридного газового подшипника с заданными параметрами.

Первая часть математической модели разработана на основе дискретной модели колеблющейся системы и метода сил [3]. Модель позволяет рассчитывать динамические характеристики ротора для любого числа опор n , участков l и сосредоточенных масс s . Расчётная дискретная схема представлена на рис. 1.

f и A – собственная частота и амплитуда главных колебаний ротора.

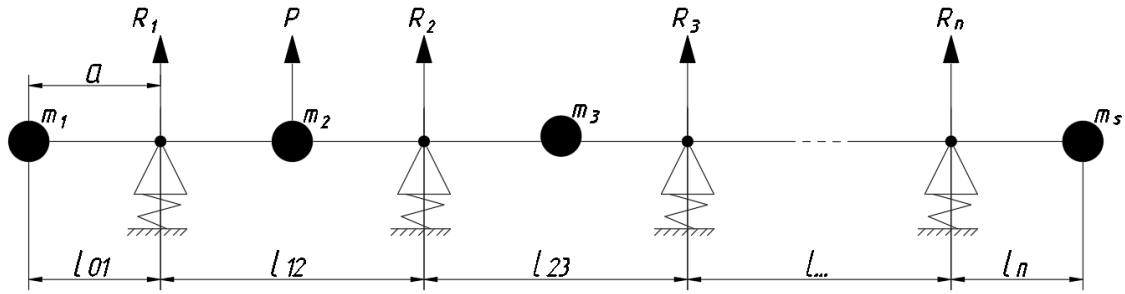


Рисунок 1 – Расчетная схема ротора, опирающегося на n опор.

Для определения собственных частот и форм колебаний балки с s массами $m_1, m_2, \dots, m_s$ составляется система уравнений движения с помощью метода сил [3]:

$$\begin{aligned} y_1 &= -m_1 y_1 \delta_{11} - m_2 y_2 \delta_{12} - \dots - m_s y_s \delta_{1s}; \\ y_2 &= -m_1 y_1 \delta_{21} - m_2 y_2 \delta_{22} - \dots - m_s y_s \delta_{2s}; \\ &\dots \dots \dots \\ y_s &= -m_1 y_1 \delta_{s1} - m_2 y_2 \delta_{s2} - \dots - m_s y_s \delta_{ss}; \end{aligned} \quad (1)$$

где $y_1 \dots y_s$ – перемещения в точках приложения массы;

$m_1 y_1, m_2 y_2 \dots m_s y_s$ – силы инерции, действующие на систему;

$\delta_{11} \dots \delta_{ss}$ – перемещения в точке приложения массы от воздействия единичной внешней силы P .

Перемещение δ_{ij} от внешнего единичного усилия P имеет следующий физический смысл: это перемещение в i -ом направлении под действием единичного силового фактора P в направлении движения j -ой массы. Таким образом, для того чтобы определить перемещение δ_{11} , необходимо найти перемещение в направлении движения массы m_1 , возникающее от приложения единичного усилия P в месте сосредоточения массы m_1 .

Решение системы уравнений (1) принимается в виде:

$$y_i = A_i \cdot \sin(kt + \alpha) \quad (2)$$

Подставляя (2) в (1) получаем:

$$\begin{aligned} A_1 \cdot (m_1 \cdot \delta_{11} \cdot k^2 - 1) + A_2 \cdot m_2 \cdot \delta_{12} \cdot k^2 + \dots + A_n \cdot m_n \cdot \delta_{1n} \cdot k^2 &= 0 \\ A_1 \cdot m_1 \cdot \delta_{21} \cdot k^2 + A_2 \cdot (m_2 \cdot \delta_{22} \cdot k^2 - 1) + \dots + A_n \cdot m_n \cdot \delta_{2n} \cdot k^2 &= 0 \\ &\dots \dots \dots \\ A_1 \cdot m_1 \cdot \delta_{n1} \cdot k^2 + A_2 \cdot m_2 \cdot \delta_{n2} \cdot k^2 + \dots + A_n \cdot (m_n \cdot \delta_{nn} \cdot k^2 - 1) &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Найти решение системы уравнений (3) можно приравняв определитель системы (4) нулю, то есть необходимо найти такие значения k , при которых определитель матрицы будет равен 0.

$$\Delta(k) = \begin{vmatrix} (m_1 \delta_{11} k^2 - 1) & m_2 \delta_{12} k^2 & \dots & m_n \delta_{1n} k^2 \\ m_1 \delta_{21} k^2 & (m_2 \delta_{22} k^2 - 1) & \dots & m_n \delta_{2n} k^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ m_1 \delta_{n1} k^2 & m_2 \delta_{n2} k^2 & \dots & (m_n \delta_{nn} k^2 - 1) \end{vmatrix} = 0$$

где $k = 2\pi f$.

Результатом решения является n значений k^2 , определяющие n частот собственных колебаний.

Подставляя найденные значения k^2 в (3), находят соотношения между амплитудами (A), с помощью которых определяется форма колебаний, соответствующая каждой частоте k^2 собственных колебаний системы. Более подробное описание данной математической модели приведено в работе [4]

Вторая часть программы легла в основу кандидатской диссертации, направленной на повышение несущей способности газовых подшипников [2]. Для целей настоящей работы она была модернизирована – добавлен расчёт итоговой жёсткости подшипника. Обе части модели объединены в единый программный код.

Подтверждение адекватности результатов, получаемых при помощи математической модели

Для получения возможности сравнить теоретические и опытные данные, была разработана экспериментальная установка [1,5]. Она представляет собой модель малоразмерного высокоскоростного турбогенератора на газовых опорах (см рис 2). За основу экспериментальной установки был взят турбокомпрессор ТКР-8.5, применяемый для наддува ДВС. Подшипниковый узел данного турбокомпрессора был заменён с гидродинамического на газодинамический. В качестве ротора модельного генератора, использован цилиндрический вал. Сжатый воздух для работы установки поступает из системы сжатого воздуха лаборатории. Воздух, используемый для смазки газовых подшипников, поступает в распределительный ресивер, после чего к подшипниковым узлам. Воздух, используемый для приведения установки в движение, поступает напрямую к рабочим лопаткам.

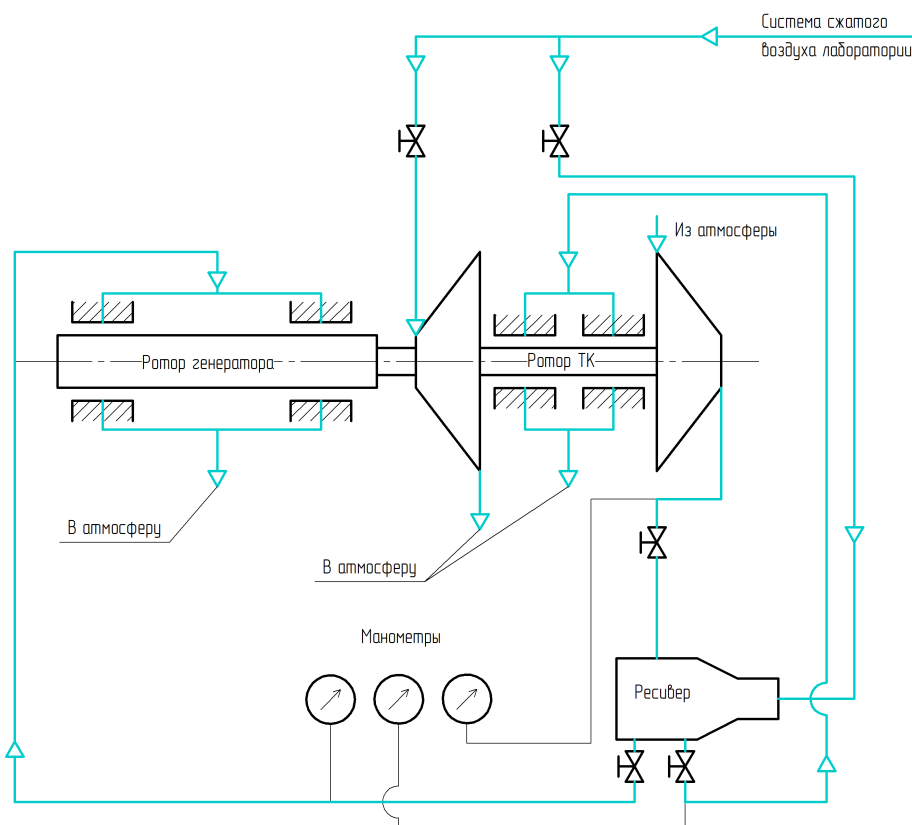


Рис. 2 – Принципиальная схема разработанной экспериментальной установки

В результате проведённых экспериментов, получены зависимости положения первой критической частоты ротора от давления наддува в подшипниках (см рис 3) [5].

