

# НАУЧНЫЕ РАБОТЫ

**Московская государственная академия водного транспорта (МГАВТ)**

**72**

О.В. Леонова, Е.Г. Веретенников. **Анализ случаев аварийности и травматизма при эксплуатации порталных кранов**

**75**

В.К. Новиков, В.Г. Савельев, А.А. Хина. **Оценка надежности системы навигационного оборудования на примере лазерного створного маяка «Анемон»**

**76**

В.К. Новиков, В.Г. Савельев, И.А. Минаева. **Совершенствование системы обеспечения безопасности эксплуатации судов для окружающей среды**

**Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций (СПГУВК)**

**78**

С.О. Барышников. **Влияние износа корпуса судна на обеспечение его общей прочности**

**Волжская государственная академия водного транспорта (ВГАВТ)**

**81**

В.И. Тихонов. **Способ аналитического определения присоединенных масс жидкости**



**Новосибирская государственная академия водного транспорта (НГАВТ)**

**83**

О.В. Щербакова, М.К. Романченко. **Собственная частота колебаний как характеристика цилиндрической пружины**

**УЧРЕЖДЕНИЕ:** Московская государственная академия водного транспорта (МГАВТ)

**ТЕМА:** Анализ случаев аварийности и травматизма при эксплуатации порталных кранов

**АВТОРЫ:** О.В. ЛЕОНОВА, профессор, кандидат технических наук; Е.Г. ВЕРЕННИКОВ, аспирант

Согласно Федеральному закону № 116 от 21.07.1997 «О промышленной безопасности опасных производственных объектов» и Техническому регламенту «О безопасности машин и оборудования» от 15 сентября 2009 года, экспертиза аварийных случаев с подъемно-транспортным оборудованием проводится с целью установления размера причиненного вреда, обстоятельств и причин аварий, разработки мер по устранению их последствий и мероприятий для предупреждения аналогичных случаев. Расследования проводят специализированные организации по представлению федерального органа исполнительной власти в области промышленной

безопасности, после чего составляются экспертные заключения.

На основании информационных бюллетеней и экспертных заключений Ростехнадзора, кафедрой «Портовые подъемно-транспортные машины и робототехника» МГАВТ были проанализированы и обобщены причины аварийности и травматизма, произошедшие за последние 20 лет при эксплуатации порталных кранов.

По результатам работы установлено, что на современном этапе при наработке большинства кранов 25 лет и более основными причинами аварийности и травматизма являются эксплуатационные дефекты технического и организационного характера (рис. 1).

К ним относятся эксплуатация неисправных технических средств, отсутствие контроля за техническим состоянием кранов и нарушение производства работ (технические причины), а также низкий уровень управления при производстве работ, недисциплинированность, неосторожность и халатность исполнителей (организационные причины).

Дефекты конструктивного характера – ошибки при проектировании, заключающиеся в недоучете действующих сил и моментов, влияния концентраторов напряжений на усталостную прочность деталей. К дефектам производственного характера относятся дефекты сварки типа

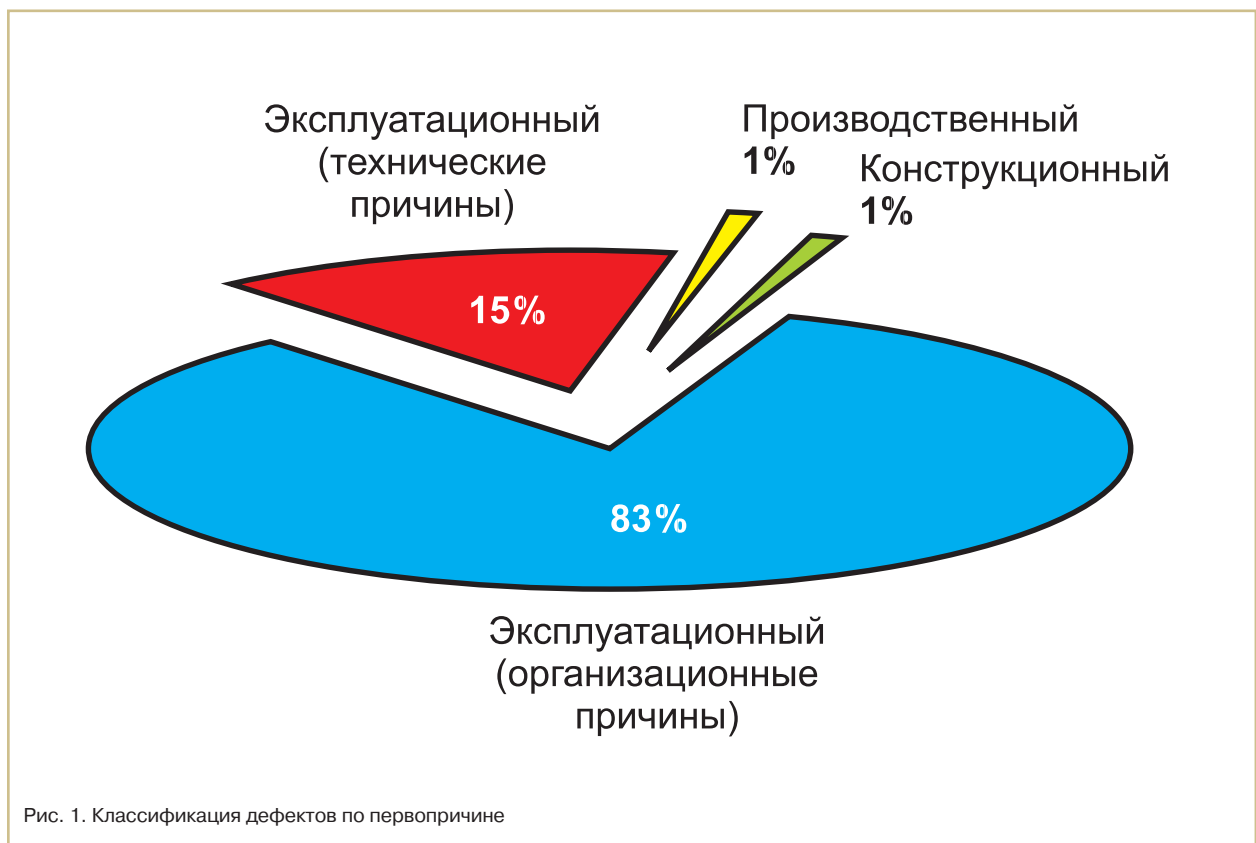
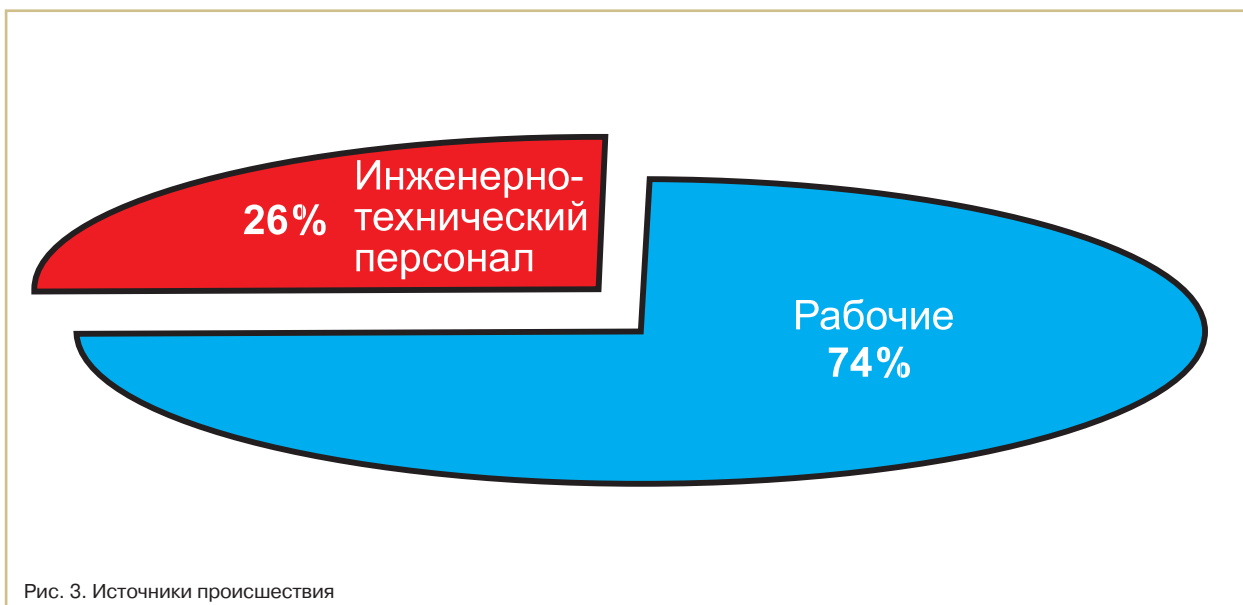
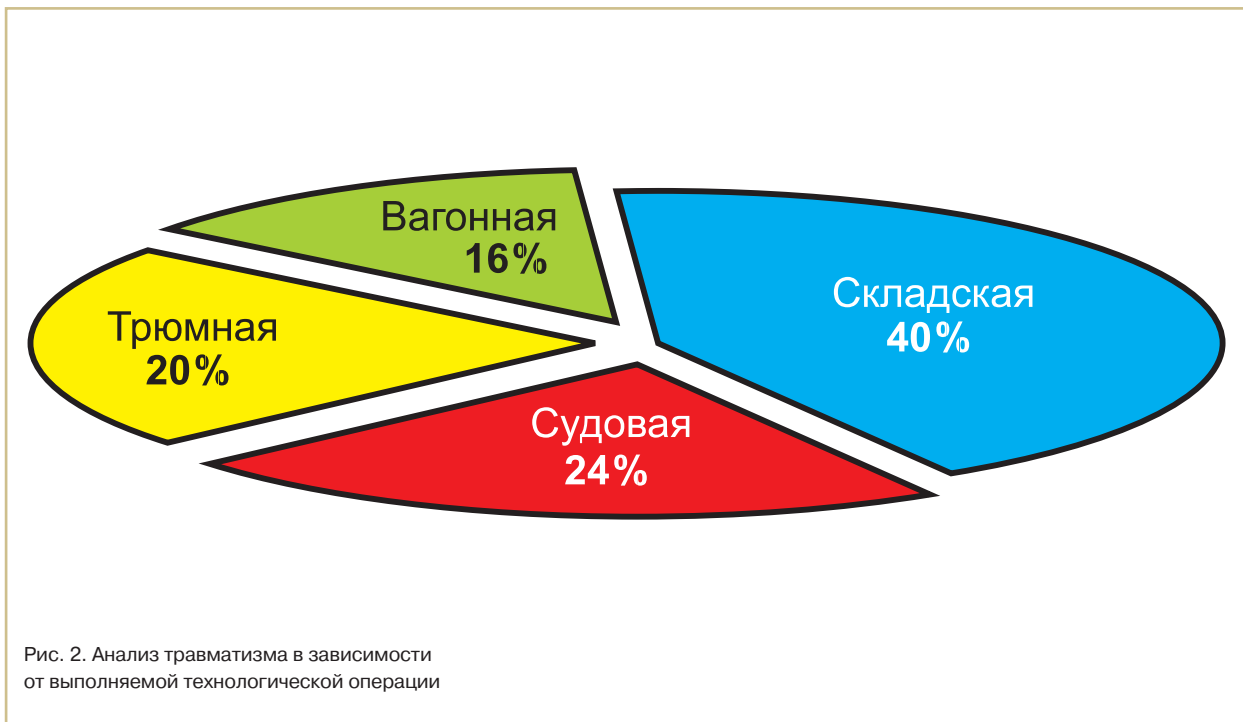


