

М. Б. АЛЕКСАНДРОВ

СУДОВЫЕ УСТРОЙСТВА

Допущен Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве учебника
для студентов кораблестроительного вузов и факультетов



Издательство «Судостроение»
Ленинград
1968

Учебник по судовым устройствам написан в соответствии с действующей программой по данному курсу.

В учебнике описаны принципы проектирования, конструирования и технологические особенности изготовления рулевого, спасательного, грузового, швартовного и буксирного устройств современных морских транспортных судов. Особое внимание уделено рассмотрению конструкций и расчетов рулевых устройств (в том числе и автоматических); рулевого привода; коллективных и индивидуальных спасательных средств (шлюпок, лодок, плывбаков); грузовых средств, талей, судовых кранов, грузовых механизмов непрерывного действия; швартовных устройств (шкверов, календов, календов, створов, календов, шкверов, шкверов календов); швартовных устройств (шкверов, календов, кранов, календов шкверов, календов); буксирных устройств. Отдельная глава посвящена использованию в судовых устройствах различных типов гибких связей.

По всем судовым устройствам и их элементам приведены примеры практических численных расчетов.

Учебник предназначен для студентов кораблестроительных институтов и факультетов, а также может быть использован специалистами в области проектирования, конструирования и изготовления судовых устройств.

Стр. 372, таблиц 33, рисунков 252, библиография 31 название

ОТ АВТОРА

Курс «Судовые устройства» охватывает разнообразные разделы корабельной архитектуры: рулевое, спасательное и якорное устройства, средства для выполнения грузовых операций, швартовное оборудование и т. д. В последние 10—15 лет появилось большое количество новых конструкций судовых устройств широко применяются новые материалы, внедряются средства механизации и автоматизации. Однако все это еще не нашло достаточного отражения в учебной литературе.

Из имеющихся пособий наиболее полным является Сборник работ по судовым устройствам и системам академика В. Л. Полюнина, изданный в 1951 г. Глубокий научный анализ и большой инженерный опыт автора делают эту книгу и до настоящего времени весьма ценным пособием. Однако сборник базируется на материалах довоенных лет и не отражает современного состояния этой отрасли судостроения.

Ряд содержательных монографий выпущен в последние годы издательством «Судостроение». Они охватывают различные разделы судовых устройств. Большой практический материал систематизирован в Справочнике по судовым устройствам («Судостроение» 1967).

Большая заслуга в постановке и развитии курса «Судовые устройства» принадлежит доценту В. В. Якуржикскому, создавшему фундаментальную монографию по грузовым устройствам морских судов. Основу настоящего учебника составляют лекции, читаемые автором на кораблестроительном факультете Ленинградского ордена Ленина кораблестроительного института. В последние годы на кафедре «Конструкции судов» института ведется большая работа по составлению методических пособий по различным разделам судовых устройств. Это позволило исключить из учебника некоторый справочный материал и сократить число и объем численных примеров.

Автор стремился показать судовые устройства в их развитии и на этой базе привить студентам критический подход к оценке

существующих конструкций. Такой подход необходим для выявления основных тенденций усовершенствования судовых устройств, что особенно важно в современном судостроении.

Для анализа конкретных конструктивных решений приводятся устройства, применяемые на новейших судах отечественной и зарубежной постройки. Большую помощь в сборе этого материала оказали автору работники проектных бюро и других судостроительных организаций.

Автор выражает большую благодарность Заслуженному деятелю науки и техники РСФСР, доктору технических наук Н. Е. Путину, доктору технических наук А. В. Александрову, доцентам М. Г. Гуськову и А. Л. Васильеву за помощь при составлении рукописи.

Автор благодарит коллектив кафедры «Конструкции судов» Николаевского Кораблестроительного института за ценные замечания при просмотре рукописи.