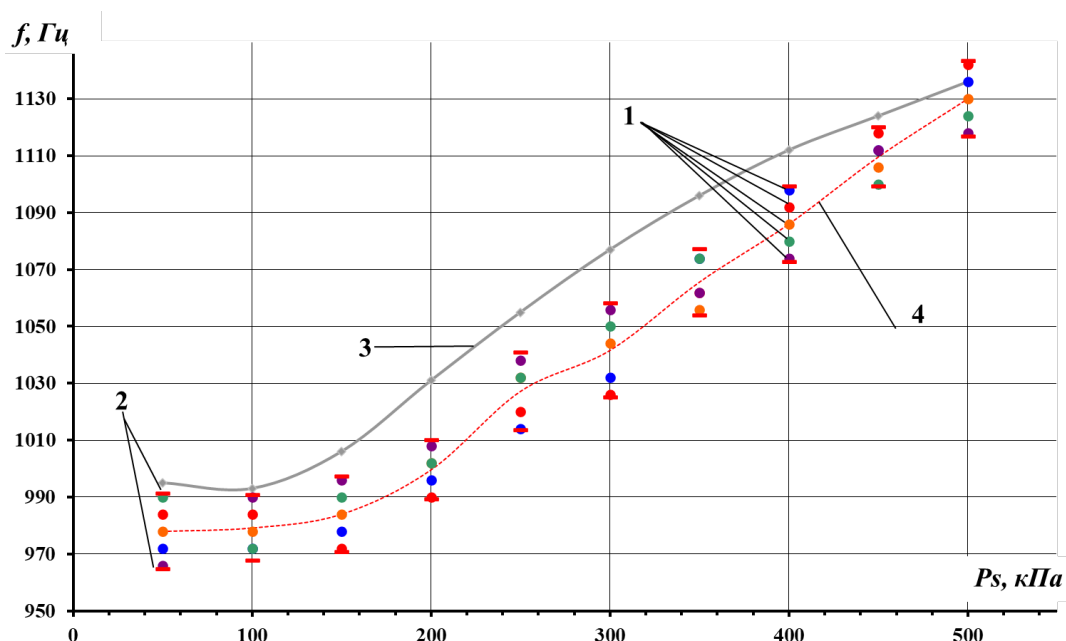


Рисунок 3 – Зависимость первой критической частоты ротора от давления наддува P_s : 1 – экспериментальные данные; 2 – границы доверительного интервала ($\alpha = 0,95$); 3 – расчетные значения собственной частоты; 4 – среднее арифметическое значение.

Полученные зависимости показывают, что характер изменения значения первой критической частоты совпадает для расчётных и опытных данных. Максимальное расхождение между расчётными и опытными данными составило не более 10%. Результаты эксперимента показали хорошую сходимость опытных данных и значений, полученных расчётом. Это позволяет использовать составленную математическую модель для проведения численного исследования по изучению влияния параметров гибридного газового подшипника на критические частоты системы ротор – подшипники.

Численный эксперимент

Проделанная работа по составлению математической модели, подтверждению её адекватности позволяют в дальнейшем провести численный эксперимент по определению влияния различных параметров газовых подшипников на критические частоты вращающегося в них ротора.

Заключение

В результате проделанной работы, направленной на повышение эксплуатационной надёжности судовых турбомашин с гибридными газовыми подшипниками, было достигнуто следующее:

1 Предложена математическая модель динамики ротора на гибридных газовых подшипниках. Модель позволяет определять критическую частоту балочного ротора на гибридных газовых подшипниках с любым числом масс и опор.

2 Экспериментально подтверждена адекватность предложенной математической модели. Эксперимент проводился на специально подготовленной экспериментальной установке.

Дальнейшая работа направлена на проведение численного эксперимента.

Список литературы

1. Ищенко, А. В. Разработка экспериментальной установки, моделирующей турбогенератор с подшипниками на газовой смазке / А. В. Ищенко, Т. А. Ищенко, А. В. Нитяговский // Молодежь и научно-технический прогресс : Материалы региональной научно-практической конференции. Научное электронное издание , Владивосток, 01–30 апреля 2019 года / коллективом Центра организации обучения проектной деятельности Инженерной школы ДВФУ. – Владивосток: Дальневосточный федеральный университет, 2019. – С. 360-364. – EDN AYZTCY..
2. Куценко Н.В. Повышение несущей способности радиальных гибридных подшипников с газовой смазкой судовых турбомашин: дис. ... канд. техн. наук.- Владивосток., 2008.- Режим доступа: <https://www.dvfu.ru/upload/medialibrary/fel/skhkpy4gb79aorlqzphglsm1odtivulq/Автореферат%20Куценко%20Н.В.%20на%20сайт.pdf>
3. Лукьянов И.С. Прикладная механика материалов : учеб. пособие для студентов механических специальностей вузов региона / И. С. Лукьянов. — Владивосток : Дальнаука, 2006. — 380 с. : ил. : 25 см; ISBN 5-8044-0655-8 (В пер.)
4. Нитяговский, А. В. Численный метод расчета динамических характеристик роторов турбомашин на опорах с газовой смазкой / А. В. Нитяговский // Наука, техника, промышленное производство: история, современное состояние, перспективы : Материалы региональной научно-практической конференции студентов и аспирантов, Владивосток, 13–28 декабря 2021 года. – Владивосток: Дальневосточный федеральный университет, 2022. – С. 274-277. – EDN UDWWW.
5. Нитяговский А.В. Экспериментальное исследование динамических характеристик роторов судовых турбогенераторов с опорами на газовой смазке / А. В. Нитяговский, М. В. Грибиниченко, О. С. Портнова, Ю. А. Лапин // Морские интеллектуальные технологии. – 2023. – № 1-1(59). – С. 129-133. – DOI 10.37220/MIT.2023.59.1.015. – EDN PUWFXH.

Поступила в редакцию 25 октября 2024 г.

Замена полупогружных гребных винтов Арнесона на обычные погружные винты без соответствующего исследования

Соболенко Анатолий Николаевич, доктор технических наук, sobolenko_a@mail.ru

Морской государственный университет имени адмирала Г. И. Невельского, Владивосток

В статье приводится расчёт ходкости глиссирующего катера, оснащённого гребными винтами типа «Арнесон». Данные винты предназначены для работы в суперкавитирующем режиме и используются на быстроходных глиссерных судах. Расчёт выполнен по методике с использованием диаграмм модельных испытаний применительно к глиссирующим быстроходным катерам. По результатам расчёта построена график мощности и скорости в безглиссерном режиме. Определено буксировочное сопротивление с учетом всех видов сопротивлений. Выполнен расчёт гребного винта в прямом и косом потоке с учётом кавитации. Рассчитана зависимость необходимой мощности от обеспечиваемой скорости катера каждого из двух главных двигателей с установленным нештатным гребным винтом при частоте вращения $n = 2170$ мин-1 главных дизелей.

Ключевые слова: гребной винт Арнесона, глиссирующий катер, мощность энергетической установки, ограничительная характеристика, косой поток, кавитация

Replacement of semi-submersible Arneson propellers with conventional loaded propellers without appropriate research

Sobolenko Anatoly N., sobolenko_a@mail.ru

Maritime State University named after Admiral G.I. Nevelskoy, Vladivostok

The article provides a calculation of the seaworthiness of a gliding boat equipped with Arneson type propellers. These propellers are designed to operate in supercavitating mode and are used on high-speed gliding vessels. The calculation was performed according to the method using diagrams of model tests applied to gliding high-speed boats. Based on the calculation results, a graph of power and speed in non-glider mode is constructed. The towing resistance is determined taking into account all types of resistance. The calculation of the propeller in the forward and oblique flow is performed, taking into account cavitation. The dependence of the required power on the speed of the boat of each of the two main engines with an installed non-standard propeller at a rotational speed of $n = 2170$ min-1 of the main diesels is calculated.

Keywords: Arneson propeller, gliding boat, power plant capacity, restrictive characteristic, oblique flow, cavitation.

Скоростной катер – цельносварной алюминиевый катер с двумя винторулевыми приводами типа ARNESON ASD12B-1-S. Моторное отделение расположено в кормовой части катера включает в себя два дизеля марки Detroit-Diesel 6V92TA.

Данный катер был оснащён двумя четырёхлопастными гребными винтами полупогружного типа фирмы Арнесон (или одобренной компании-партнера) диаметром 0,7 м [5]. Внешний вид гребных винтов а также условия их работы достаточно подробно приведены в работе [8]. Там же приведены расчёты характеристик гребного винта и потребной мощности главной пропульсивной установки.

В результате расчётов было убедительно показано, что при имеющейся суммарной мощности двух главных двигателей $2 \times 327 \text{ кВт} = 654 \text{ кВт}$ будет гарантировано обеспечиваться скорость глиссирования 70 км/ч, при условии чистого корпуса и чистого гребного винта.

Однако в эксплуатации произошёл случай (вылет глиссера на камни), когда штатные гребные винты были существенно повреждены и потребовалась их замена. Собственник глиссерного катера не раздумывая лукаво установил обычные трёхлопастные гребные винты такого же диаметра. Последующие ходовые испытания показали, что фактическая скорость упала в среднем в 5,8-6,0 раз. Кроме того, согласно отчётам по испытаниям дизели работают с большой дымностью. Это может свидетельствовать об отсутствии согласования характеристик главного двигателя и гребного винта. То есть, гребной винт является гидродинамически «тяжёлым». Падение скорости говорит о том, что гребной винт не создаёт нужный упор, а дымность свидетельствует о перегрузке, т.е. дизели работают на режиме внешней характеристики. С целью доказательства этой гипотезы было выполнено следующее расчётное исследование.

Расчёт характеристик гребного винта и потребной мощности главной пропульсивной установки

Расчёт гребного винта в прямом потоке с учётом его кавитации

$\lambda_p = 0,722$ – относительная поступь гребного винта.

Коэффициент

1. $K_1 = 0,17$ [4].

2. Коэффициент подъёмной силы при отсутствии кавитации

$$C_y = \frac{0,22}{\theta \cdot r_0^2} K_1 (1 + K_1) = \frac{0,22}{0,25 \cdot 0,6^2} 0,17 (1 + 0,17) = 0,486$$

где $\theta = 0,25$ – дисковое отношение;

$r_0 = 0,6$ – приведённый радиус лопасти.

Коэффициент уменьшения упора от кавитации

3. $\varphi_\infty = 1 - \bar{k}_0 \left(\frac{1}{2} + \frac{C_y}{4} + \frac{2\tau\delta'}{C_y} \right) = 1 - 1,012 \left(\frac{1}{2} + \frac{0,486}{4} + \frac{2 \cdot 1,01 \cdot 0,035}{0,486} \right) = 0,224$

где значение k_0 определяем по приближённой формуле [4]

$$\bar{k}_0 = 1 + 0,02z \sin v = 1 + 0,02 \cdot 3 \cdot \sin 12 = 1,012$$

Величина τ колеблется в пределах $1 \div 1,05$, принимаем $\tau = 1 \div 1,01$.