Рис. 1. Классификация дефектов по первопричине



пор, раковин и шлаковых включений, дефекты изготовления (несоблюдение требований рабочих и сборочных чертежей и т. д.).

Выявленная малая доля конструктивных и производственных дефектов объясняется тем, что анализ проводился для кранов с наработкой более 20 лет, в то время как влияние этих факторов обычно проявляется на начальных стадиях эксплуатации.

На диаграмме аварийности и травматизма в зависимости от выполняемой технологической операции (рис. 2) показано, что большая часть происшествий произошла во время выполнения складской операции, и их основными причинами являлись неправильные приемы строповки, а также нахождение людей в опасной зоне. Вторую позицию занимают судовые операции, когда работы ве-

лись при раскочивании груза (действие ветровых и инерционных нагрузок), здесь также имело место нахождение людей в зоне проведения работ.

Диаграмма, представленная на рис. 3, показывает распределение источников происшествий, вызванных человеческим фактором при контроле за эксплуатацией и выполнении работ порталными кранами.

К группе рабочих относятся докеры-механизаторы, стропальщики, сигнальщики, крановщики; к группе инженерно-технического персонала – инженерно-технические работники, ответственные за содержание ГПМ в исправном состоянии и за безопасное производство работ кранами.

Анализ заключений по случаям аварийности и травматизма позволил выявить основные нарушения статей ПБ 10-382-00 [1]; виды и коли-

чество нарушений представлены на рис. 4.

Как видно, к числу наиболее частых нарушений относятся неудовлетворительный надзор за состоянием крана, отсутствие контроля за проведением операций, нахождение людей в опасной зоне, осуществление работ не в соответствии с рабочей технологической картой.

Таким образом, на основании выполненного анализа причин аварий-

ности и травматизма необходимо рекомендовать аттестационным комиссиям при проверке знаний персонала обращать особое внимание на статьи 9.4.2, 9.5.18, 9.5.19 Правил.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА: ПБ 10-382-00 «Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» (утверждены постановлением Госгортехнадзора России от 31 декабря 1999 года № 98).

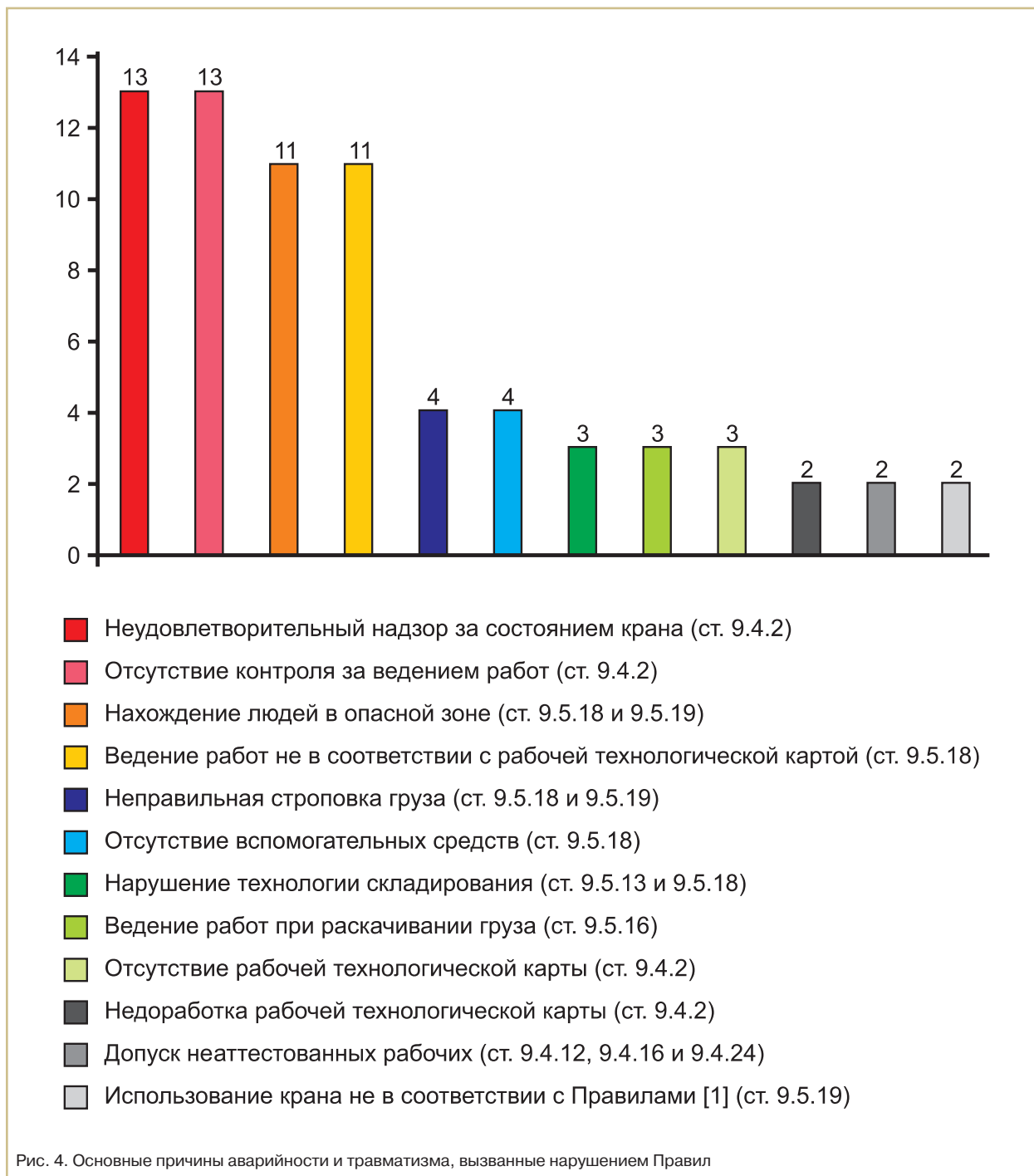


Рис. 4. Основные причины аварийности и травматизма, вызванные нарушением Правил

**УЧРЕЖДЕНИЕ:** Московская государственная академия водного транспорта (МГАВТ)

**ТЕМА:** Оценка надежности системы навигационного оборудования на примере лазерного створного маяка «Анемон»

**АВТОРЫ:** В.К. НОВИКОВ, доктор технических наук, профессор; В.Г. САВЕЛЬЕВ, доктор технических наук, профессор; А.А. ХИНА, соискатель

**С**реди эксплуатационно-технических характеристик безопасности функционирования водного транспорта особое место занимает навигационное оборудование. Его совершенствование является одним из приоритетных направлений.

В связи с этим для обеспечения безопасности плавания судов в прибрежной зоне с успехом может быть применена лазерная система створных маяков. Ее высокая эффективность, доказанная на практике [1, 2], достигается за счет обозначения световыми сканирующими лучами оси прямолинейного участка фарватера (канала) и боковых отклонений.

Известно [3, 4], что надежность – сложный параметр (в зависимости от назначения объекта и условий его применения), сочетающий 4 свойства: безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость.

В теории надежности важную роль играет всесторонний анализ исследуемого объекта с точки зрения рассмотрения его как системы, состоящей из определенного количества составных элементов, связанных между собой единым целевым назначением.