Все отзывы и замечания о книге просим направлять по адресу издательства: Ленинград Д 65, ул. Гоголя, 8

ВВЕДЕНИЕ

Современное морское судно является сложнейшим техническим сооружением, для создания которого используются накопленный веками опыт, а также новейшие достижения науки. Важную роль в обеспечении нормальной эксплуатации судна и безопасности его экипажа играют судовые устройства, к которым относятся: рулевое устройство, охватывающее все средства для обеспечения управляемости;

спасательное устройство, состоящее из комплексов коллективных и индивидуальных спасательных средств, предназначенных для оказания помощи пассажирам и экипажу при аварии судна; грузовое устройство, необходимое для погрузки, разгрузки и перемещения грузов на судне;

якорное устройство, обеспечивающее неподвижную стоянку судна в районах акватории, удаленных от берега;

швартовное устройство, служащее для закрепления судна у причала или другого судна;

буксирное устройство, дающее возможность каждому судну выполнять буксирные операции.

К судовым устройствам относят также джиковые закрытки, ограничители и средства для закрепления тентов, разнообразие специальных устройств промысловых судов, устройства для стабильности качки и т. д.

В настоящей книге рассматриваются только основные общие судовые устройства, изучение которых обусловлено программой соответствующего курса. Как видно из приведенных кратких характеристик, трудно найти общие признаки для классификации этих устройств; пожалуй, единственным общим признаком может служить то обстоятельство, что каждое устройство представляет собой часть внешнего оборудования судна.

Судовые устройства обеспечивают выполнение весьма ответственных и трудоемких операций. Поэтому их усовершенствование очень важно для повышения эффективности эксплуатации морских судов. Например, из-за низкой производительности грузовых средств и недостаточной механизации грузовых операций судно, предназначенное для перевозки генерального груза, простаивает в портах больше половины своего эксплуатационного времени.

Недостаточная надежность судовых устройств является иногда причиной аварий и гибели судов. Так, в октябре 1961 г. после обрыва буксирного каната погиб бразильский линейный корабль

«Сан-Паоло» водоизмещением свыше 20 тыс. т. 1 ноября 1965 г. в Белфасте был сорван со швартовов и шел на грунт теплоход «Каронья» (34 тыс. т).

Потери и заклинивание рулей, отказы рулевых приводов часто являются причиной столкновения судов и других серьезных аварий.

Несмотря на повышение безопасности плавания, количество аварий на море, к сожалению, еще велико. По данным журнала «Shipbuilding and Shipping Record» за ноябрь 1965 г. было noted 58 столкновений судов, 13 судов село на мель, 29 имело серьезные повреждения; было отмечено 15 пожаров, 13 судов затонуло. Судьба экипажа во многих случаях зависела от надежности и доступности спасательных средств.

Все это показывает, какая ответственность за судьбы людей и сохранность перевозимых грузов лежит на инженерах, проектирующих и строящих судовые устройства.

Особое значение для проектирования судовых устройств имеют Правила постройки и классификации морских судов Регистров СССР (Правила постройки) и других классификационных организаций. Эти Правила составлены на основе большого опыта накопленного судостроителями по оценке значений допускаемых напряжений и других критериев надежности.

Быстрое развитие судовых устройств, появление принципов новых конструкций часто опережает рекомендации Правил постройки. В таких случаях следует использовать критерии надежности, полученные при анализе существующих устройств при помощи принятой расчетной схемы. Этот путь позволяет для вновь создаваемых устройств обеспечить надежность, равную надежности устройств, спроектированных в соответствии с рекомендациями Правил постройки.

Большое разнообразие функции судовых устройств, их конструктивных и технологических особенностей не позволяет назвать конкретных общих путей их развития. Однако не подлежит сомнению, что усовершенствование судовых устройств является в настоящее время одним из самых перспективных путей повышения эффективности эксплуатации морских судов и безопасности пассажиров и экипажа.

ГЛАВА I

УПРАВЛЯЕМОСТЬ СУДА

§ 1 Силы, действующие на руль и судно при маневрировании

Судно, движущееся с расположенным в диаметральной плоскости рулем, при отсутствии внешних сил осуществляет прямолинейное движение, испытывает действие упора двигателей и сопротивления воды. С началом поворота руля т. е. поворота

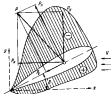


Рис. 1 Силы, действующие на руль

Полная гидродинамическая реакция R является результирующей силой, действующей на руль. Точка ее приложения (центр давления) расположена в первой половине, сдвинутой от передней кромки руля. Нужно отметить, что составляющая полной гидродинамической реакции, возникающая за счет разрежения, изменяется в пределах $2/3$ и $3/4$ полного значения R .