$\delta' = 0,35$ - отношение толщины профиля сечения лопасти к её ширине;

Коэффициент изменения упора от влияния кавитации

4. $\varphi_1 = \varphi_\infty + \chi \frac{\sin^2 \beta}{C_y} = 0,224 + 1,16 \cdot \frac{0,128}{0,486} = 0,53$

Необходимые для расчёта кавитационных характеристик вспомогательные функции угла поступи эквивалентного профиля лопасти находим из соотношений [4]

$$tg\beta = 0,531\lambda_p = 0,531 \cdot 0,722 = 0,383,$$

$$\sin^2 \beta = \frac{tg^2 \beta}{1 + tg^2 \beta} = \frac{0,383^2}{1 + 0,383^2} = 0,128$$

5. Критическое число кавитации

$$\chi = \frac{2(10330 + \gamma h_s - p_d)}{\rho v^2} = \frac{2(10330 + 1020 \cdot 0,39 - 130)}{\rho v^2} = \frac{21195,6}{\rho \cdot 13,4^2} = \frac{118}{102} = 1,16$$

Фактическое значение числа кавитации

$$\chi_{\kappa} = \frac{C_y(1 - \varphi_{\infty})}{\sin^2 \beta} = \frac{0,486(1 - 0,224)}{0,128} = 2,95$$

Расчёт гребного винта в косом потоке с учётом его кавитации

Поскольку гребной винт работает в косом потоке с углом наклона линии вала 12° , это приводит к изменению его КПД.

Параметр характеризующий ускорение начала кавитации в косом потоке

$$q = \frac{1}{\pi r_0} \cdot \frac{H_1}{D} \cdot \frac{1 - s_1^2}{s_1} \sin \vartheta = \frac{1}{3,14 \cdot 0,6} \cdot 1,1 \cdot \frac{1 - 0,344^2}{0,344} \sin 12 = 0,91$$

где $\vartheta = 12^\circ$ – угол наклона линии вала;

$$s_1 = 1 - \frac{\lambda}{H_1 / D} = 1 - \frac{0,722}{1,1} = 0,344$$

– скольжение гребного винта.

Фактическое значение числа кавитации гребного винта в косом потоке

$$11. \chi_{\kappa\vartheta} = \chi_{\kappa}(1 + q) = 2,95 \cdot (1 + 0,91) = 5,54$$

Запас на кавитацию должен быть не менее 1,2, иначе гребной винт работает в кавитационном режиме.

$$12. \frac{n_{\kappa\vartheta}}{n} = \sqrt{\frac{\chi}{\chi_{\kappa\vartheta}}} = \sqrt{\frac{1,16}{5,54}} = 0,46 < 1,2$$

Коэффициент уменьшения упора от действия кавитации при работе гребного винта в косом потоке.

$$\varphi_{1\vartheta} = 1 - \frac{(1 - \varphi_{\infty})(\chi_{\kappa\vartheta} - \chi)^2}{4\chi_{\kappa}^2 q} = 1 - \frac{(1 - 0,224)(5,54 - 1,16)^2}{4 \cdot 2,95^2 \cdot 0,91} = 0,47$$

Уменьшение упора при прочих равных условиях приводит и уменьшению КПД гребного винта.

Расчёты изменения КПД гребного винта с учётом кавитации и работы в косом потоке приведён в таблице 1.

Таблица 1 – Расчёт характеристик гребного винта и потребной мощности главной пропульсивной установки при частоте вращения коленвала главных двигателей $n = 2170$ мин⁻¹, диаметре гребного винта $D = 0,77$, шаговом отношении $H/D = 1,1$ [1,4,6,7]

№, п/п	Наименование расчётных величин	Обозначения и формулы	Размерность	Численное значение						
1	Скорость судна	V	км/ч	16	20	30	40	50	60	70
2	Скорость судна	$V_s = V \cdot 100 / 3600$	м/с	4,44	5,56	8,33	11,11	13,89	16,67	19,44
3	Расчётная скорость потока в диске гребного винта	$V_p = (1 - \omega) \cdot V_s = (1 - 0,034) \cdot V_s = 0,966 \cdot V_s$	м/с	4,3	5,4	8,05	10,7	13,4	16,1	18,8
4	Частота вращения гребного вала	n	с ⁻¹	24,1	24,1	24,1	24,1	24,1	24,1	24,1
5	Относительная поступь гребного винта	$\lambda_p = \frac{V_p}{D \cdot n_c} = \frac{V_p}{0,77 \cdot 24,1}$	с ⁻¹	0,23	0,29	0,435	0,582	0,722	0,87	1,01
6	КПД винта в свободной воде	$\eta_p = f(\lambda_p, H/D)$	-	0,24	0,30	0,42	0,54	0,62	0,66	0,58
7	КПД винта, работающего за корпусом судна	$\eta_o = \eta_p / (1 - \omega) = \eta_p / (1 - 0,034) = \eta_p / 0,966$	-	0,248	0,31	0,434	0,559	0,642	0,683	0,600
9	Вспомогательная функция угла поступи	$tg\beta = 0,531\lambda_p$;	-	0,122	0,154	0,23	0,31	0,383	0,462	0,536
10	Вспомогательная функция угла поступи	$\sin^2 \beta = \frac{tg^2 \beta}{1 + tg^2 \beta}$		0,0146	0,023	0,05	0,087	0,128	0,176	0,223
11	Критическое число кавитации	$\chi = \frac{2(10330 + \gamma h_s - p_d)}{\rho v^2} = \frac{2(10330 + 1020 \cdot 0,39 - 130)}{102 \cdot v^2} = \frac{207,8}{v^2}$		11,2	7,13	3,21	1,82	1,16	0,80	0,59
12	Коэффициент уменьшения упора вследствие кавитации	$\varphi_1 = \varphi_\infty + \chi \frac{\sin^2 \beta}{C_y} = 0,224 + \chi \cdot \frac{\sin^2 \beta}{0,486}$	-	0,561	0,561	0,554	0,55	0,53	0,514	0,495

13	Критическое число кавитации	$\chi_{\kappa} = \frac{C_y(1-\varphi_{\infty})}{\sin^2 \beta} =$ $= \frac{0,486(1-0,224)}{\sin^2 \beta} =$ $= \frac{0,377}{\sin^2 \beta}$	-	25,82	16,4	7,5	4,28	2,9	2,14	1,69
14	Скольжение гребного винта	$s_1 = 1 - \frac{\lambda}{H_1 / D} = 1 - \frac{\lambda}{1,1}$	-	0,79	0,736	0,60	0,471	0,343	0,21	0,08
15	Параметр характеризующий начало кавитации	$q = \frac{1}{\pi r_0} \cdot \frac{H_1}{D} \cdot \frac{1-s_1^2}{s_1} \sin \theta =$ $= \frac{1}{3,14 \cdot 0,6} \cdot 1,1 \cdot \frac{1-s_1^2}{s_1} \sin 12 =$ $0,1214 \frac{1-s^2}{s^2}$	-	0,073	0,103	0,216	0,425	0,910	2,631	18,8
16	Фактическое значение числа кавитации гребного винта в косом потоке	$\chi_{\kappa\theta} = \chi_{\kappa}(1+q)$	-	27,7	18,09	9,12	6,1	5,54	7,77	33,46
17	Коэффициент уменьшения упора от действия кавитации при работе гребного винта в косом потоке	$\varphi_{1\theta} =$ $1 - \frac{(1-\varphi_{\infty})(\chi_{\kappa\theta} - \chi)^2}{4\chi_{\kappa}^2 q} =$ $1 - \frac{(1-0,224)(\chi_{\kappa\theta} - \chi)^2}{4 \cdot \chi_{\kappa}^2 q} =$ $1 - \frac{0,194 \cdot (\chi_{\kappa\theta} - \chi)^2}{\chi_{\kappa}^2 q}$	-	-0,085	0,03	0,442	0,544	0,514	0,217	-
18	Уменьшение КПД гребного винта	$\eta_{\varphi} = 0,75 + 0,25 \varphi_{1\theta}$		0,73	0,758	0,86	0,886	0,878	0,80	0,75
19	Буксировочная мощность, приходящаяся на один дизель	(Строка 7 табл.2)/2	кВт	16,5	28,7	82	181	338	570	888
20	Необходимая мощность каждого главного дизеля	$N_e = \frac{1,2 \cdot N_B}{\eta_{\delta} \cdot \eta_{\varepsilon} \cdot \eta_n} =$ $= \frac{1,2 \cdot 164}{\eta_{\delta} \cdot \eta_{\varphi\theta} 0,98 \cdot 0,85}$	кВт	131	176	327	526	863	1503	2842

21	Ч а с т о т а в р а щ е н и я главного ди- зеля	$\omega = \pi n / 30$	с ⁻¹	227,1	227,1	227,1	227,1	227,1	227,1	227,1
22	К р у т я щ и й момент на валу дизеля	$M_{кр} = N_e / \omega \cdot 10^{-3}$	кН· м	0,58	0,77	1,44	2,3	3,8	6,6	12,5

Проверочный расчёт гребного винта на кавитацию

Запас на кавитацию устанавливается по формуле [7]

$$f = \frac{(100500 + 8200 \cdot D) \cdot \theta}{1300 \cdot K_c (n_c D)^2} = \frac{(100500 + 8200 \cdot 0,77) \cdot 0,25}{1300 \cdot 0,34 (36,33 \cdot 0,77)^2} = 0,077 \quad (5)$$

где $D = 0,77$ м – диаметр гребного винта;

$\theta = 0,25$ – принятое в расчёте дисковое отношение винта;

$n_c = 24,1$ с⁻¹ – номинальная частота вращения гребного винта;

$K_c = f(Z, \lambda_p, H/D)$ – кавитационная характеристика, определяемая по графикам.