Правомерность рассмотрения системы лазерных створных маяков «Анемон» как системы подтверждается тем, что она отвечает следующим основным требованиям, предъявляемым к системам [5]:

- наличие элементов с явно выраженными локальными свойствами – модули, блоки и т. д.;
- целенаправленность и управляемость, т. е. существование общей цели и назначения, задаваемых и корректируемых в системе более высокого уровня, – высокоточная проводка судна по оси канала или фарватера;
- сложная иерархическая организационная структура, присутствие вертикальных связей между элементами разных уровней и горизонтальных связей между элементами одного уровня;
- большой размер, т. е. большое число элементов, входов и выходов, разнообразие функций: в состав исследуемой системы входит 18 элементов, вход в систему – постоянный ток с напряжением от 6 до 10 В, выход – лазерное излучение с длиной волны 650 нм.

Таким образом, все эти характеристики рассматриваемой лазерной системы створных маяков обуславливают необходимость рассматривать ее непосредственно как систему, а для оценки ее надежности применять системный подход.

С точки зрения теории надежности система лазерных створных маяков – это совокупность взаимосвязанных элементов, объединенных конструктивно и функционально в соответствии с заданным алгоритмом взаимодействия при применении по целевому назначению (обеспечение навигационной безопасности плавания в прибрежной зоне путем обозначения световыми сканирующими лучами оси прямолинейного участка фарватера (канала) и боковых отклонений).

Рассматриваемая система является специфической как по своему конструктивному и физико-техническому составу, так и по условиям эксплуатации (особенно климатическим), поэтому ее надежность в полной мере зависит от факторов конструктивного, производственного и эксплуатационного (объективных и субъективных) характера.

По конструктивному содержанию и условиям функционирования исследуемая система относится к резервированным, в ней реализовано резервирование замещением (динамическое резервирование), когда в случае отказа основного элемента его функции передаются резервному.

Для правильного выбора показателей надежности системы в соответствии с требованиями ГОСТ 27.003-90 и последующего осуществления практических расчетов по их оценке необходимо проанализировать весь процесс функционирования исследуемой системы в ходе применения ее по целевому предназначению.

По характеру отказов составных элементов данная система характеризуется внезапными отказами, а по способу соединения элементов в системе – последовательными, т. е. имеет место такое соединение элементов в системе, при котором отказ всей системы наступает в случае отказа любого из ее составных элементов.

По определенности назначения исследуемая система относится к изделиям конкретного назначения. Существует один основной вариант ее применения – обеспечение навигационной безопасности плавания в составе средств навигационного оборудования (СНО) в прибрежной зоне путем обозначения световыми сканирующими лучами оси прямолинейного участка фарватера (канала) и боковых отклонений.

По режиму применения (функционирования) это – изделие непрерывного, длительного применения.

По признаку восстанавливаемости системы она является восстанавливаемой, обслуживаемой.

По числу возможных (учитываемых) состояний (по работоспособности) система относится к изделиям вида I, которые в процессе эксплуатации могут находиться в двух состояниях – работоспособном или неработоспособном.

По последовательностям отказа или достижения предельного состояния при применении система относится к тем системам, отказы или переходы в предельное состояние которых приводят к последствиям катастрофического характера для причаливаемых судов.

По характеру основных процессов, определяющих переход в предельное состояние, составные элементы исследуемой системы являются стареющими и изнашиваемыми одновременно.

По возможности и способу восстановления технического ресурса (срока службы) путем проведения плановых ремонтов система относится к ремонтируемым необезличенным способом.

По возможности (необходимости) проведения контроля перед применением система относится к контролируемым перед применением.

Таким образом, исходя из того что рассматриваемая система лазерных створных маяков относится к изделиям конкретного назначения, непрерывного длительного применения, восстанавливаемая и обслуживаемая, в соответствии с ГОСТ 27.003-90 показателями ее надежности являются:

- коэффициент готовности;
- средняя наработка на отказ;
- среднее время восстановления;
- средний срок сохраняемости.

Кроме того, в соответствии с рекомендациями Международной ассоциации маячных служб (МАМС) важным показателем надежности для СНО является коэффициент исправного действия. Для радионавигационных систем, обслуживаемых радио- и световых маяков, светящихся навигационных знаков и огней, в том числе и для рассматриваемой системы «Анемон», относящихся к 1-й категории СНО, данный параметр должен быть не ниже 0,998. При этом предусматривается возможность выхода из строя системы суммарной продолжительностью до 2 ч на каждые 1000 ч работы.

В результате статистической обработки данных опытной эксплуатации системы лазерных створных маяков «Анемон» в течение 2001-2007 годов в порту Туапсе и на Пасеченском створе получены следующие количественные значения показателей ее надежности:

- коэффициент готовности – 0,99;
- средняя наработка на отказ – 3000 ч;

- среднее время восстановления – 7,5 ч;
- средний срок сохраняемости – не менее 5 лет.

Обобщенный показатель надежности системы (коэффициент исправного действия) составляет 0,9989.

Таким образом, результаты опытной эксплуатации системы лазерных створных маяков «Анемон», являющейся навигационным оборудованием, свидетельствуют о высокой степени ее надежности и способности выполнять свои функции по прямому назначению. Вместе с тем в ходе опытной эксплуатации системы выявлена необходимость дальнейшей доработки блока автоматического переключения с основного комплекта аппаратуры на резервный в части повышения помехоустойчивости. Очевидно, что практическая реализация этого недостатка еще больше повысит надежность всей системы в целом.

#### ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:

1. Савельев В.Г. Новое в навигации на флоте: лазерный створный маяк «Анемон» // Речной транспорт. 2003, № 1.
2. Патент 2354580. Способ проводки судов по заданной траектории / В.Г. Савельев, А.М. Колычев, А.П. Повадин, А.Ю. Миронов.
3. ГОСТ 27.002-89. Основные понятия. Термины и определения. – М.: 1989.
4. Острейковский В.А. Теория надежности: Учебн. для вузов. – М.: Высш. шк., 2003 – 463 с.
5. Горелова В.Л., Мельникова Е.Н. Основы прогнозирования систем: Учебн. пособ. для инж.-экон. вузов. – М.: Высш. шк., 1986. – 287 с.

**УЧРЕЖДЕНИЕ:** Московская государственная академия водного транспорта (МГАВТ)

**ТЕМА:** Совершенствование системы обеспечения безопасности эксплуатации судов для окружающей среды

**АВТОРЫ:** В.К. НОВИКОВ, доктор технических наук, профессор; В.Г. САВЕЛЬЕВ, доктор технических наук, профессор; И.А. МИНАЕВА, доцент

**К**онцепция развития внутреннего водного транспорта (ВВТ) РФ [1] в качестве одной из приоритетных задач определяет обеспечение безопасности судоходства, включая безопасность для окружающей среды (ОС). Это в полной мере отвечает требованиям международных и российских нормативных документов [2-4], в соответствии с которыми сброс образующихся на судах отходов (сточные воды (СВ), нефтесодержащие воды (НВ) и мусор) без предварительной обработки (очистки) строго запрещен. Практическая реализация данного требования должна обеспечиваться путем использования водоохраных технических средств и соответствующих технологий обработки судовых отходов.

Существующая технология СОСО была сформирована с учетом технических возможностей и потребностей водного транспорта (ВТ) в предыдущие десятилетия. Однако усложнение структуры и техническое состояние флота, поэтапное открытие ВВП для иностранных судов требуют внесения определенных изменений в этот сложившийся процесс как с организационной, так и с технической и технологической точки зрения. При этом для выработки направлений совершенствования такого процесса целесообразно рас-

сматривать его как достаточно большую систему. А для ее обоснования – использовать системный подход, позволяющий осуществлять детальный анализ состояния всего процесса и его отдельных элементов (подсистем) в целях поиска наиболее оптимальных вариантов совершенствования каждого из них и всей системы в целом.

Система СОСО является достаточно сложной и многоуровневой. Она состоит из относительно самостоятельных элементов (подсистем), как показано на рис., объединенных общим назначением – предотвращение загрязнения водной среды судовыми отходами. Поэтому в ходе исследований по поиску более эффективных путей и методов функционирования подсистемы могут рассматриваться по отдельности.

Системный анализ практического функционирования сложившейся системы СОСО показывает, что она не в полной мере удовлетворяет современным требованиям. Речь идет, в частности, об оптимальном размещении несудовой подсистемы (что приводит к необоснованному простоям судов при сдаче отходов) и об использовании оборудования для очистки НВ, основанного на применении механических способов (обладают недостаточной эффективностью при извлечении нефтепродуктов до требуемых уровней).



Совокупность этих обстоятельств обуславливает актуальность комплексных исследований по поиску более эффективных и экономически выгодных методов и технологий СОСО путем оптимизации размещения внесудовых водоохраных средств и внедрения более эффективной технологии очистки НВ.

Для оценки качества внесудовой подсистемы СОСО на речной транспортной сети (РТС) необходимо исследовать возможность возникновения в ней различных критических ситуаций. Например, когда неудачное расположение пунктов сдачи отходов или их недостаточное количество приводит к возникновению очередей или делает невозможным своевременную сдачу отходов. Это может вызвать не только переполнение на судах емкостей для их хранения, но и, соответственно, угрозу перелива их в водную среду. Очевидно, что, если насытить рассматриваемую РТС большим количеством судов – сборщиков загрязнений (ССЗ), то можно свести вероятность возникновения таких негативных явлений к нулю. Правда, подобная система будет слишком дорого стоить.

Для решения задачи оптимизации рассматриваемой подсистемы необходимо разработать математическую модель функционирования РТС и самой подсистемы, которая является системой массового обслуживания (СМО), где роль клиентов выполняют суда, сдающие отходы, а роль центров обслуживания играют ССЗ и береговые пункты приема и переработки отходов (БППО).

Исследование РТС было выполнено методом имитационного моделирования. Характеристики системы вычислялись на основе статистической обработки большого числа «реализаций» компьютерной имитации функционирования системы (метод Монте-Карло).