Момент силы R относительно центра тяжести (ЦТ) судна вызывает поворот, а проекция этой силы P_y на направление, перпендикулярное к ДП, вызывает дрейф судна. Угол дрейфа представляет собой угол между вектором скорости ЦТ судна и ДП.

Обусловленное дрейфом косо обтекание корпуса судна является причиной появления гидродинамических сил (сил дрейфа), природа которых аналогична силам за перекошенным рулем

Раводействующая сила дрейфа R приложена в нос от ЦТ судна и направлена в сторону поворота (рис. 2). Момент сил P и R вызывает повышение угловой скорости Ω .

Силы, препятствующие повороту, имеют инерционную и гидродинамическую природу. Суммарный момент этих сил $M_{ин} + M_d$ стремится уменьшить скорость вращения судна.

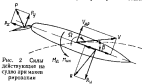


Рис. 2 Силы действующие на судно при маневре поворота

В зависимости от соотношения сил и моментов действующих на судно после перекачки руля траектория движения судна (циркуляция) условно делится на три периода:

1. **Маневренный период** — в течение которого производится перекачка руля. Этот период занимает короткий промежуток времени (около 20 сек.) и характеризуется постепенным увеличением сил P и R . Угол дрейфа возрастает за счет смещения судна в противоположную сторону. При этом повышается угловая скорость, направленная в сторону поворота. В конце маневренного периода гидродинамическая сила на руле достигает максимума.

2. **Замедляющий период**, при котором угловая скорость вращения судна увеличивается, а инерционный момент и момент демпфирования (гидродинамический), препятствующие вращению судна, возрастают.

3. **Установившийся период**. В этот период все силы, действующие на судно, находятся в состоянии динамического равновесия. Угол дрейфа и угловая скорость остаются неизменными, а судно совершает движение по окружности с постоянным радиусом.

На рис. 3 показаны циркуляции линейными характеристиками, которые являются:

выдаив — перемещение судна в направлении исходного курса от начальной точки до точки, соответствующей повороту судна на 90°

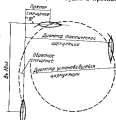


Рис. 3. Траектория движения судна в повороте (циркуляция) судна после перекачки руля.

прямое смещение — перемещение в направлении перекачки руля от исходного курса до точки соответствующей повороту судна на 90° ;

обратное смещение — максимальное перемещение ЦТ судна в сторону противоположную направлению поворота; диаметр тактической циркуляции — расстояние от исходного курса до точки, соответствующей повороту на 180° ; диаметр установившейся циркуляции — диаметр окружности, представляющей собой траекторию движения судна при установившемся периоде циркуляции.

§ 2. Поворотливость и устойчивость судна на курсе

Последовательным изменением положения рули можно добиться движения судна по нужной траектории, т. е. обеспечить его поворотливость.

Поворотливость — это качество, заключающееся в способности судна нужным образом изменить направление движения. Мерой поворотливости обычно считают отношение диаметра установившейся циркуляции (при наибольшем угле перекачки руля) к длине судна. Для некоторых типов судов эта величина регламентируется при выдаче задания на проектирование. Соответствие элементов рулевого устройства такому требованию проверяется по существующим методикам расчета диаметра циркуляции [7], [18].

Не менее важным качеством является **устойчивость судна на курсе**, т. е. его способность перемещаться прямолинейно с минимальными непроизвольными отклонениями от заданного курса.

При ходе на прямом курсе судно постоянно испытывает воздействие различных сил, которые стремятся изменить направление движения. В зависимости от того, каким образом то или иное судно, двигаясь с непереключенным рулем, реагирует на внешние возмущения, в теории управляемости принято различать суда, обладающие автоматической устойчивостью на курсе и не обладающие ею.