Минимальное значение f , обеспечивающее отсутствие кавитации равно 1,3. Таким образом, возникновение кавитации с данным гребным винтом обеспечено.

Для данного гребного винта частоту вращения без кавитации определим из преобразованной формулы (5)

$$f = \frac{(100500 + 8200 \cdot D) \cdot \theta}{1300 \cdot K_c (n_c D)^2} = \frac{(100500 + 8200 \cdot 0,77) \cdot 0,25}{1300 \cdot 0,34 (24,1 \cdot 0,77)^2} = 0,175$$

$$n_{c \max} = \sqrt{\frac{(100500 + 8200 \cdot D) \cdot \theta}{f \cdot 1300 \cdot K_c \cdot D^2}} = \sqrt{\frac{(100500 + 8200 \cdot 0,77) \cdot 0,25}{1,3 \cdot 1300 \cdot 0,34 \cdot 0,77^2}} = 8,8 \text{ с}^{-1}, \quad (6)$$

или

$n_{c \max} < 540$ мин⁻¹, что соответствует частоте вращения двигателя 810 мин⁻¹.

Таким образом, в данном случае, при оборотах двигателя выше 810 мин⁻¹ гребной винт работает с кавитацией. Возникновению кавитации можно обнаружить по тому, что при определённых оборотах гребного винта скорость лодки перестаёт расти, несмотря на дальнейшее повышение числа оборотов, гребной винт при этом издаёт специфический шум, на корпус лодки передаётся вибрация.

Оценка возможности выхода на режим глиссирования

Для определения скорости хода глиссирующих и полуглиссирующих судов с V- образными обводами воспользуемся формулой [6]

$$v = \frac{185\sqrt{B}}{\left(\frac{\Delta}{N}\right)^{0,6}} = \frac{185\sqrt{3}}{\left(\frac{8900}{2 \cdot 327}\right)^{0,6}} = 67 \text{ км/ч}, \quad (7)$$

или

$$v = \frac{c}{\sqrt{\frac{0,454 \cdot D}{N}}} = \frac{113}{\sqrt{\frac{0,454 \cdot 8900}{2 \cdot 327}}} = 45 \text{ км/ч}. \quad (8)$$

Для определения скорости в переходном режиме

$$v = 6 \cdot \sqrt{\frac{N}{\Delta}} = 6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 327}{8,9}} = 51,5 \text{ км/ч.}$$

В любом случае для выхода на режим глиссирования нужно обеспечить скорость более 51,5 км/ч, что, как показали расчёты, данный катер выполнить не сможет.

Расчёт кривых действия гребного винта приведённые на один дизель при $V = 30$ км/ч, $D = 0,77$, $H/D = 1,1$ [1,4,6,7]

$$V_s = V \cdot 100 / 3600 = 30 / 3,6 = 8,33 \quad V_p = (1 - \omega) \cdot V_s = (1 - 0,034) \cdot V_s = 0,966 \cdot 8,331 = 8,0$$

$$N_B = 82 \text{ кВт}$$

Критическое число кавитации

$$\chi = \frac{2(10330 + \gamma h_s - p_d)}{\rho v^2} = \frac{2(10330 + 1020 \cdot 0,39 - 130)}{102 \cdot 8^2} = \frac{207,8}{64} = 3,25$$

Таблица 2

№, п/п	Наимено- вание расчёт- ных вели- чин	Обозначения и формулы	Раз- мер- ност ь	Численное значение						
				1000	1200	1400	1600	1800	2000	2170
1	Частота вращения двигате- лей	n	мин ⁻¹							
2	Частота вращения гребного винта	n	с ⁻¹	11,11	13,3 3	15,5 5	17,7 7	20	22,2	24,11
3	Относи- тельная поступь гребного винта	$\lambda_p = \frac{V_p}{D \cdot n_c} = \frac{8,0}{0,77 \cdot n} = \frac{10,4}{n}$	-	0,94	0,78	0,67	0,59	0,52	0,47	0,43
4	Частота вращения гребного вала	$\eta_p = f(\lambda_p, H/D)$	-	0,65	0,64	0,59	0,54	0,50	0,43	0,41 5
5	КПД вин- та, рабо- тающего за корпу- сом судна	$\eta_o = \eta_p / (1 - \omega) =$ $\eta_p / (1 - 0,034) =$ $\eta_p / 0,966$	-	0,673	0,662	0,61	0,56	0,518	0,445	0,43
6	Вспомо- гательная функция угла по- ступи	$tg \beta = 0,531 \lambda_p$	-	0,499	0,414	0,356	0,313	0,276	0,25	0,228
7	Вспомо- гательная функция угла по- ступи	$\sin^2 \beta = \frac{tg^2 \beta}{1 + tg^2 \beta}$	-	0,199	0,146	0,112	0,09	0,071	0,059	0,049

8	Коэффициент уменьшения упора в следствие кавитации	$\varphi_1 = \varphi_\infty + \chi \frac{\sin^2 \beta}{C_y} =$ $= 0,224 + 1,15 \cdot \frac{\sin^2 \beta}{0,486} =$ $= 0,224 + 2,366 \cdot \sin^2 \beta$	-	0,695	0,569	0,489	0,437	0,392	0,363	0,34
9	Критическое число кавитации	$\chi_\kappa = \frac{C_y(1 - \varphi_\infty)}{\sin^2 \beta} =$ $= \frac{0,486(1 - 0,224)}{\sin^2 \beta} =$ $= \frac{0,377}{\sin^2 \beta}$	-	1,894	2,582	3,36	4,19	5,31	6,39	7,69
10	Скольжение гребного винта	$s_1 = 1 - \frac{\lambda}{H_1 / D} = 1 - \frac{\lambda}{1,1}$	-	0,145	0,29	0,39	0,45	0,527	0,573	0,609
11	Параметр характеризующий начало кавитации	$q = \frac{1}{\pi r_0} \cdot \frac{H_1}{D} \cdot \frac{1 - s_1^2}{s_1} \sin \vartheta =$ $= \frac{1}{3,14 \cdot 0,6} \cdot 1,1 \cdot \frac{1 - s_1^2}{s_1} \sin 12 =$ $0,1214 \frac{1 - s^2}{s^2}$	-	6,65	1,322	0,677	0,478	0,316	0,252	0,206
12	Фактическое значение числа кавитации гребного винта в косом потоке	$\chi_{\kappa\vartheta} = \chi_\kappa (1 + q)$	-	14,489	6,0	5,63	6,19	6,98	8	9,27
13	Коэффициент уменьшения упора от действия кавитации при работе гребного винта в косом потоке	$\varphi_{1\vartheta} =$ $1 - \frac{(1 - \varphi_\infty)(\chi_{\kappa\vartheta} - \chi)^2}{4\chi_\kappa^2 q} =$ $1 - \frac{(1 - 0,224) \cdot (\chi_{\kappa\vartheta} - \chi)^2}{4 \cdot \chi_\kappa^2 q} =$ $1 - \frac{0,194 \cdot (\chi_{\kappa\vartheta} - 3,25)^2}{\chi_\kappa^2 q}$	-	0,027	0,834	0,856	0,8	0,697	0,575	0,577
14	Уменьшение КПД гребного винта	$\eta_\varphi = 0,75 + 0,25 \varphi_{1\vartheta}$		0,745	0,959	0,964	0,95	0,924	0,893	0,894

15	Необходимая мощность дизеля	$N_e = \frac{1,2 \cdot N_B}{\eta_d \cdot \eta_s \cdot \eta_n} =$ $= \frac{1,2 \cdot 164}{0,98 \cdot 0,85}$	кВт	235	186	201	222	247	297	307
16	Частота вращения главного дизеля	$\omega = \pi n / 30$	с ⁻¹	104,7	125,6	146,5	167,5	188,4	209,3	227,1
17	Крутящий момент на валу дизеля	$M_{кр} = N_e / \omega \cdot 10^{-3}$	кН·м	2,7	1,5	1,37	1,33	1,31	1,33	1,35

Расчёт кривых действия гребного винта приведённые на один дизель при $V = 20$ км/ч, $D = 0,77$, $H/D = 1,1$ [1,4,6,7]

$$V_s = V \cdot 100 / 3600 = 20 / 3,6 = 5,55 \quad V_p = (1 - \omega) \cdot V_s = (1 - 0,034) \cdot V_s = 0,966 \cdot 5,55 = 5,370$$

$$N_B = 28,7 \text{ кВт}$$

$$\chi = \frac{2(10330 + \gamma h_s - p_d)}{\rho v^2} = \frac{2(10330 + 1020 \cdot 0,39 - 130)}{102 \cdot 5,37^2} = \frac{207,8}{28,8} = 7,2$$

Таблица 3

№ , п/п	Наименование расчётных величин	Обозначения и формулы	Размерность	Численное значение						
1	Частота вращения двигателей	n	мин ⁻¹	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2170
2	Частота вращения гребного винта	n	с ⁻¹	11,11	13,33	15,55	17,77	20	22,2	24,11
3	Относительная поступь гребного винта	$\lambda_p = \frac{V_p}{D \cdot n_c} = \frac{5,37}{0,77 \cdot n} = \frac{7}{n}$	-	0,63	0,525	0,45	0,39	0,35	0,32	0,29