Разработанная модель подсистемы на РТС представляет собой многоканальную двухфазную СМО. Заявки на первой

фазе соответствуют сдачам отходов судов на ССЗ, а заявки на второй фазе – на станции очистки. Входной поток заявок характеризуется интенсивностью поступления заявок, т.е. числом заявок, в среднем поступивших в единицу времени, а также распределением моментов их прихода в систему. Решение о передаче заявки на тот или иной элементарный прибор обслуживания принимается на основании пребывания сдатчика и сборщика отходов в одном и том же узле. И, если в данном узле нет сборщика (или он занят), заявка ставится в очередь.

Разработанная математическая модель была практически реализована на специально разработанной программе «SSS». (Стоит отметить, что в данном приложении все исходные данные и результаты расчета сохраняются в текстовых файлах, а файлы исходных данных создаются с помощью любого текстового редактора, например WordPad или Notepad.)

На основе изложенных методических подходов представляется возможным осуществлять моделирование подсистемы СОСО на любом выбранном участке ВВП РФ.

Выходные данные такого моделирования содержат следующую информацию:

- суммарное количество отходов, образовавшихся (и/или собранных) на судах за время навигации;
- количество поступивших в ОС отходов;
- время обработки судов;
- количество судов, обслуженных ССЗ;
- время работы и время простоя ССЗ.

Анализ этих выходных данных моделирования позволяет оценить количество необходимых ССЗ, рациональность их размещения на РТС и осуществить выбор лучшего варианта размещения ССЗ и БППО.

Практическое решение проблемы очистки НВ, образующихся на судах, может быть обеспечено за счет внедрения



Структурная схема системы сбора и обработки судовых отходов

широко применяемого в промышленности для очистки сточных вод метода электрофлотации, при котором частицы загрязнителя удаляются из объема очищаемой воды пузырьками газов, образующихся во флотаторе при электролизе воды.

Экспериментально показано, что максимальная эффективность очистки НВ (от 90 до 99%) обеспечивается при следующих значениях технологических параметров процесса электрофлотации:

- $pH=6$  (естественное значение для НВ);
- оптимальная скорость барботаж (безреагентная флотация – от  $4,6 \times 10^{-4}$  м/с (при объемной плотности тока  $i_V > 3\ 000$  мА/л); флотация с добавкой алюмокремниевое флокулянта-коагулянта (АКФК) – от  $3,1 \times 10^{-5}$  м/с ( $i_V > 200$  мА/л);
- оптимальная концентрация лучшего флокулянта – АКФК – 2-3 мл/л.

Время проведения процесса (при периодической флотации) или расход раствора (при непрерывной флотации) определяется в зависимости от концентрации нефтепродуктов, требуемой степени очистки и использования флокулянтов.

Из предлагаемых на российском рынке конструкций наиболее приемлемым для использования при очистке судовых НВ является электрофлотационный модуль глубокой очистки сточных вод, разработанный РХТУ им. Д. И. Менделеева [5].

Основными преимуществами данного модуля по сравнению с другими аналогичными конструкциями являются:

- высокая эффективность извлечения нефтепродуктов ( $\alpha > 90\%$ );
- отличная производительность ( $1\text{ м}^2$ ) оборудования – до  $4\text{ м}^3/\text{ч}$ ;

- низкие энергозатраты ( $0,1-0,5\text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$ ) и себестоимость очистки;
- возможность очистки без использования расходных материалов;
- простота эксплуатации, автоматический режим работы.

Этот электрофлотационный модуль может использоваться как в периодическом режиме (при судовой очистке), так и в проточном (при внесудовой очистке).

Необходимые для разных типов судов объемы камер и габаритные размеры электрофлотационных модулей рассчитываются на основе полученных экспериментальных данных по кинетике электрофлотации НВ [6] и анализа гидродинамики протекающих процессов.

#### ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:

1. Концепция развития внутреннего водного транспорта РФ. Распоряжение Правительства РФ от 03.07.2003 г. № 909-р.
2. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 года с Протоколом 1978 года «Наставление по предотвращению загрязнения с судов» (МАРПОЛ 73/78).
3. Водный кодекс Российской Федерации от 03.06.2006 № 74-ФЗ.
4. Федеральный закон от 10.01.2002 № 7-ФЗ «Об охране окружающей среды».
5. ТУ 4859-001-02066492-2008. Установка флотационно-сорбционная. РХТУ им. Д.И. Менделеева.
6. Минаева И.А., Колесников В.А., Капустин Ю.И., Матвеева Е.В. Кинетика электрофлотационной очистки судовых сточных вод от нефтепродуктов // Химическая промышленность сегодня. – 2009. – № 10. – С. 32-38.

## УЧРЕЖДЕНИЕ: Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций (СПГУВК)

### ТЕМА: Влияние износа корпуса судна на обеспечение его общей прочности

#### АВТОР: С.О. БАРЫШНИКОВ, профессор

**П**ри оценке обеспеченности общей прочности главную роль играет уменьшение площади поперечного сечения крайней лимитирующей связи эквивалентного бруса. Ее нахождение связано с определенными трудностями: на снижение работоспособной площади крайней связи влияет не только сокращение толщины каждого элемента в поперечном сечении группы связей, но и изменение редуционных коэффициентов пластин обшивки или настила, вызываемых изменением их толщины.

Автором предлагается вывод способа расчета уменьшения площади, который доведен до простых номограмм и позволяет без выполнения прямого расчета эквивалентного бруса оценить снижение общей прочности и рассчитать подкрепление для ее восстановления.

При продольной системе набора крайней связи сокращение работоспособной площади обшивки или настила из-за износа можно определить по формуле:

$$\Delta F = n_1 a \left( \bar{t}_{\text{пр}}^{\text{сеч}} \Phi^* - \bar{t}_{\text{ост}}^{\text{сеч}} \Phi_{\text{ост}}^* \right), \quad (1)$$

где  $n_1$  – количество пластин обшивки или настила в поперечном сечении средней части корпуса;  $a$  – ширина пласти-

ны;  $\bar{t}_{\text{пр}}^{\text{сеч}}$ ,  $\bar{t}_{\text{ост}}^{\text{сеч}}$  – средняя проектная толщина в сечении и средняя остаточная толщина в сечении крайней связи, соответственно определяемые по формулам (2) и (3);  $\Phi^*$ ,  $\Phi_{\text{ост}}^*$  – редуционные коэффициенты пластин проектной и остаточной толщины соответственно.

Средняя проектная толщина листов в сечении определяется так:

$$\bar{t}_{\text{пр}}^{\text{сеч}} = \frac{\sum_1^n t_{\text{пр}i} b_i}{\sum_1^n b_i}, \quad (2)$$

а средняя остаточная толщина листов в сечении:

$$\bar{t}_{\text{ост}}^{\text{сеч}} = \frac{\sum_1^n t_{\text{ост}i} b_i}{\sum_1^n b_i}, \quad (3)$$



где  $t_{пр}$ ,  $t_{ост}$  – проектная и остаточная толщина листов в сечении крайней связи соответственно;  $b_i$  – ширина листа в рассматриваемой крайней связи;  $n$  – количество листов.

В формулу (1) входят редуцированные коэффициенты для всей пластины (суммарные для гибкой и жесткой части). Их можно вычислить, используя следующее выражение:

$$\varphi^* = \varphi\alpha_2 + \alpha_{жс}, \quad (4)$$

где  $\varphi$  – редуцированный коэффициент гибкой части пластины;  $\alpha_2$  – доля гибкой части пластины в поперечном сечении корпуса;  $\alpha_{жс}$  – доля жесткой части пластины в поперечном сечении корпуса.

Жесткая часть пластины (присоединенный пояс) по Правилам РРР [том 2] должна соответствовать:

$$50t_{ост} \leq 0,5a, \quad (5)$$

а доля гибкой части:  $\alpha_2 = 1 - \alpha_{жс}$ . (6)

Тогда для продольной системы набора, используя формулы (4), (5) и (6), получим:

$$\varphi^* = \frac{1 + \varphi}{2}. \quad (7)$$

В случае продольной системы набора редуцированные коэффициенты гибкой части сжатых пластин по [1] вычисляются по формуле:

$$\varphi = \frac{\sigma_{кр}}{|\sigma_m|}, \quad (8)$$

где  $|\sigma_m|$  – абсолютное значение сжимающего напряжения в жестких связях;  $\sigma_{кр}$  – критические напряжения сжатой пластины.

Критические напряжения пластин, сжатых вдоль длинной кромки (в МПа), должны определяться зависимостями:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{кр} &= \sigma_3 \text{ при } \sigma_3 \leq 0,6R_{eH} \\ \sigma_{кр} &= \left( 1,63 - 0,8\sqrt{\frac{R_{eH}}{\sigma_3}} \right) R_{eH} \\ \text{при } 0,6R_{eH} < \sigma_3 < 1,6R_{eH} \\ \sigma_{кр} &= R_{eH} \text{ при } \sigma_3 \geq 1,6R_{eH} \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

где  $\sigma_3$  – эйлеровы напряжения, МПа,

$$\sigma_3 = 78,5 \left( \frac{100t}{a} \right)^2, \quad (10)$$

$t$  – толщина пластины;  $a$  – длина короткой кромки,  $R_{eH}$  – предел текучести материала, МПа.