Механизм явления, имеющий место при действии возмущения (например, ветер или волнение) аналогичен механизму качки того периода циркуляции.

Рассмотрим действие кратковременного шквала, который вызывает дрейф судна влево. Момент силы дрейфа M_d , возникающий при косом обтекании, приводит к повышению некоторой угловой скорости. Судно начинает отклоняться от исходного курса.

Характер дальнейшего движения будет зависеть от соотношения момента силы дрейфа, с одной стороны, и суммы инерционного момента $M_{ин}$ и момента демпфирования M_d — с другой.

Если $M_{ин} + M_d > M_d$, то угловая скорость постепенно уменьшится и судно, отклонившись от исходного курса на некоторый угол, снова будет двигаться прямолинейно. В этом случае

судно обладает автоматической устойчивостью на курсе. Это качество определяется в основном операцией ДП судна и его отстойной шарнирой. При прочих равных условиях судно, не имеющее подреза дейдвуда и имеющее меньшее отношение $\frac{b}{T}$, будет более устойчивым на курсе, т. е. будет меньше реагировать на внешние возмущения.

У судна, не обладающего автоматической устойчивостью, угловая скорость со временем увеличивается и оно начинает описывать циркуляцию. Такое судно может двигаться прямолинейно только с помощью руля.

Отсутствие автоматической устойчивости сказывается еще в том, что у руля появляется так называемый гидродинамический люфт — некоторый угол перекадки, достигающий иногда 10—12°, в пределах которого судно не слушается руля. Объяснить появление гидродинамического люфта можно тем, что момент сил дрейфа превышает величину момента, создаваемого рулем при небольших углах перекадки. В некоторых случаях судно даже может двигаться в направлении, обратном направлению перекадки руля.

Для сохранения заданного курса на осевом судне, независимо от того, является оно автоматически устойчивым или нет, следует перекачивать руль. Для судна, обладающего автоматической устойчивостью, потребуются меньшие углы перекадки и меньшая частота операций.

Таким образом, и поворотливость и устойчивость судна на курсе обеспечиваются за счет перекадки руля. Площадь руля является одной из основных характеристик рулевого устройства. Большое многообразие типов судов не позволяет дать общие нормы для определения площади руля и других элементов рулевого устройства. Такие задачи решаются отдельно для каждого частного случая в зависимости от того, какое из качеств — поворотливость или устойчивость на курсе — является для проектируемого судна определяющим. В теории управляемости разработаны методы, позволяющие оценить, в какой степени спроектированное рулевое устройство удовлетворяет требованиям сформулированным в задании.

§ 3 Средства обеспечения управляемости

Рулевое устройство является главным средством обеспечения управляемости судна.

Рассмотрим основные элементы рулевого устройства транспортного судна (рис. 4). Руль при помощи петли крепится к рулепосту, являющемуся частью ахтерштевня. Данное соединение связывает руль и баллер — вертикальный вал, посредством которого рулевая машина осуществляет перекадку руля. Проход баллера в нормальном подрезе обеспечивается калачным кольцом

той трубы. В тех местах, где баллер пересекает пазубы или пласт формы, располагают его опоры. Верхняя часть баллера служит для закрепления румбеля — рычага, который воспринимает усилие, передаваемое от рулевой машины. На рис. 4 показан желобчатый привод, штурвал которого выведен на верхнюю палубу (рулевые передачи и пост управления с комплексом приборов для ориентировки судна и контроля за его движением не показаны).

Уже первые попытки человека плавать по воде породили необходимость в средствах управления. Вначале они сводились к средствам движения — веслу и шест давали возможность не только сообщить челноку некоторую скорость, но и изменить направление его движения.

Появление паруса относят к X—XI вв. Этот руль передней кромкой помещался на ахтерштевень, а баллер при перекадке руля двигался по дуге, окружности. Только позднее — в XVII—XVIII вв. — ось баллера стали совмещать с осью вращения руля, что значительно упростило конструкцию руля и кормы.

Дальнейшее совершенствование заключалось в уменьшении момента действия на баллер и в свою очередь определяющего мощность рулевого привода. Так появился балансирный руль, ось вращения которого смещена от передней кромки к ЦТ площади руля.