4	Частота вращения гребного вала	$\eta_p = f(\lambda_p, H/D)$	-	0,57	0,50	0,42	0,40	0,36	0,33	0,30
5	К П Д винта, работающего за корпусом судна	$\eta_\partial = \eta_p / (1 - \omega) = \eta_p / (1 - 0,034) = \eta_p / 0,966$	-	0,59	0,518	0,435	0,414	0,373	0,34	0,31
6	Вспомогательная функция угла поступи	$tg\beta = 0,531\lambda_p$	-	0,334	0,263	0,239	0,207	0,186	0,17	0,154
7	Вспомогательная функция угла поступи	$\sin^2 \beta = \frac{tg^2 \beta}{1 + tg^2 \beta}$	-	0,10	0,065	0,046	0,041	0,033	0,028	0,023
8	Коэффициент уменьшения упора в следствие кавитации	$\varphi_1 = \varphi_\infty + \chi \frac{\sin^2 \beta}{C_y} =$ $= 0,224 + 1,15 \cdot \frac{\sin^2 \beta}{0,486} =$ $= 0,224 + 2,366 \cdot \sin^2 \beta$	-	0,53	0,378	0,332	0,321	0,302	0,290	0,278
9	Критическое число кавитации	$\chi_k = \frac{C_y (1 - \varphi_\infty)}{\sin^2 \beta} =$ $= \frac{0,486(1 - 0,224)}{\sin^2 \beta} =$ $= \frac{0,377}{\sin^2 \beta}$	-	3,77	5,8	8,2	9,2	11,42	13,46	16,4
10	Скольжение гребного винта	$s_1 = 1 - \frac{\lambda}{H_1 / D} = 1 - \frac{\lambda}{1,1}$	-	0,427	0,523	0,591	0,645	0,68	0,71	0,736
11	Параметр характеристик излучения начало кавитации	$q = \frac{1}{\pi r_0} \cdot \frac{H_1}{D} \cdot \frac{1 - s_1^2}{s_1} \sin \theta =$ $= \frac{1}{3,14 \cdot 0,6} \cdot 1,1 \cdot \frac{1 - s_1^2}{s_1} \sin 12 =$ $0,1214 \frac{1 - s^2}{s^2}$	-	0,544	0,322	0,226	0,17	0,141	0,119	0,102

12	Фактическое значение числа кавитации гребного винта в косом потоке	$\chi_{к\vartheta} = \chi_{к}(1 + q)$	-	5,82	7,66	10,0	10,76	13,0	15,06	18,0
13	Коэффициент уменьшения упора от действия кавитации при работе гребного винта в косом потоке	$\varphi_{1\vartheta} = 1 - \frac{(1 - \varphi_{\infty})(\chi_{к\vartheta} - \chi)^2}{4\chi_{к}^2 q} =$ $1 - \frac{(1 - 0,224) \cdot (\chi_{к\vartheta} - \chi)^2}{4 \cdot \chi_{к}^2 q} =$ $1 - \frac{0,194 \cdot (\chi_{к\vartheta} - 7,2)^2}{\chi_{к}^2 q}$	-	0,952	1	0,9	0,829	0,643	0,439	0,175
14	Уменьшение КПД гребного винта	$\eta_{\varphi} = 0,75 + 0,25 \varphi_{1\vartheta}$	-	0,998	1	0,975	0,957	0,91	0,86	0,794
15	Необходимая мощность дизеля	$N_e = \frac{1,2 \cdot N_B}{\eta_d \cdot \eta_e \cdot \eta_n} =$ $\frac{1,2 \cdot 28,7}{\eta_d \cdot \eta_{\varphi\vartheta} \cdot 0,98 \cdot 0,85}$	кВт	71	79,8	97,5	104	121	141	168
16	Частота вращения главного дизеля	$\omega = \pi n / 30$	c ⁻¹	104,7	125,6	146,5	167,5	188,4	209,3	227,1
17	Крутящий момент на валу дизеля	$M_{кр} = N_e / \omega \cdot 10^{-3}$	кН·м	0,678	0,635	0,665	0,620	0,642	0,673	0,74

Внешняя характеристика двигателя

$$N_{ВНЕС} = \left[0,5 \frac{n_i}{n_{ном}} + 1,5 \left(\frac{n_i}{n_{ном}} \right)^2 - \left(\frac{n_i}{n_{ном}} \right)^3 \right] N_{enom} = \left[0,5 \frac{n}{2170} + 1,5 \left(\frac{n_i}{2170} \right)^2 - \left(\frac{n_i}{2170} \right)^3 \right] \cdot 327$$

Винтовая характеристика двигателя

$$N_{винт} = C n^3 = 3,17 \cdot 10^{-8} \cdot n^3.$$

Ограничительная характеристика

$$N_{огр} = M_{кр} \cdot \omega \cdot 10^{-3}.$$

Результаты расчёта внешней и винтовой и ограничительной характеристик приведены в таблице 4 и на рисунке 1.

Таблица 4. Результаты расчёта внешней, винтовой и ограничительной характеристик

Частота вращения дизеля n , мин ⁻¹	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2170
Внешняя N_e , кВт	75,8	110,5	147,5	185	222	256	286	311	327
Винтовая N_e , кВт	6,9	16,4	32	55	87,8	131	186	256	327
Крутящий момент $M_{кр}$, кН·м	1,2	1,32	1,41	1,47	1,515	1,528	1,52	1,48	1,44
Ограничительная характеристика, кВт, $M_{кр} = 1,44$ кН·м	89	120	151	181	211	241	271	302	327

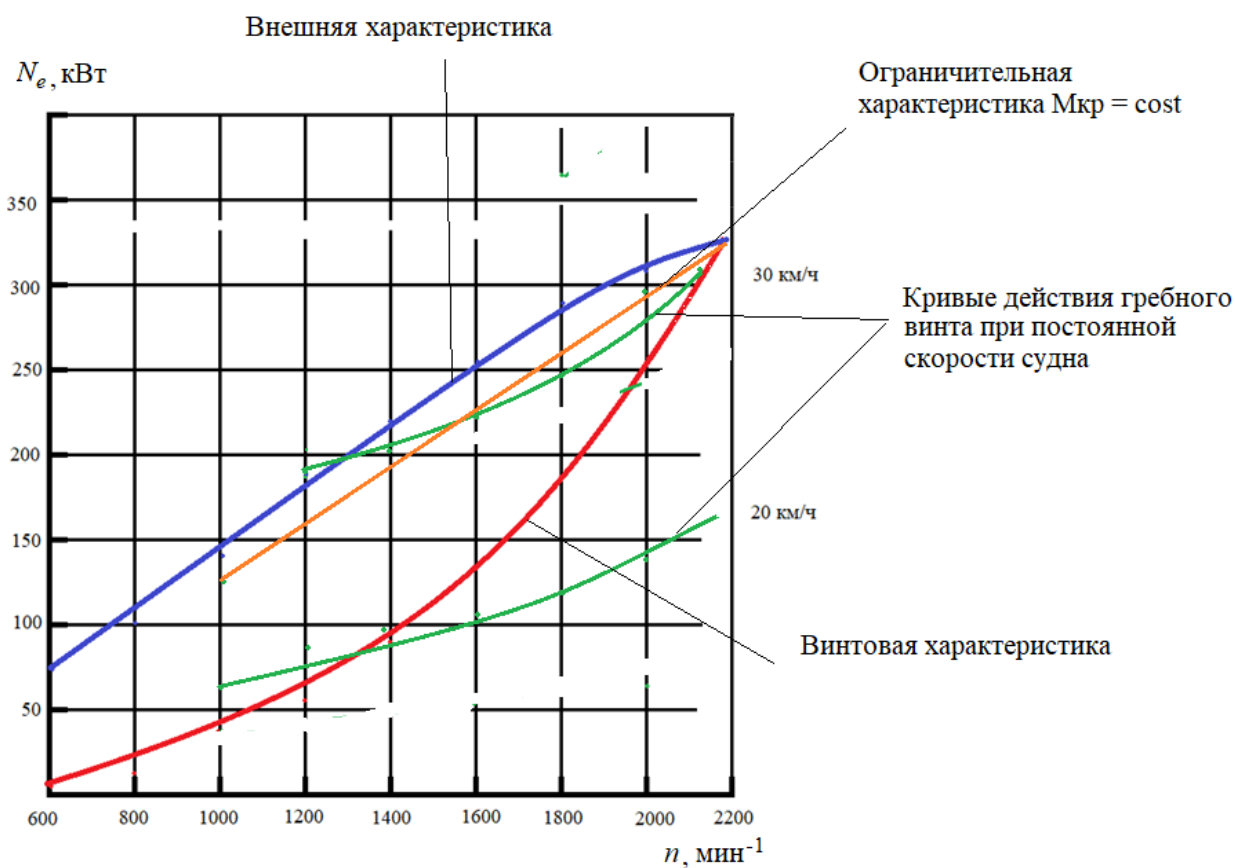


Рисунок 1 – Зависимости мощности дизеля от частоты вращения с установленным гребным винтом

Таким образом, в данном случае, при оборотах двигателя выше 810 мин⁻¹ гребной винт работает с кавитацией. Возникновению кавитации можно обнаружить по тому, что при определённых оборотах гребного винта скорость лодки перестаёт расти, несмотря на дальнейшее повышение числа оборотов, гребной винт при этом издаёт специфический шум, на корпус лодки передаётся вибрация. Достижении скорости свыше 30 км/ч требует превышения мощности ограничительной характеристики по крутящему моменту. Такая эксплуатация неизбежно приведет к поломке дизеля.