Для удобства дальнейших рассуждений введем новую характеристику – минимальную толщину, при которой пластина не теряет устойчивость даже при сжимающих напряжениях, равных пределу текучести материала  $t^*$ . Она рассчитывается по формуле:

$$t^* = \frac{a}{100} \sqrt{\frac{1,6R_{eH}}{78,5}}. \quad (11)$$

Кроме этого, уровень сжимающих напряжений, действующих на пластину, будем оценивать параметром:

$$n = \frac{|\sigma_m|}{R_{eH}}, \quad (12)$$

После постановки выражений (11) и (12) в формулы (8) и (9) и соответствующих преобразований, получим два уравнения для определения редуцированных коэффициентов гибкой части пластины:

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{1,6}{n} \left( \frac{t}{t^*} \right)^2 \text{ при } \frac{t}{t^*} \leq 0,612 \\ \varphi &= \frac{1,63}{n} - \frac{0,63}{n} \frac{t}{t^*} \text{ при } \frac{t}{t^*} \geq 0,612 \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

С применением зависимостей (7), (11) и (13) построена номограмма (рис. 1), позволяющая определять редуцированную площадь крайней связи как для нового судна, так и для судна с износом. В дополнение можно вычислить потерю площади крайней связи из-за износа обшивки или настила.

Например, для обшивки днища из стали с  $R_{eH} = 235$  МПа, у которой сторона пластины  $a = 500$  мм и в предельном состоянии  $n = 1$ , получим:

– редуцированная площадь днища для нового судна при  $F_{ост}^{сеч} = 8$  мм:

$$F_{ост} \varphi_{ocm}^* = n_1 a t_{ост} \varphi_{ocm}^* = n_1^* 500 * 7 = n_1^* 3500 \text{ мм}^2;$$

– редуцированная площадь днища для корпуса судна с износом при  $F_{ост}^{сеч} = 6$  мм:

$$F_{ост} \varphi_{ocm}^* = n_1 a t_{ост} \varphi_{ocm}^* = n_1^* 500 * 4,4 = n_1^* 2200 \text{ мм}^2;$$

– потеря площади из-за износа, с учетом изменения редуцированных коэффициентов пластин, по формуле (1):

$$\Delta F = n_1 500 (7 - 4,4) = n_1^* 1300 \text{ мм}^2.$$

Номограмма может быть использована и для решения противоположной задачи, когда по известной требуемой площади крайней связи необходимо найти ее допускаемую среднюю остаточную толщину. В этом случае расчет выполняется в обратной последовательности методом последовательных приближений.

При поперечной системе набора крайней связи уменьшение работоспособной площади обшивки или настила из-за износа можно определить по формуле:

$$\Delta F = \left( \bar{t}_{пр}^{сеч} \varphi_{пр}^* - \bar{t}_{пр}^{сеч} \varphi_{ocm}^* \right) \sum b_i. \quad (14)$$

Средние значения проектной и остаточной толщины в сечении вычисляются с использованием зависимостей (2) и (3) соответственно, а редуцированный коэффициент для всей крайней связи – по формуле, совпадающей по виду с выражением (4). Для поперечной системы набора редуцированные коэффициенты принимаются по таблице, взятой из Правил постройки (ПСВП) РРР [т. 2].

Как видно из таблицы, редуцированные коэффициенты не зависят от размера длинной кромки пластины, поэтому их можно определять для всей гибкой части по ширине крайней связи.

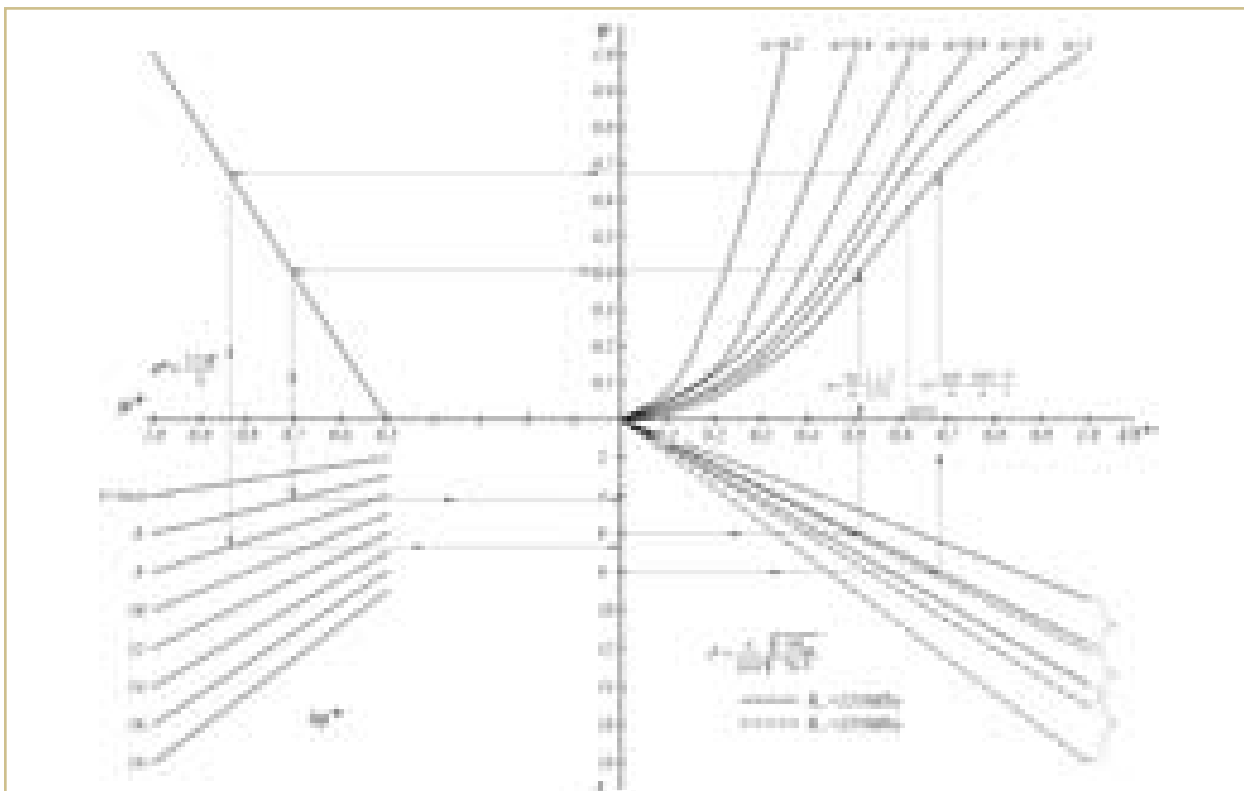


Рис. 1. Определение редуцированной площади крайних связей при продольной системе набора

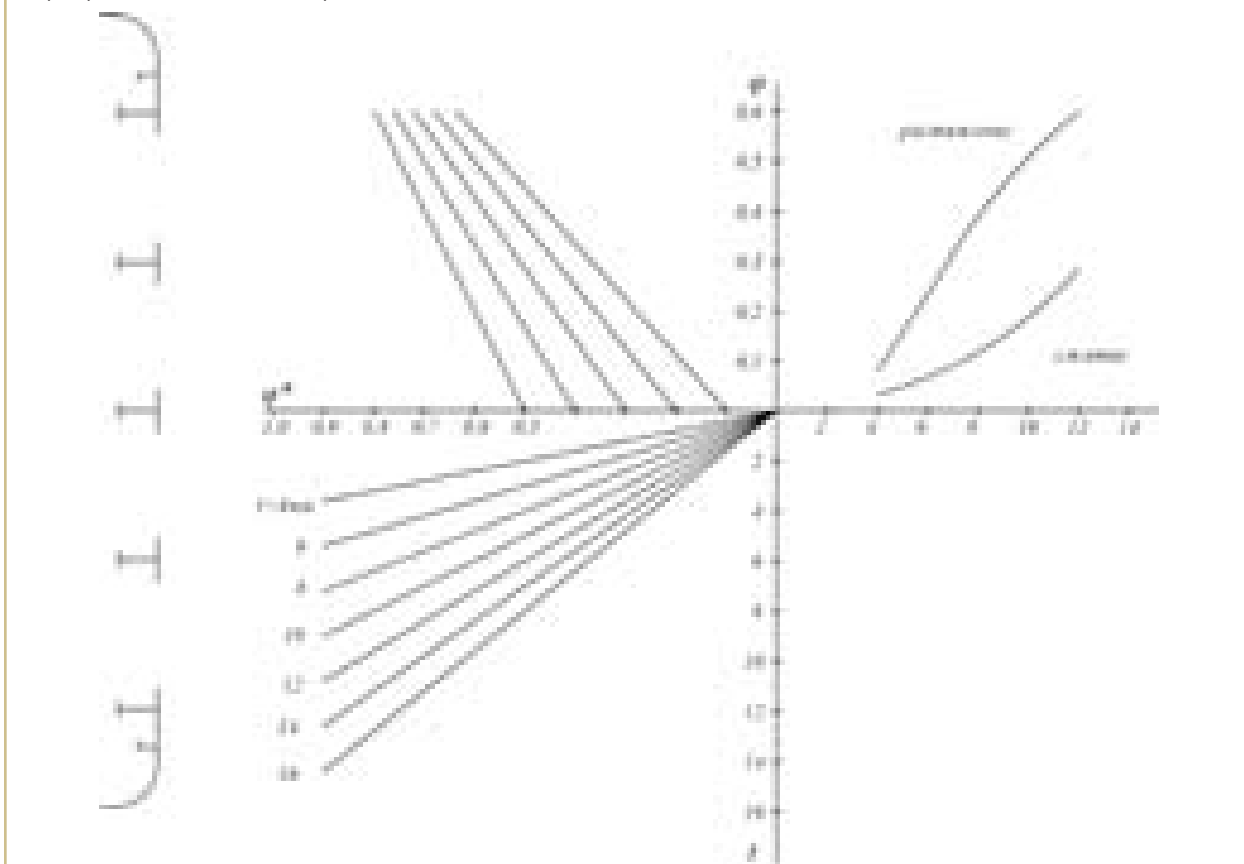


Рис. 2. Определение редуцированной площади крайних связей при поперечной системе набора

Долю гибкой части в ширине крайней связи определим из условия (6), а долю жесткой части – в соответствии с рис. 2 по формуле:

$$\alpha_m = \frac{n_1 0,5a + \sum_1^k l_{mi}}{\sum_1^n b_i}, \quad (15)$$

где  $0,5a$  – ширина присоединенного полуса;  $n_1$  – количество пластин в поперечном сечении (длинная сторона пластины совпадает с поперечным сечением крайней связи);  $l_{mi}$  – длина жесткого участка поперечного сечения крайней связи;  $k$  – количество жестких участков без учета присоединенных поясков.