Значительным шагом вперед явился руль Флетчера с закрывающими, расположенными у задней кромки руля. Руль имел обтекаемую форму и большую толщину, что вызывалось необходимостью размотать приводы закрываков. При испытании рулей Флетчера на судах был замечен эффект уменьшения скорости, возникающий

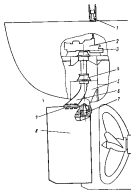


Рис. 4. Рулевое устройство транспортного судна.
1 — штурвал рулевого управления; 2 — рулевая машина; 3 — желобчатый привод; 4 — баллер; 5 — калачное кольцо; 6 — руль; 7 — ахтерштевень судна.

благодаря улучшению взаимодействия руля с гребным винтом Это послужило решающим фактором для дальнейшего перехода к объектным рулям.

Хотя основным средством обеспечения управляемости судов являются рули, определенные значение имеют и другие устройства.

Так, например, конструкторов привлекала идея использования струн, отражаемой гребным винтом. Одной из первых попыток реализации подобной идеи явился руль Кичена (рис. 5). Дальнейшее развитие этой идеи привело к созданию таких активных средств обеспечения управляемости, как поворотные насадки, различные полужидкостные устройства и пр., которые находят применение на современных судах.



Рис. 5. Руль Кичена в разных положениях.

Большой интерес представляет крылатый движитель, позволяющий изменять направление создаваемого им упора. Судно с крылатым движителем имеет неограниченную маневренность и не нуждается в рулевом устройстве.

ГЛАВА 2

СУДОВЫЕ РУЛИ И ИХ РАСЧЕТ

§ 4 Типы рулей

Одним из признаков для классификации рулей является форма их профиля, т. е. контур фигуры, образуемой при сечении руля горизонтальной плоскостью. Различают плоские и профилированные рули.

Из-за плохого взаимодействия с винтом и снижения скорости судов плоские рули в настоящее время утратили свое значение. При переходе к объектным (профилированным) или двухслойным рулям важную роль сыграла недостаточная прочность больших однослойных рулей даже при значительном увеличении их толщины.

Большинство профилей современных объективных рулей было получено в результате экспериментальных исследований их моделей в аэродинамических трубах. Многие из профилей получили название тех исследовательских организаций, в которых они были разработаны, а именно: профиль ЦАГИ (Центральный аэрогидродинамический институт им. Н. Е. Жуковского); профиль Gb (Геттингенская лаборатория), профиль NASA (новое название NASA — управление по авиации и космосу США). Профиль НЕЖ получен построением по теоретической формуле Н. Е. Жуковского

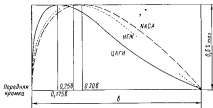


Рис. 6. Различные формы профилей рулей.

Обычно профиль руля характеризуется относительной толщиной

$$t = \frac{t_{\max}}{b} (100)\%,$$

которая представляет собой отношение максимальной толщины руля к его хорде (величина b на рис. 6) и выражается в процентах.

Сопоставляя профили, относенные к одной толщине, можно заметить, что различия между ними заключается в положении точки с максимальной толщиной по хорде и в характере обвода хвостовой части.

Профили ЦАГИ, НЕЖ и Gb доведены до большой степени совершенства. Изменение их формы не может привести к увеличению боковой силы P_y (эффективность профиля). Однако большее заострение хвостовой части делает эти профили менее прочными и технологичными. В профиле NASA некоторое утолщение хвостовой части достигается за счет небольшого снижения эффективности.

Эффективность рулей в значительной степени зависит от его контура — формы боковой проекции. Характеристикой контура

является относительное удлинение λ , которое для прямоугольного контура равно $\frac{b}{\lambda}$ а при отступлении от прямоугольного контура $\frac{b}{\lambda}$.

где k — высота руля;
 b — ширина руля;
 F — площадь руля.
 У современных рулей $\lambda = 10-30$

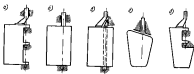


Рис. 7 Типы рулей: а — обычный; б — балансирный; в — полубалансирный; г — балансирный с противовесом; д — полубалансирный.