Список литературы

1. Ваганов А. М. Проектирование скоростных судов. Л.: Судостроение, 1978, - 279 с.
2. ГОСТ 805481. Межгосударственный стандарт винты гребные металлические. Общие технические условия. Propellers metal. General specifications.
3. Правила технической эксплуатации судовых дизелей. – СПб.-М.: Гипрорыбфлот-Сервис-SPSL. Русская панорама, 199. –168 с.
4. Хейфец Л. Л. Гребные винты для катеров. Л.: Судостроение, 1976, - 180 с.
5. Описание ASD12 ARNESON Surface drive. Technical Data ASD12B1LU.
6. Романенко Л.Л., Щербаков Л.С. Моторная лодка. Л.: Судостроение, 1971,с 448.
7. Соболенко А.Н., Симашов Р.Р. Судовые энергетические установки: дипломное проектирование. Учебное пособие: –М.: Моркнига. Ч. I, 2015. –425 с.
8. Соболенко А.Н. Расчёт мощности главной пропульсивной установки глиссирующего катера с гребными винтами Арнесона. Вестник Морского государственного университета. 2024. № 94. С. 13-171.

Поступила в редакцию 31 октября 2024 г.

ТЕХНОЛОГИЯ СУДОСТРОЕНИЯ, СУДОРЕМОНТА И ОРГАНИЗАЦИЯ СУДОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

УДК 621.791.14

Технология точечной сварки трением с перемешиванием

Стаценко Владимир Николаевич, ¹ д.т.н., профессор, e-mail: statsenko_vni@dvfu.ru

Лонькин Николай Валериевич, ¹ аспирант, e-mail: lonkin.nv@dvfu.ru

Худотепов Владимир Владимирович, ¹ e-mail: khudotepov.vv@dvfu.ru

¹ Политехнический институт, Дальневосточный федеральный университет, Владивосток

Представлена разработанная авторами статьи технология точечной сварки трением с перемешиванием алюминиевого сплава АМгЗ, широко применяемого в авиа- и судостроении при изготовлении сварных конструкций средней прочности. Испытания на свариваемость проведены на пластинах толщиной 1,5 и 2,5 мм при скоростях вращения инструмента 580 и 1000 об/мин, диаметрах заплечика инструмента 14 и 22 мм, глубине погружения 2 мм. При этом выявлены особенности технологического процесса такого вида сварки. Все соединения имеют достаточно высокую прочность, разъединение пластин с разрывом места сварки не удалось, при этом произошла их значительная деформация. Анализ макрошлифов этих соединений показал, что в зонах сварных соединений под рабочим инструментом произошла свариваемость материалов, это определяется по отсутствию линии раздела между пластинами. На некотором удалении от этой зоны линия раздела четко проявляется.

Ключевые слова: точечная сварка, трение, диаметр инструмента, скорость вращения, толщина пластин, глубина погружения, макрошлиф, свариваемость.

Friction stir spot welding technology

Statsenko Vladimir N. ¹, Doctor of Technical Sciences, Professor, e-mail: statsenko_vni@dvfu.ru

Lonkin Nikolay V. ¹, graduate student, e-mail: lonkin.nv@dvfu.ru

Khudotepov Vladimir V. ¹, e-mail: khudotepov.vv@dvfu.ru

¹ Polytechnical Institute, Far Eastern Federal University, Vladivostok

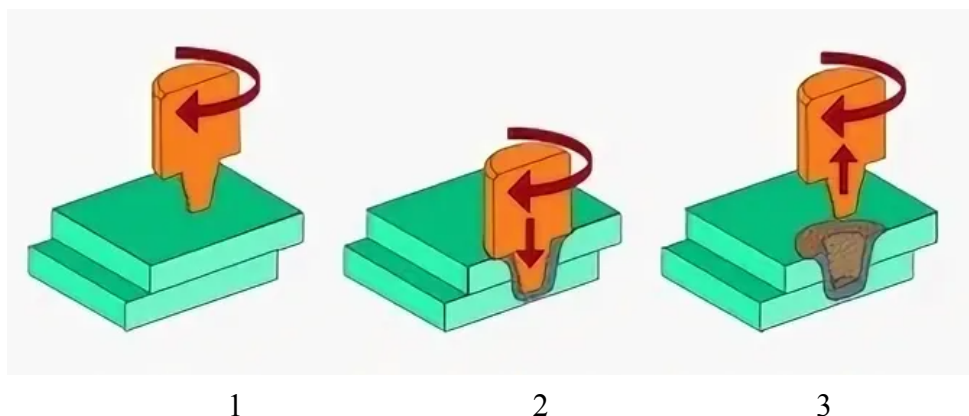
The technology developed by the authors of the article for friction stir spot welding of aluminum alloy АМg3, widely used in aircraft and shipbuilding in the manufacture of welded structures of medium strength, is presented. Weldability tests were carried out on plates with thicknesses of 1.5 and 2.5 mm at tool rotation speeds of 580 and 1000 rpm, tool shoulder diameters of 14 and 22 mm, and immersion depth of 2 mm. At the same time, the features of the technological process of this type of welding were revealed. All connections have sufficiently high strength; separation of the plates with a break in the welding site was not possible, and significant deformation occurred. Analysis of macrosections of these joints showed that in the zones of welded joints under the work-

ing tool, weldability of the materials occurred, this is determined by the absence of a dividing line between the plates. At some distance from this zone, the dividing line clearly appears.

Key words: spot welding, friction, tool diameter, rotation speed, plate thickness, immersion depth, macrosection, weldability.

Способ сварки трением с перемешиванием (СТП) стал широко использоваться в разных областях промышленности для соединения сплавов, плохо свариваемых традиционными способами (алюминиевые сплавы, содержащие цинк, медь, литейные сплавы магния), а также вследствие его преимуществ в сравнении с другими способами соединения деталей путем сварки.

Одной из разновидностей СТП является точечная сварка трением (ТСТП). Она получила применение для сварки алюминиевых и медных сплавов взамен дуговой и контактной точечной сварки) [1-3]. Этот процесс отличается от традиционного исключением продольного перемещения инструмента вдоль стыка. При этом вращающийся инструмент погружается в деталь, доводя за счет нагрева трением материал до пластического состояния и перемешивая металл под заплечиком с помощью пина (рис. 1). После этого инструмент поднимается, оставляя характерное углубление в детали.



1
2
3
Рис. 1. Схема ТСТП с погружением

1 – погружение инструмента; 2 – перемешивание металла деталей;

3 – вывод инструмента

Цель настоящей работы – разработать основные режимные параметры при точечной сварке трением с перемешиванием алюминиевого сплава АМг3. Этот сплав широко применяется в авиации и морском флоте при изготовлении сварных баков и деталей сварных конструкций средней прочности в самолетостроении, для палубных надстроек в судостроении.

Описание технического решения, методики измерения параметров

При точечной сварке трением используется соединение пластинчатых материалов внахлест (рис. 1), при этом основными технологическими параметрами являются сила сжатия материалов, частота вращения сварочного инструмента, диаметр опорной поверхности заплечика, глубина его погружения.

В настоящей работе экспериментальное исследование точечной сварки трением с перемешиванием алюминиевого сплава АМг3 производилось на вертикально-сверлильном станке

ОРТИ В40 РТЕ (рис. 2, а). Мощность станка 1,5 кВт, диапазон скоростей вращения 95-3200 об/мин.

Передача основного крутящего момента от двигателя на шпиндель производится с помощью 12-ти скоростного шестеренчатого редуктора, переключение скоростей осуществляется двумя рукоятками на лицевой панели станка. Механизм перемещения стола имеет зубчатый механизм. Глубина погружения вращающегося инструмента в тело свариваемых пластин измеряется по нониусу на сверлильном станке.

В экспериментах использовались инструменты с диаметрами заплечиков 14 и 22 мм. Пин выполнялся в виде усеченного конуса с диаметром основания 4 мм и высотой 3,8 (рис. 2, б). Хвостовик предназначался для закрепления в патроне сверлильного станка.

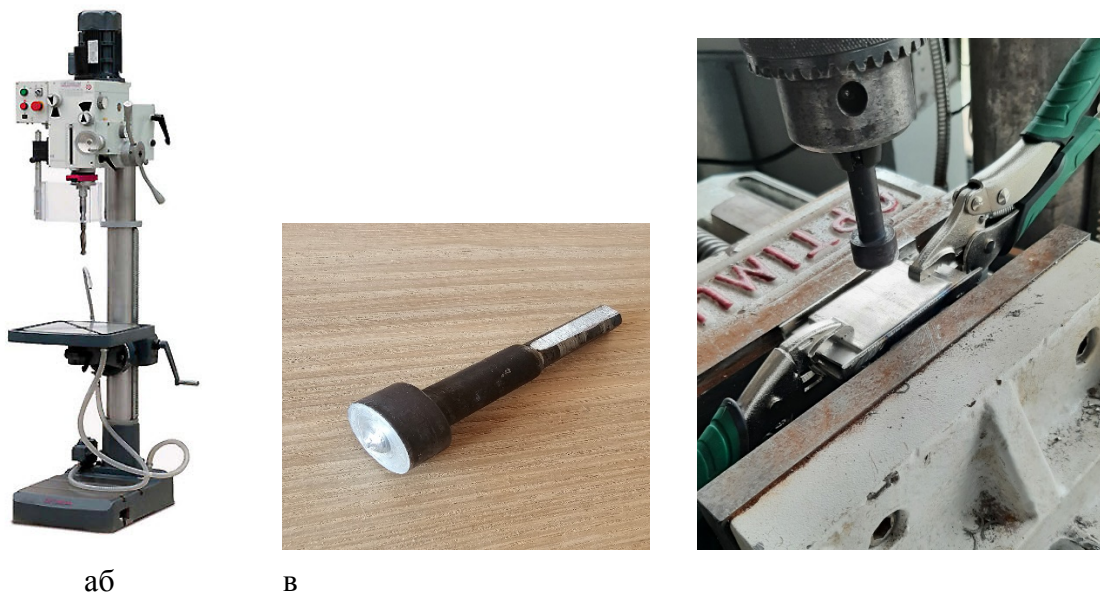


Рис. 2. Сверлильный станок ОРТИ В40 РТЕ (а), инструмент для сварки (б),

приспособление сжатия образцов (в)

Рабочие пластины перед сваркой зачищались до металлического блеска и обезжиривались. Предварительно было выявлено, что перед сваркой пластины необходимо сжать, поэтому было разработано такое устройство, в котором они устанавливались внахлест и сжимались струбцинами. Это устройство закреплялось в тисках сверлильного станка перед сваркой (рис. 2, в).