С учетом (4), (6) и (15) зависимость для редуционного коэффициента обшивки или настила крайней связи эквивалентного бруса примет вид:

$$\varphi^* = \varphi \left( 1 - \frac{n_1 0,5a + \sum_1^k l_{mi}}{\sum_1^n b_i} \right) + \frac{n_1 0,5a + \sum_1^k l_{mi}}{\sum_1^n b_i}. \quad (16)$$

На основе таблицы и выражения (16) построена номограмма, позволяющая определять редуцированную площадь

### Редуционные коэффициенты

Вид деформации	Редуционные коэффициенты при толщине пластин, мм			
	4	6	8	12
Растяжение	0,08	0,24	0,40	0,60
Сжатие	0,03	0,07	0,12	0,28

обшивки или настила крайней связи при сжатии и растяжении как для нового судна, так и для судна с износом. Кроме того, с помощью номограммы можно рассчитывать потерю работоспособной площади крайней связи из-за износа обшивки или настила.

Параметром для оценки обеспеченности общей прочности корпуса может служить относительное изменение момента сопротивления корпуса относительно лимитирующей связи, которое в первом приближении можно считать равным отношению изменения работоспособной площади крайней связи к первоначальному ее значению.

Результаты вычислений изменения работоспособной площади крайней связи могут быть использованы для быстрого определения размеров подкрепления этой крайней связи с целью восстановления общей прочности корпуса.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:

Российский Речной Регистр. Правила (в 4 томах), Т.2, 2008.

## УЧРЕЖДЕНИЕ: Волжская государственная академия водного транспорта (ВГАВТ)

**ТЕМА:** Способ аналитического определения присоединенных масс жидкости

**АВТОР:** В.И. ТИХОНОВ, кандидат технических наук, доцент, кафедра судовождения и безопасности судоходства

По результатам проведенной работы автором выведена формула кинетической энергии плоского движения реальной присоединенной жидкости. Она имеет следующий вид [1]:

$$T_2 = 0,25\rho \iiint_V (v_x^2 \cos^4 q + v_y^2 \sin^4 q + \omega^2 x^2 \sin^4 q + 2v_y \omega x \sin^4 q) \cos^4 \gamma dV, \quad (1)$$

где  $\rho$  – массовая плотность воды;  $v_x, v_y$  – проекции вектора линейной скорости центра масс (ЦМ) судна  $G$  на оси и связанной с ним системы координат;  $\omega$  – угловая скорость вращения судна относительно вертикальной оси  $Gz_2$ , проходящей через его ЦМ;  $q$  – курсовой угол нормали к ватерлинии в какой-либо точке поверхности погруженной части судового корпуса;  $x$  – абсцисса рассматриваемой точки поверхности корпуса;  $\gamma$  – снижение нормали к поверхности относительно нормали к ватерлинии в рассматриваемой точке;  $V$  – объем жидкости, эквивалентный объему корпуса судна.

Если заменить реальный корпус судна неким условным корпусом с вертикальными штевнями [2], то при сохранении

объемов составных частей корпуса значения средней длины и коэффициента полноты водоизмещения носовой оконечности будут равны:

$$l_n = 0,5\sigma_n L - l_{ц.н}; \quad \delta_n = (0,5\delta L - \beta_m l_{ц.н}) / l_n, \quad (2)$$

а кормовой:

$$l_k = 0,5\sigma_k L - l_{ц.к}; \quad \delta_k = (0,5\delta L - \beta_m l_{ц.к}) / l_k. \quad (3)$$

Параметры  $l_n, l_k$  – средние длины носовой и кормовой оконечностей корпуса судна;  $\sigma_n, \sigma_k$  – коэффициенты полноты носовой и кормовой половин диаметрального батокса;  $L$  – расчетная длина судна;  $l_{ц.н}, l_{ц.к}$  – средние длины цилиндрической вставки в носовой и кормовой половинах корпуса;  $\delta_n, \delta_k$  – коэффициенты полноты водоизмещения носовой и кормовой оконечностей судна;  $\delta$  – коэффициент полноты водоизмещения судна;  $\beta_m$  – коэффициент полноты мидельшпангоута.

Интегрирование уравнения (1) по составным частям корпуса позволяет определить кинетическую энергию  $T_2(v)$  поступательного движения присоединенной жидкости:

$$T_2(v) = 0,25m \left[ v_x^2 \left( A_{\gamma_H}^2 \frac{\delta_H \bar{l}_H}{\delta} \cos^4 \bar{q}_H + A_{\gamma_K}^2 \frac{\delta_K \bar{l}_K}{\delta} \cos^4 \bar{q}_K \right) + v_y^2 \left( A_{\gamma_H}^2 \frac{\delta_H \bar{l}_H}{\delta} \sin^4 \bar{q}_H + A_{\gamma_K}^2 \frac{\delta_K \bar{l}_K}{\delta} \sin^4 \bar{q}_K + A_{\gamma_{\text{ц}}}^2 \frac{\beta_M \bar{l}_{\text{ц}}}{\delta} \right) \right], \quad (4)$$

а также ее кинетическую энергию  $T_2'(v)$ , обусловленную асимметрией обводов корпуса относительно плоскости  $yGz$ :

$$T_2'(v) = 0,25mL v_y \omega \left[ A_{\gamma_H}^2 \frac{\delta_H (0,25\sigma_H^2 - \bar{l}_{\text{ц.н}}^2)}{\delta} \sin^4 \bar{q}_H - A_{\gamma_K}^2 \frac{\delta_K (0,25\sigma_K^2 - \bar{l}_{\text{ц.к}}^2)}{\delta} \sin^4 \bar{q}_K + A_{\gamma_{\text{ц}}}^2 \frac{\beta_M (\bar{l}_{\text{ц.н}}^2 - \bar{l}_{\text{ц.к}}^2)}{\delta} \right]. \quad (5)$$

В данном выражении:

$$m = \rho \delta L B T; \bar{l}_{\text{ц.н}} = l_{\text{ц.н}}/L; \bar{l}_{\text{ц.к}} = l_{\text{ц.к}}/L; l_{\text{ц}} = (l_{\text{ц.н}} + l_{\text{ц.к}}); \bar{l}_{\text{ц}} = l_{\text{ц}}/L; A_{\gamma_H} = \cos^2 \bar{\gamma}_H; A_{\gamma_K} = \cos^2 \bar{\gamma}_K; A_{\gamma_{\text{ц}}} = \cos^2 \bar{\gamma}_{\text{ц}}. \quad (6)$$

Формулы (4)–(6) содержат следующие параметры:  $\bar{q}_H, \bar{q}_K$  – средние значения курсовых углов нормалей к ватерлиниям в носовой и кормовой оконечностях корпуса судна;  $\bar{\gamma}_H, \bar{\gamma}_K, \bar{\gamma}_{\text{ц}}$  – средние значения снижения нормалей к поверхностям относительно нормалей к ватерлиниям в носовой и кормовой оконечностях, а также в области цилиндрической вставки корпуса судна.

Стоит отметить, что значения  $\bar{q}_H, \bar{q}_K, A_{\gamma_H}, A_{\gamma_K}$  и  $A_{\gamma_{\text{ц}}}$  с высокой точностью могут быть определены при использовании методов вычислительной гидродинамики для теоретического чертежа судна.

Выражения (4) и (5) позволяют получить величины составляющих количества движения присоединенной воды:

$$K_{2_x} = 0,5m v_x \left( A_{\gamma_H}^2 \frac{\delta_H \bar{l}_H}{\delta} \cos^2 \bar{q}_H + A_{\gamma_K}^2 \frac{\delta_K \bar{l}_K}{\delta} \cos^2 \bar{q}_K \right); \quad (7)$$

$$K_{2_y} = 0,5m \left[ v_y \left( A_{\gamma_H}^2 \frac{\delta_H \bar{l}_H}{\delta} \sin^2 \bar{q}_H + A_{\gamma_K}^2 \frac{\delta_K \bar{l}_K}{\delta} \sin^2 \bar{q}_K + A_{\gamma_{\text{ц}}}^2 \frac{\beta_M \bar{l}_{\text{ц}}}{\delta} \right) + \omega L \left( A_{\gamma_H}^2 \frac{\delta_H (0,25\sigma_H^2 - \bar{l}_{\text{ц.н}}^2)}{2\delta} \sin^2 \bar{q}_H - A_{\gamma_K}^2 \frac{\delta_K (0,25\sigma_K^2 - \bar{l}_{\text{ц.к}}^2)}{2\delta} \sin^2 \bar{q}_K + A_{\gamma_{\text{ц}}}^2 \frac{\beta_M (\bar{l}_{\text{ц.н}}^2 - \bar{l}_{\text{ц.к}}^2)}{2\delta} \right) \right]. \quad (8)$$