В зависимости от того, каким образом площадь руля расположена относительно оси вращения, различают рули обычные, балансирные и полубалансирные.

Ось вращения у обычного руля практически совпадает с его передней кромкой (рис. 7, а). У балансирных рулей (рис. 7, б, в, г) ось вращения смещена на некоторое расстояние от передней кромки к середине руля. Этим достигается значительное уменьшение момента на баллере. Положение оси относительно характеристики коэффициентов компенсации, представляющих собой отношение площади балансирной части (расположенной перед осью вращения) к площади всего руля.

Полубалансирный руль (рис. 7, д) условно может быть разделен на две части: балансирную (нижнюю) и небалансирную (верхнюю).

§ 5 Гидродинамические характеристики изолированного руля

Для оценки эффективности руля и определения конструктивных размеров деталей рулевого устройства нужно знать величину гидродинамической реакции на руле R , боковой силы P_b и момента реакции M относительно передней кромки руля. Иногда вместо момента задается положение центра давления и составляющая полной гидродинамической реакции, направленная перпендикулярно к средней плоскости руля (P_n на рис. 1).

Для сравнения характеристик различных рулей удобно от сил и моментов перейти к безразмерным коэффициентам: коэффициент боковой силы

$$C_b = \frac{P_b}{\rho v^2 F} \quad (1)$$

коэффициент нормальной силы

$$C_n = \frac{P_n}{\rho v^2 F} \quad (2)$$

коэффициент положения центра давления

$$C_x = \frac{x}{b} \quad (3)$$

коэффициент момента относительно передней кромки

$$C_m = \frac{M}{\rho v^2 F b} \quad (4)$$

где ρ — массовая плотность воды;

v — скорость потока, набегающего на руль;

M — момент относительно передней кромки руля,

x — расстояние от передней кромки до центра давления.

Значения действующих на руль сил и моментов зависят от площади руля, его относительного удлинения, типа профиля относительно толщины руля и угла перекалки. Их влияние оценивается при определении гидродинамических характеристик изолированного руля, которое базируется на обтекании материала по экспериментальному исследованию моделей рулей.

Однако теоретические условия работы изолированного руля существенно отличаются от реальных.

Для руля, работающего в свободном потоке, угол атаки равен углу перекалки руля. У руля за судном угол атаки отличается от угла перекалки из-за дрейфа, закручивания потока винтом и т. д. В реальных условиях скорость потока, набегающего на руль, отличается от скорости судна. Это объясняется наличием попутного течения и возрастанием скорости за винтом. Если принять, что в формулах скорость v равна скорости судна, то при определении сил и моментов нужно внести поправку, учитывающую изменение скорости. Большое влияние на работу руля оказывают также рудерность и положение руля относительно свободной поверхности воды.

Количественная оценка всех перечисленных факторов очень условна, так как она базируется на результатах довольно ограниченного числа экспериментов, выполненных на масштабных моделях рулей и судов. В связи с этим большое значение приобретает анализ практических данных, который позволяет внести некоторые поправки коэффициенты и избежать ошибок при проектировании.

Судовой руль представляет собой крыло малого удлинения. Из аэродинамики известно, что зависимость подъемной силы такого крыла от угла атаки не является линейной (рис. 8).

Для расчетов управляемости на прямом курсе (при перекачках руля на небольшие углы) значительный интерес представляет начальный участок кривой C_y (5), в пределах которого эта зависимость с достаточной для расчетов точностью может считаться линейной. Характер изменения величины C_y на этом участке определяется градиентом коэффициента боковой силы $\left(\frac{dC_y}{d\delta}\right)_{\delta=0}$ т. е. тангенсом угла наклона касательной, проведенной в начале координат:



Рис. 8. Зависимость коэффициента боковой силы C_y от угла атаки

Для определения величины $\left(\frac{dC_y}{d\delta}\right)_{\delta=0}$ можно рекомендовать зависимость

$$\left(\frac{dC_y}{d\delta}\right)_{\delta=0} = \frac{2\pi\lambda}{2 + \sqrt{4 + \lambda^2}} \quad (6)$$

полученную Г. В. Соболевым [18].