Результаты испытаний

В наших опытах использовались пластины из алюминиевого сплава АМг3 толщиной 1,5 и 2,5 мм (рис. 3, а). Сварка производилась инструментом с диаметром заплечика 22 мм (рис. 3, а) и 14 мм (рис. 3, б). Глубина погружения заплечика в тело всех пластин составляла 2 мм. Частота вращения инструмента задавалась 580 и 1000 об/мин (61 и 105 рад/с).

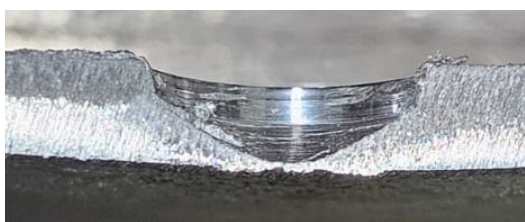


аб

Рис. 3. Сварные соединения пластин при глубине погружения инструмента 2 мм
а - толщиной 1,5 мм, диаметр 22 мм, скорости вращения 580 и 1000 об/мин;
б – толщиной 2,5 мм, диаметр 14 мм, скорость вращения 1000 об/мин.

Анализ результатов испытаний показал следующее.

1. При ТСТП необходимо иметь жесткое основание.
2. Перед ТСТП необходимо производить сжатие пластин по всей площади контакта.
3. При скорости вращения 1000 об/мин усилие сжатия меньше, чем при скорости 580 об/мин, при этом визуально качество соединения выше.
4. При скорости вращения 580 об/мин проявляется коробление соединения за счет проникновения размягченного металла в зазор между пластинами.
5. При окончании сварки необходимо резко отводить инструмент от свариваемых пластин, иначе возможна приварка инструмента к поверхности верхней пластины.
6. На оборотной стороне пластин явно видны среды проплавления материала, что демонстрирует хорошее качество сварки.
7. Все соединения имеют достаточно высокую прочность, разъединение пластин с разрывом места сварки не удалось, при этом произошла их значительная деформация.



а



б

Рис. 4. Макрошлифы сварных соединений с диаметром инструмента 22 мм, толщины пластин 1,5 мм (а) и 2,5 мм (б)

Результаты анализа макрошлифов сварных соединений с диаметром инструмента 22 мм и 14 мм и толщинами пластин 1,5 мм и 2,5 мм представлены на рис. 4. На этих изображениях отчетливо видно, что в зонах сварных соединений под рабочим инструментом произошла свариваемость материалов, что определяется по отсутствию линии раздела между пластинами. На некотором удалении от этой зоны линия раздела четко проявляется.

Заключение

Дальнейшие испытания точечной сварки трением с перемешиванием будут посвящены определению прочности на разрыв этого соединения в зависимости от режимных параметров и толщины металла. Эти данные позволят определить оптимальные значения этих параметров.

Список литературы

1. R.S. Misha, Mahoney M.W. Friction Stir Welding and Processing. San Francisco. 2005. 298 p.
2. Красильников В.В., Шагабутдинов Э.Р., Кузнецов М.Е., Бородулин И.В., Каратыш В.В. Точечная сварка трением с перемешиванием с разделением цикла сварки для нахлесточных соединений // Master`s Journal. 2015. С.48-53.
3. Точечная сварка трением с перемешиванием с разделением цикла сварки для нахлесточных соединений / Красильников В.В., Шагабутдинов Э.Р., Кузнецов М.Е., Бородулин И.В., Каратыш В.В. // Вестник Перм. нац. исслед. политехн. ун-та. Машиностроение, материаловедение. 2015. № 2. С.140–144.

Поступила в редакцию 30 июля 2024 г.

Технология стыковой сварки трением разнородных металлов

Стаценко Владимир Николаевич ¹, д.т.н., профессор, e-mail: statsenko_vni@dvfu.ru

Вилисов Максим Александрович ¹, магистр, инженер-технолог ПАО «Завод Варяг», e-mail: vilisov.ma@dvfu.ru

¹ Дальневосточный федеральный университет, Политехнический институт (Владивосток)

Представлена разработанная авторами технология стыковой сварки трением стержней из стали СтЗсп и бронзы БрКМц3-1 диаметром 15 мм, эти соединения широко применяются в изделиях электротехнической промышленности с относительно небольшой нагрузкой. Испытания проведены на токарно-винторезном станке 16К20 при скорости вращения шпинделя 1200 об/мин и времени разогрева 3,5 мин и осадки – 2-3 с. Величина осадки бронзового образца при нагреве 6-8 мм, при проковке 1-2 мм. Выявлено образование бронзового грата, форма цилиндрическая, ровная. При этом выявлены особенности технологического процесса такого вида сварки. Все соединения имеют достаточно высокую прочность.

Анализ макрошлифов этих соединений показал, что на границе сварного соединения выявлена переходная зона стали к бронзе. Граница перехода нечеткая, волнообразная, с наплывами. Граница сварного соединения волнообразная, четкая, переходной зоны из бронзы в сталь не обнаружено.

Ключевые слова: сварка трением, сталь, бронза, скорость вращения, время разогрева, осадка, грат, макрошлиф, граница соединения.

Friction butt welding dissimilar metals technology

Statsenko Vladimir N.¹, Doctor of Technical Sciences, Professor, e-mail: statsenko_vni@dvfu.ru

Vilisov Maxim A.¹, graduate student, e-mail: vilisov.ma@dvfu.ru

¹ Far Eastern Federal University, Polytechnical Institute (Vladivostok)

The technology developed by the authors for friction butt welding of rods made of Cm3cn steel and БрКМц3-1 bronze with a diameter of 15 mm is presented; these joints are widely used in electrical industry products with a relatively small load. The tests were carried out on a 16K20 screw-cutting lathe at a spindle speed of 1200 rpm and a warm-up time of 3.5 minutes and a settling time of 2-3 seconds. The amount of precipitation of a bronze sample during heating is 6-8 mm, during forging 1-2 mm. The formation of a bronze burr was revealed; the shape was cylindrical and smooth. At the same time, the features of the technological process of this type of welding were revealed. All connections have fairly high strength.

Analysis of macrosections of these joints showed that a transition zone between steel and bronze was identified at the boundary of the welded joint. The transition boundary is unclear, wavy, with

sagging. The boundary of the welded joint is wavy and clear; no transition zone from bronze to steel was detected.

Key words: friction welding, steel, bronze, rotation speed, heating time, upsetting, flash, macrosection, joint boundary.

Сварка трением деталей из разнообразных одноименных или близких по своим характеристикам металлов обычно не вызывает технологических трудностей и позволяет получать сварные соединения, отвечающие предъявляемым эксплуатационным требованиям.

Классический способ сварки трением, при котором одна из деталей производится во вращение, а другая поджимается к торцу первой осевым усилием, применяется достаточно широко при сварке ступенчатых деталей, приварке кованых или литых деталей к стержням, наконечников к бурильным трубам на отечественном оборудовании.

Обычной и наиболее распространенной схемой процесса сварки трением является соединение двух деталей, осуществляемое при вращении одной из них с постоянной скоростью и последующим быстрым торможением (рисунок 1).

Основными параметрами обычной сварки трением являются [1, 2]:

- скорость вращения рабочего шпинделя;
- давление, развиваемое при нагреве;
- давление, развиваемое при проковке;
- время или осадка нагрева;
- время проковки.

Прокочное давление прикладывается после быстрого торможения вращающейся детали, когда температура в стыке достигает сварочных значений.

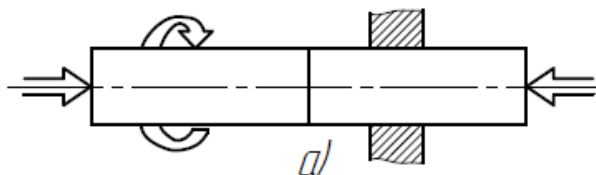


Рисунок 1 - Схема соединения деталей при сварке трением

Сварка в твердом состоянии относится к классу двухстадийных топохимических реакций. На первой стадии происходит образование физического контакта, т.к. осуществляется сближение соединяемых материалов на расстояние, требуемое для межатомного взаимодействия. На второй химическое взаимодействие, которое приводит к образованию прочного соединения [2, 3].

Вторая стадия обусловлена протеканием химической адсорбции, для осуществления которой требуется затрата энергии на активацию поверхности. При сварке в твердом состоянии сближение атомов и активация достигаются за счет совместной пластической деформации соединяемых металлов в зоне контакта, обычно в сочетании с дополнительным нагревом.

Длительность этих двух стадий зависит от таких факторов, как теплофизические свойства соединяемых металлов, характера приложения давления и других средств активации.

Таким образом, в случае сварки металлов с резко отличными теплофизическими свойствами процесс образования соединений протекает при температуре, когда образование физического контакта за счет деформации менее жаропрочного металла происходит сравни-

тельно быстро, а активация контактной поверхности более жаропрочного металла замедлена. Единственный путь ускорения активационных процессов на контактной поверхности жаропрочного металла - интенсификация пластической деформации.

Сварка разнородных металлов имеет актуальность при изготовлении электротехнических изделий, когда необходимо разорвать цепь электромагнитной индукции с помощью немагнитного (цветной материал) [4, 5].

Разнородные металлы имеют разную температуру плавления, от которой в первую очередь зависит пластическая деформация. Так для низкоуглеродистой стали эта температура составляет 1370-1520 °С в зависимости от содержания углерода. Для бронзы (оловянистой и безоловянистой) температура плавления значительно ниже – 900-1050 °С.