Если скорости частиц присоединенной жидкости приравнять к скоростям самого судна, то из выражений (7) и (8) получим:

$$\left( A_{\gamma_H}^2 \delta_H \bar{l}_H \cos^2 \bar{q}_H + A_{\gamma_K}^2 \delta_K \bar{l}_K \cos^2 \bar{q}_K \right) / 2\delta = k_{11}; \quad (9)$$

$$\left( A_{\gamma_H}^2 \delta_H \bar{l}_H \sin^2 \bar{q}_H + A_{\gamma_K}^2 \delta_K \bar{l}_K \sin^2 \bar{q}_K + A_{\gamma_{\text{ц}}}^2 \beta_M \bar{l}_{\text{ц}} \right) / 2\delta = k_{22}; \quad (10)$$

$$\left[ A_{\gamma_H}^2 \delta_H \left( 0,25\sigma_H^2 - \bar{l}_{\text{ц.н}}^2 \right) \sin^2 \bar{q}_H - A_{\gamma_K}^2 \delta_K \left( 0,25\sigma_K^2 - \bar{l}_{\text{ц.к}}^2 \right) \sin^2 \bar{q}_K + A_{\gamma_{\text{ц}}}^2 \beta_M \left( \bar{l}_{\text{ц.н}}^2 - \bar{l}_{\text{ц.к}}^2 \right) \right] / 4\delta = k_{26}, \quad (11)$$

где  $k_{11}, k_{22}$  – коэффициенты присоединенных масс;  $k_{26}$  – коэффициент присоединенного статического момента.

Интегрирование уравнения (1) по составным частям корпуса позволяет также определить и кинетическую энергию  $T_2(\omega)$  вращательного движения присоединенной жидкости:

$$T_2(\omega) = 0,25m r^2 \omega^2 \left( A_{\gamma_H}^2 \frac{r_H^2}{r^2} \sin^4 \bar{q}_H + A_{\gamma_K}^2 \frac{r_K^2}{r^2} \sin^4 \bar{q}_K + A_{\gamma_{\text{ц}}}^2 \frac{r_{\text{ц}}^2}{r^2} \right). \quad (12)$$

Здесь величина  $r$  – радиус инерции масс погруженной части корпуса судна;  $r_H, r_K, r_{\text{ц}}$  – радиусы инерции масс жидкости в носовой и кормовой оконечностях, а также в области цилиндрической вставки корпуса судна.

Нетрудно доказать, что:

$$\frac{r_H^2}{r^2} = \frac{m_H}{m}; \frac{r_K^2}{r^2} = \frac{m_K}{m}; \frac{r_{\text{ц}}^2}{r^2} = \frac{m_{\text{ц}}}{m}, \quad (13)$$

где  $m_H, m_K, m_{\text{ц}}$  – массы жидкости в носовой и кормовой оконечностях, а также в области цилиндрической вставки корпуса судна.

Соотношения (5), (12) и (13) позволяют представить кинетический момент  $N_{z2}$  присоединенной воды относительно вертикальной оси  $Gz$  в следующем виде:

$$N_{z2} = 0,5 J_z \omega \left( A_{\gamma_H}^2 \frac{\delta_H \bar{l}_H}{\delta} \sin^2 \bar{q}_H + A_{\gamma_K}^2 \frac{\delta_K \bar{l}_K}{\delta} \sin^2 \bar{q}_K + A_{\gamma_{\text{ц}}}^2 \frac{\beta_M \bar{l}_{\text{ц}}}{\delta} \right) + k_{26} m L v_y. \quad (14)$$

Параметр  $J_z$  – момент инерции масс погруженной части судна.

Если угловую скорость частиц присоединенной жидкости приравнять к угловой скорости самого судна, то из равенства (14) следует:

$$\left( A_{\gamma_H}^2 \delta_H \bar{l}_H \sin^2 \bar{q}_H + A_{\gamma_K}^2 \delta_K \bar{l}_K \sin^2 \bar{q}_K + A_{\gamma_{\text{ц}}}^2 \beta_M \bar{l}_{\text{ц}} \right) / 2\delta = k_{66} = k_{22}. \quad (15)$$

В заключение стоит отметить, что данные аналитического определения величин  $k_{11}, k_{22}$  и  $k_{66}$ , полученные автором для 4 пассажирских и 9 грузовых судов внутреннего плавания, удовлетворительно согласуются с результатами расчетов этих коэффициентов по методике Б.В. Палагушкина [3], разработанной на основе модельных испытаний судов.

#### ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:

1. Тихонов В.И. Моделирование кинетической энергии реальной присоединенной жидкости / В.И. Тихонов // Наука и техника транспорта. – 2008. – № 4. – С. 5–8.
2. Тихонов В.И. Обоснование возможности условной замены реального судового корпуса его эквивалентным аналогом / В.И. Тихонов // Сборник трудов X Международной научной школы «Гидродинамика больших скоростей» и Международной научной конференции «Гидродинамика. Механика. Энергетические установки» (к 145-летию со дня рождения академика А.Н. Крылова). – Чебоксары: ЧПИ МГОУ, 2008. – С. 287 – 294.
3. Палагушкин Б.В. Теоретико-экспериментальный метод определения присоединенных масс / Б.В. Палагушкин. – Новосибирск: НГАВТ, 1996. – 125 с.

**УЧРЕЖДЕНИЕ:** Новосибирская государственная академия водного транспорта (НГАВТ)

**ТЕМА:** Собственная частота колебаний как характеристика цилиндрической пружины

**АВТОРЫ:** О.В. ЩЕРБАКОВА, старший преподаватель; М.К. РОМАНЧЕНКО, кандидат технических наук, старший преподаватель, заслуженный рационализатор РФ

**В**интовые пружины (в частности, цилиндрические), нагруженные внешними периодическими силами (реже – моментами), широко применяют в высокоскоростных и быстродействующих машинах, приборах и автоматических устройствах в качестве основных силовых (несущих) или вспомогательных элементов. Непредусмотренные вибрации пружин или потеря ими динамической устойчивости приводит к появлению нежелательных колебаний в механизмах машины, нарушению силового замыкания между отдельными ее звеньями, появлению дополнительных напряжений в материале и, как следствие, к уменьшению надежности машины вплоть до ее аварийного выхода из строя.

Вопрос о расчете собственных частот широко рассматривается в работах [1, 2, 3, 5, 7]. Роль демпфирования как ограничивающего фактора при колебаниях пружин минимальна, так как количественные характеристики внутреннего трения и потеря в конструкции малы.

Для решения поставленной задачи используют методы эквивалентных характеристик (эквивалентного бруса) и тонкого винтового стержня. Рассмотрим более подробно первый метод.

В этом случае пружина заменяется фиктивным брусом с аналогичными жесткостными и инерционными характеристиками.

Теоретическое количество форм колебаний бесконечно велико, но в реальных системах ограничено тем, что другие явления начинают доминировать и маскируют рассмотренные колебания.

Остановимся детально на собственных колебаниях однородной продольной балки, заменяющей пружину [2]. При изгибе ненагруженной продольной силой бруса его можно считать классической балкой. Как показывают проведенные опыты, малые колебания происходят с одинаковой частотой независимо от амплитуды [3]. Имеют место малые колебания, и форма балки в крайнем положении определена. Уменьшим колебания вдвое. Очевидно, что никакие явления не могут возникнуть или исчезнуть в малых колебаниях при уменьшении амплитуды, поскольку колебания физически неразличимы. Тогда и отклонение каждой точки балки уменьшится ровно вдвое.

Остановим балку в крайнем положении, тогда ее форма примет форму колебаний. Силы инерции, распределенные по длине балки, будут пропорциональны ее отклонению от положения равновесия.

Если приложить нагрузку  $q(x)$ , пропорциональную прогибу, то, очевидно, форма балки сохранится. Отметим, что инерционные силы каждого элементарного участка длины балки пропорциональны отклонению этого участка от положения равновесия. Следовательно, эпюр распределенной нагрузки полностью повторяет форму изогнутой оси балки.

Из сопротивления материалов известно, что уравнение изогнутой оси тонкой балки получается путем двойного интегрирования распределенной нагрузки [6]. Поэтому уравнение нагрузки  $q(x)$  должно быть таким, чтобы не измениться после интегрирования. Этому условию соответствует экспонента или синусоида [2]. По условиям закрепления остановимся на синусоиде (рис.), запишем нагрузку в виде:

$$q = q_0 \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right), \quad (1)$$

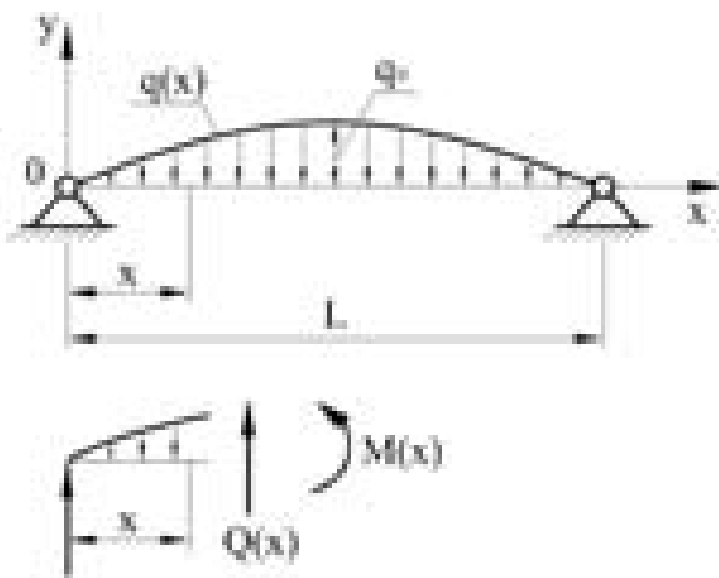
где  $q_0$  – наибольшее значение нагрузки, Н/м.