Для расчета градиента коэффициента боковой силы при конечных углах перекадки можно использовать интерполяционную формулу Прандтля

$$\frac{dC_y}{d\delta} = \frac{\pi}{0.5 + \frac{1}{\lambda}} \quad (7)$$

которая была получена теоретически в предположении, что удлинение руля велико ($\lambda > 6$). По сравнению с опытными данными формула Прандтля даст тем более завышенные результаты чем меньше удлинение.

В практических расчетах допускается применение формулы Прандтля для определения коэффициента боковой силы при больших углах перекадки с использованием линейной зависимости

$$C_y = \frac{dC_y}{d\delta} \delta$$

Ошибка, обусловленная распространением формулы на малые удлинения, компенсируется тем, что не учитывается нелинейность функции $C_y(\delta)$. Результаты, полученные для углов $\delta > 12-15^\circ$ хорошо согласуются с опытными данными.

Для рулей с профилями Go и NACA величина градиента $\frac{dC_y}{d\delta}$ может быть определена по формуле Дарнелла

$$\frac{dC_y}{d\delta} = \frac{\pi}{0.58 + \frac{1}{\lambda}} \quad (8)$$

которая получена эмпирическим путем в результате обобщения большого экспериментального материала (рис. 9).

Максимальное значение C_y соответствует так называемому критическому углу перекадки, при котором начинается резкое уменьшение боковой силы из-за срыва вихрей со стороны разрежения руля (кризис обтекания)

$$C_{y_{\max}} = \frac{dC_y}{d\delta} \delta_{cr} \quad (9)$$

Так же, как и градиент $\frac{dC_y}{d\delta}$, критический угол перекадки определяется относительным удлинением λ . В соответствии с опытами Финнера, Дарнелла и Фленсбарта

$$\delta_{cr} = 0.58 \frac{1}{V\lambda} \text{ рад} \quad (10)$$

Рассмотрим влияние относительной толщины профиля на значение критических углов перекадки руля. Очевидно, что чем толще профиль, тем более плавным является обтекание руля после перекадки. Кризис обтекания наступает при больших углах перекадки. Однако увеличение толщины неизбежно ведет к уменьшению градиента боковой силы руля. Согласно экспериментальным данным оптимальная относительная толщина профиля находится в пределах 15-22%. Этим значениям соответствует формула (10) для определения критического угла перекадки.

При постоянном удлинении форма контура мало влияет на коэффициент подъемной силы руля. Поэтому можно добиться только некоторого увеличения C_y за счет придания контуру руля трапецевидной формы.

В заключение следует отметить, что оценка гидродинамических характеристик изолированного руля по приведенным выше эмпирическим формулам менее надежна, чем оценка на основании опы-

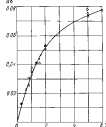


Рис. 9. Зависимость $dC_y/d\delta$ от относительного удлинения λ
○ — Финнер, △ — Дарнелл, × — Фленсбург

таких моделей руля или по результатам экспериментов с системами тизированных в специальных атаках.

Положение центра давления и коэффициент момента. Расчетные зависимости для определения положения центра давления и величины момента гидродинамических сил относительно передней кромки руля дают менее надежные результаты, чем формулы, используемые для определения коэффициента боковой силы. Это объясняется тем, что распределение сил по поверхности руля в большей степени зависит от формы профиля, контура и толщин руля, чем значение коэффициентов C_y и C_x .

До настоящего времени для определения коэффициента положения центра давления плоских рулей в некоторых случаях используют формулу Жосселя

$$C_x = 0,185 + 0,305 \sin \delta$$

Эти значения практически всегда несколько превышают величины, получаемые для обтекаемых рулей экспериментально. При больших углах перекалки расхождение становится существенным.