Таким образом, в случае сварки металлов с резко отличными теплофизическими свойствами процесс образования пластической деформации для менее жаропрочного металла происходит сравнительно быстро, а активация контактной поверхности более жаропрочного металла замедлена.

Свариваемые поверхности должны быть обязательно очищены от окалины галтовкой в барабане, дробеструйной или дробеметной обработкой, подрезкой на токарном станке, зачисткой наждачным кругом и др. В ряде случаев целесообразна механическая обработка свариваемых и прилежащих к ним поверхностей деталей.

При использовании сварки трением для соединения материалов со значительно отличающимися теплофизическими и химическими свойствами рекомендуется следующее [6]:

1. Диаметр детали из более пластичного металла выполняют на 15—20% больше диаметра другой детали, что способствует выравниванию температуры их совместного деформирования при сварке с образованием грата на обеих деталях.

2. Применение специальной оправки (рисунок 2). В процессе нагрева в результате заполнения объема фаски оправки более пластичным металлом создаются условия, затрудняющие его течение, что способствует выравниванию величины осадки обеих свариваемых деталей и в результате повышению прочности соединения.

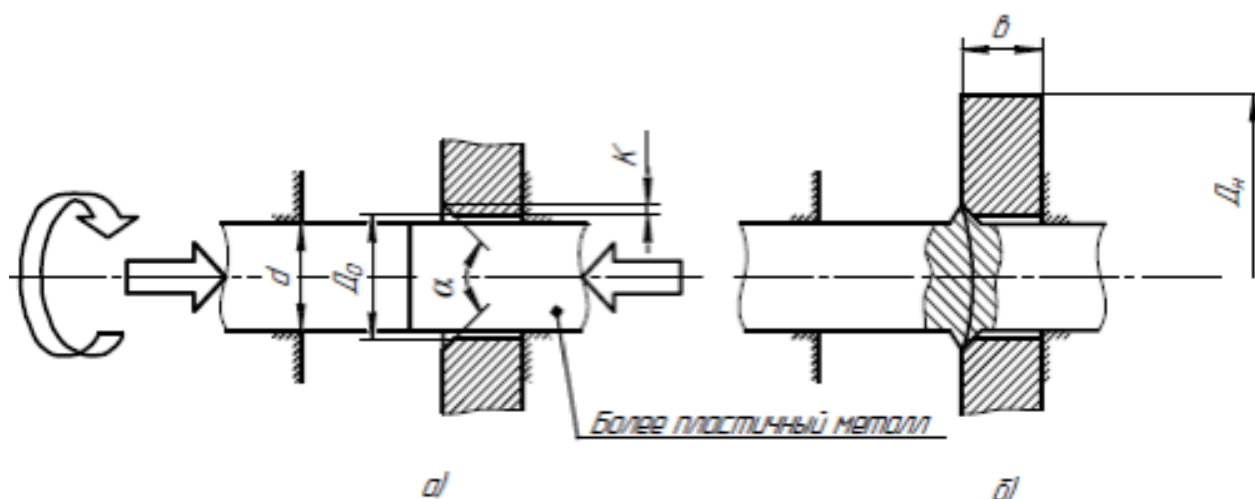


Рисунок 2 - Схема сварки трением разнородных металлов с применением оправки
а) положение до сварки; б) положение после сварки

3. Предварительная подготовка формы торцов соединяемых деталей в виде конической поверхности с выполнением внутреннего конуса из более жаропрочного материала.

4. Применение промежуточной прослойки из металла, температура плавления которого является средней по отношению к температурам плавления свариваемых металлов (например, при соединении алюминия—температура плавления 660°C, с нержавеющей сталью - температура плавления 1370—1450°C, через прослойку из металла, содержащего серебро и медь).

Выбор режима термообработки должен основываться на свойствах соединяемых разнородных материалов. При этом температура нагрева при последующей термообработке обычно не превышает температуру образования прослоек интерметаллических соединений.

Описание технического решения, методики измерения параметров

Несмотря на существенные преимущества сварки трением – этот метод сварки является малоизученным, в связи с чем имеется потребность в проведении исследований и определения режимов сварки трением стали с медными сплавами.

Наиболее востребованным в электротехнических изделиях является соединение стали с бронзой [5], соответственно в нашей работе проведено изучение режимов сварки трением этих материалов.

Для исследования технологии стыковой сварки трением выбраны стержни из стали СтЗсп и бронзы БрКМц3-1 диаметром 15 мм [7, 8]. Испытания проведены на токарно-винторезном станке 16К20 при скорости вращения шпинделя 1200 об/мин.

Стыковая сварка трением разнородных металлов производится в следующей последовательности.

1. В трехкулачковый шпиндель станка зажимается стержень из стали СтЗсп.
2. В патрон задней бабки зажимается стержень из бронзы БрКМц3-1.
3. Включается вращение шпинделя станка, к зажатому стальному стержню перемещением патрона задней бабки подводится бронзовый стержень.
4. За счет усилия сжатия производится нагрев места контакта свариваемых прутков за счет трения, время разогрева составляло 3,5 мин, образцы на торцах визуально разогрелись до 800-900 °С (определено по цвету каления). Величина осадки бронзового образца при нагреве 6-8 мм (рисунок 3, а).
5. После резкой остановки шпинделя станка производится процесс проковки с дополнительной осадкой 1-2 мм, время проковки 2-3 с, выявлено формирование грата со стороны бронзы, форма грата цилиндрическая, ровная (рисунок 3, б).



аб

Рисунок 3 - Нагрев деталей трением (а), соединение разнородных металлов после проковки (б)

После сварки произведена обработка грата точением (рисунок 4, а), прочность соединения удовлетворительная, разрушить соединение подручными средствами не удалось.



аб

Рисунок 4 - Соединение разнородных металлов после сварки трением и обработки точением (а), макрошлиф сварного соединения (б)

Результаты испытаний

С целью анализа дефектов в сварном соединении проведено исследование его макрошлифа. Образец после сварки был разрезан вдоль осевой плоскости и произведена обработка поверхности образцов наждачной бумагой различной зернистости на автоматическом шлифовально-полировальном станке MECATECH 234 и отполирован пастой ГОИ ГОСТ 2912-66 на сукне (рисунок 5, а).

Металлографическое исследование выполнялось на инвертированном микроскопе Eclipse MA200 (рисунок 5, б) при увеличениях 50х, 100х. Травление образцов проводилось в 4-процентном растворе азотной кислоты в изопропиловом спирте и 5-процентном растворе аммиака в воде с последующей промывкой в изопропиловом спирте.



а б

Рисунок 5 - Автоматический шлифовально-полировальный станок MECATECH 234 (а), инвертированный металлографический микроскоп ECLIPSE MA200 (б)

Анализ макрошлифов этих соединений показал, что на границе сварного соединения выявлена переходная зона стали к бронзе. Зона перехода нечеткая, волнообразная, с наплывами. Образование этой зоны можно объяснить процессом механического легирования (упрочнения) бронзы сталью.

Граница сварного соединения волнообразная, четкая, переходной зоны из бронзы в сталь не обнаружено.

Испытание прочности сварного соединения произведено на разрывной машине Р-0,5 ГОСТ 7855-84, результаты испытаний показали, это соединение выдерживает нормальные напряжения до 26 МПа, что вполне достаточно для изготовления изделий электротехнической промышленности.

Список литературы

1. Виль В. И. Сварка металлов трением. Ленинград: Машиностроение, 1970. – 176 с.
2. Штернин Л.А., Жидков М.П., Лаптев А.Р., Махин И.Д., Петровичев П.С. Современные возможности сварки трением. Автоматическая сварка. 2012. №4. стр. 44-45.
3. Лебедев В.К., Черненко И.А., Михальски Р. Сварка трением. Справочник. Ленинград. 1987 – 236 с.
4. Никифоров, Н. К. Электронная аппаратура. Пассивные электромагнитные компоненты и элементы схем. Электромагнитная совместимость. Основы магнитоэлектроники: Н. К.

- Никифоров. — Москва, Вологда: Инфра-Инженерия, 2023. - 476 с. URL: <https://www.iprbookshop.ru/132900.html>
5. Ланин, В. Л. Технология и оборудование сборки и монтажа электронных средств / В. Л. Ланин, В. А. Емельянов, И. Б. Петухов; под редакцией В. А. Емельянова. Минск: Белорусская наука, 2022. - 513 с. URL: <https://www.iprbookshop.ru/128109.html>
 6. Сварка трением бронзы с электротехническими сталями на машине МСТ-07.01. Инструкция. —Лаптев А.Р., Жидков М.П., Ивочкин В.М. Санкт-Петербург, 2010. – 9 с.
 7. ГОСТ 18175-78. Бронзы безоловянные, обрабатываемые давлением. Москва. Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам. – 13 с.
 8. ГОСТ 380-2005. Сталь углеродистая. Обыкновенного качества. Москва. Стандартиформ. 2009. – 11 с.

Поступила в редакцию 23 июля 2024 г.

ВЕСТНИК МОРСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО УНИВЕРСИТЕТА

Выпуск 96 / 2024

Дата выхода в свет – 14 ноября 2024 г.

Выходит четыре раза в год.

Зарегистрировано Федеральной службой по надзору
в сфере связи и массовых коммуникаций.

Свидетельство о регистрации Эл № ФС77-82589 от 30.12.2021.

Учредитель и издатель – Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Морской государственный университет
имени адмирала Г.И. Невельского».

Адрес учредителя, издателя и редакции: 690003, Россия, г. Владивосток, ул. Верхнепортовая, 50а.
Электронная почта редакции: vestnik@msun.ru; телефон редакции: +7 (423) 251-76-36.