Из условия равновесия сумма проекций всех сил на вертикальную ось равна нулю:

$$\Sigma Y = 0; \quad R + Q(x) - \int_0^x q dx = 0, \quad (2)$$

где  $R$  – реакция опоры:

$$R = \frac{l}{2} \int_0^l q_0 \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) dx = \frac{q_0 l}{\pi}.$$



Эпюр поперечной динамической нагрузки

Поперечная сила в сечении балки:

$$Q(x) = -\frac{q_0 l}{\pi} \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right). \quad (3)$$

Сумма моментов вокруг оси Z (перпендикулярно к плоскости рисунка):

$$\Sigma M_0 = 0; -M(x) - Q(x)x + \int_0^x xq(x)dx = 0. \quad (4)$$

После интегрирования получим:

$$M(x) = \frac{q_0 l^2}{\pi^2} \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right). \quad (5)$$

Уравнение угла поворота сечения тонкой балки имеет вид:

$$\begin{aligned} EI\Theta &= \int Mdx = \frac{q_0 l^3}{\pi^3} \int \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) d\left(\frac{\pi x}{l}\right) = \\ &= -\frac{q_0 l^3}{\pi^3} \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) + C. \end{aligned} \quad (6)$$

В середине пролета балки угол поворота сечения равен нулю, т. е. для

$$x = \frac{l}{2}$$

можно записать  $\Theta = 0$ , тогда произвольная постоянная  $C = 0$ .

Угол поворота любого сечения балки равен:

$$\Theta = -\frac{q_0 l^3}{EI\pi^3} \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right), \quad (7)$$

где  $E$  – модуль упругости,  $I$  – момент инерции сечения балки.

Проинтегрируем уравнение угла поворота и получим уравнение прогиба балки:

$$\begin{aligned} y &= \int \Theta dx = -\frac{q_0 l^4}{EI\pi^4} \int \cos\left(\frac{\pi x}{l}\right) d\left(\frac{\pi x}{l}\right) = \\ &= -\frac{q_0 l^4}{EI\pi^4} \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) + D. \end{aligned} \quad (8)$$

На опорах прогиб балки равен нулю, что равносильно условию: для  $x = 0$ , тогда произвольная постоянная  $D = 0$ .

С учетом произвольных постоянных прогиб любого сечения балки равен:

$$y = -\frac{q_0 l^4}{EI\pi^4} \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right). \quad (9)$$

Расчетная форма изогнутой балки в точности соответствует эпюре выбранной нами ранее распределенной нагрузки. Поправочный множитель, стоящий перед синусом, характеризует жесткость балки, а по размерности служит для перевода распределенной нагрузки в прогиб. Этим доказано необходимое условие замены сил инерции статической нагрузкой.

Вспользуемся законом сохранения энергии для определения собственной частоты. Пусть имеется масса, висят на пружине. Пружины с малым шагом отличаются линейной силовой характеристикой, которая определяется коэффициентом жесткости  $c$ , равным отношению силы к деформации. Это обеспечивает гармонический характер колебаний. В крайних положениях масса останавливается, и ее кинетическая энергия полностью переходит в потенциальную.

Кинетическая энергия выражается через наибольшую скорость в нейтральном положении:

$$E = \frac{m(A\lambda)^2}{2},$$

где  $m$  – масса,  $A$  – амплитуда колебаний,  $\lambda$  – собственная частота колебаний.

Потенциальная энергия (площадь под треугольной характеристикой силы):

$$U = \frac{cA^2}{2}.$$

Приравняв эти энергии, получим собственную частоту:

$$\lambda = \sqrt{\frac{c}{m}},$$

где  $c$  – приведенная жесткость, приблизительно вчетверо больше жесткости пружины [5].

Для определения собственной частоты воспользуемся методом Рэлея [3, 7]. В соответствии с ним квадрат собственной частоты равен отношению средней жесткости к средней массе:

$$\lambda^2 = \frac{\int EI(y'')^2 dx}{\int my^2 dx},$$

где  $m$  – удельная масса балки, кг/м.

Поставляя вторую производную по  $x$  от выражения (9) в числитель и знаменатель, получим квадрат частоты:

$$\lambda^2 = \frac{EI\pi^4}{ml^4}.$$

Данную частоту принято называть «первой» или «первым тоном». Первый тон самый низкий и наиболее точно воспроизводимый в эксперименте [4]. Отметим существенную зависимость от длины балки, что позволяет эффективно находить резонансы при проектировании опор.

Второй и третий тон, и последующие собственные частоты можно определить по формуле:

$$\lambda_{i+1} = 4\lambda_i.$$

Построенная модель имеет ограничения, которые легче определить экспериментально для конкретной конструкции пружины.

Для коротких пружин и высоких частот метод эквивалентного бруса дает существенные погрешности, поэтому для нахождения собственных частот колебаний цилиндрической пружины ее рассматривают как тонкий пространственный криволинейный стержень с круговым поперечным сечением [1, 7].

#### ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:

1. Асланян А.Г., Гулин А.В., Картышов С.В. Расчет собственных частот и форм колебаний цилиндрической пружины // Математическое моделирование. – 1990. – Т. 2. – № 8. – с. 21–30.
2. Барановский А.М. Уравновешивание и виброзащита механизмов. – Новосибирск: НГАВТ, 2006. – 132 с.
3. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
4. Зуев А.К. Экспериментальное изучение поперечных колебаний тонкой балки // Дизельные энергетические установки речных судов: сб. науч. тр. / НГАВТ. – Новосибирск, 1999. – с. 69–70.
5. Романченко М.К. Исследование собственных частот пружины // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2008. – № 2. – 172–174 с.
6. Степин П.А. Сопротивление материалов. – М.: Высшая школа, 1988. – 367 с.
7. Хвингия М.В. Вибрация пружин. – М.: Машиностроение, 1969. – 287 с.



## АННОТАЦИИ

**Показатели развития речных пароходств по регионам России / Шмуратова В.Э., Уткина Г.Е.// Речной транспорт (XXI век). 2010 - № 5 (47). – с. 28.**

Проведен анализ показателей деятельности Северного, Северо-Западного, Волжского, Енисейского и Ленского речных пароходств.

**Ключевые слова:** доходы, активы, объемы перевозки, грузы, пассажиры.

**Контактная информация:** v.shmuratova@volgaship.com

**Анализ случаев аварийности и травматизма при эксплуатации порталных кранов / Леонова О.В., Веретенников Е.Г.// Речной транспорт (XXI век). 2010. – № 5 (47). – с. 72.**

Проведен анализ и обобщены причины аварийности и травматизма, произошедшие за последние 20 лет при эксплуатации порталных кранов.

**Ключевые слова:** аварийность, травматизм, порталный кран.

**Контактная информация:** v.e.g@inbox.ru

**Оценка надежности системы навигационного оборудования на примере лазерного створного маяка «Анемон» / Новиков В.К., Савельев В.Г., Хина А.А.// Речной транспорт (XXI век). 2010. – № 5 (47). – с. 75.**

По результатам опытной эксплуатации с использованием системного подхода исследована и оценена надежность системы лазерных створных маяков «Анемон», предложены рекомендации по ее дальнейшему совершенствованию.

**Ключевые слова:** система лазерных створных маяков, надежность.

**Контактная информация:** a\_khina@mail.ru

**Совершенствование системы обеспечения безопасности эксплуатации судов для окружающей среды / Новиков В.К., Савельев В.Г., Минаева И.А. // Речной транспорт (XXI век). 2010. – № 5 (47). – с. 76.**

Предложены направления совершенствования системы сбора и обработки судовых отходов (СОСО) за счет рационального расположения ее элементов с использованием методов математического моделирования и применения электрофлотационного метода очистки нефтесодержащих вод.

**Ключевые слова:** система сбора и обработки судовых отходов, совершенствование, математическое моделирование, электрофлотационный метод очистки нефтесодержащих вод.

**Контактная информация:** irina\_minaeva@hotmail.ru

**Влияние износа корпуса судна на обеспечение его общей прочности / Барышников С.О.// Речной транспорт (XXI век). 2010. – № 5 (47). – с. 78.**

Предлагается вывод способа расчета уменьшения площади поперечного сечения крайней лимитирующей связи эквивалентного бруса, который доведен до простых номограмм и позволяет без выполнения прямых вычислений оценить снижение общей прочности и определить подкрепление для ее восстановления.

**Ключевые слова:** износ, прочность, корпус судна, способ расчета.

**Контактная информация:** naukaorg@yandex.ru

**Способ аналитического определения присоединенных масс жидкости / Тихонов В.И.// Речной транспорт (XXI век). 2010. – № 5 (47). – с. 81.**

Кратко излагается способ аналитического определения масс и моментов присоединенной жидкости.

**Ключевые слова:** судно, жидкость, кинетическая энергия присоединенной воды, присоединенные массы.

**Контактная информация:** nauka@aqu.sci-ppov.ru

**Собственная частота колебаний как характеристика цилиндрической пружины / Щербакова О.В., Романченко М.К. // Речной транспорт (XXI век). 2010. – № 5 (47). – с. 83.**

Рассматривается решение задачи нахождения собственной частоты колебаний цилиндрической пружины методом эквивалентного бруса. Пружина заменяется фиктивным брусом с аналогичными жесткостными и инерционными характеристиками.

**Ключевые слова:** собственная частота, цилиндрическая пружина, метод эквивалентного бруса.

**Контактная информация:** rmk2010@mail.ru