Для обтекаемых рулей наиболее точными являются выражения, полученные на основании циркуляционно-отрывной теории [18]

$$C_x = \frac{\left(\frac{dM}{d\delta}\right)_{\delta=0} + \sin \delta}{\left(\frac{dC_y}{d\delta}\right)_{\delta=0} + 2 \sin \delta} \quad (11)$$

Формула для определения $\left(\frac{dC_y}{d\delta}\right)_{\delta=0}$ была приведена выше. Для определения $\left(\frac{dM}{d\delta}\right)_{\delta=0}$, где M — момент относительно передней кромки руля, можно рекомендовать эмпирическую формулу

$$\left(\frac{dM}{d\delta}\right)_{\delta=0} = 0,42\lambda - 0,05\lambda^2 - 0,11 \quad (12)$$

которая достаточно точно аппроксимирует зависимость $\left(\frac{dM}{d\delta}\right)_{\delta=0} = f(\lambda)$, полученную в результате обработки экспериментальных материалов.

Коэффициент момента на баллере согласно циркуляционно-отрывной теории

$$C_m = \left(\frac{2\pi\lambda}{(x + \sqrt{x^2 + \lambda^2})} \sin \delta + 2\pi \delta^2 \right) \left(C_x - \frac{x_0}{b} \right), \quad (13)$$

где x_0 — отстояние баллера от передней кромки руля.

Для рулей непрямоугольной формы вместо отношения $\frac{x_0}{b}$ нужно подставить коэффициент компенсации. Из формулы (13) следует, что от положения баллера относительно центра давления

существенно зависит величина момента, необходимого для перекалки руля, и мощность рулевой машины.

Рассмотрим соотношение моментов, необходимых для перекалки руля на переднем и заднем ходах.

Центр давления при переднем ходе располагается в пределах $(0,2 + 0,4) b$ от носовой кромки. При заднем ходе центр давления отстоит примерно на треть ширины, но уже от задней кромки. Если расположить ось баллера таким образом, чтобы она отстояла на треть ширины руля от передней кромки, то можно добиться значительного уменьшения момента на баллере при переднем ходе.

Однако может оказаться, что момент заднего хода за счет значительного большего плеча гидродинамической реакции превзойдет момент переднего хода. При определении соотношения моментов переднего и заднего ходов нужно учитывать, что для современных профилей рулей характерны в среднем явные меньшие значения коэффициентов C_y и C_x на заднем ходу. При движении задним ходом скорость судна обычно не превышает половины максимальной скорости переднего хода. Это способствует уменьшению момента на баллере при заднем ходе. Тем не менее для определения роста его значения момента необходимо определять оба момента.

В качестве дополнительной меры, направленной на уменьшение величины момента заднего хода, можно рассматривать ограничение углов перекалки руля.

§ 8. Влияние свободной поверхности, гребного винта и корпуса судна

Влияние свободной поверхности на руль, движущийся вблизи этой поверхности или пересекающий ее, может быть сведено к кажущемуся возрастанию величины λ . Впервые возможность учета такого воздействия была доказана экспериментами Флюгеля.

Поправка μ к величине геометрисического удлинения

$$\lambda_{\text{вб}} = \mu \lambda$$

зависит от относительной скорости движения

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{g b}}$$

где v — скорость судна м/сек;

g — ускорение силы тяжести, м/сек²

b — высота руля, м

и относительного зазора $t_{\text{вб}}$, который представляет собой отношение зазора между верхним торцом руля и свободной поверхностью к высоте руля. При малых относительных скоростях ($Fr < 0,5$;

* Г. В. Соболев. Любые компоненты гидродинамических коэффициентов судного корпуса и руля. Интервалы по общему опыту ВНИИОС. 1967.

рис. 10) для руля, пересекающего свободную поверхность, $\mu = 2$. При большом погружении руля и увеличении скорости его действия влияние свободной поверхности резко уменьшается.

Описанный метод дает хорошие совпадения с опытными данными до скоростей и углов перекадки, при которых/наступает явление — прорыв поверхностного воздуха в зону разгнания, образующуюся за передним рулем. При этом увеличивается давление в зоне разрежения, что приводит к уменьшению боковой

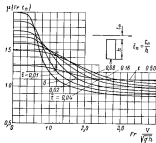


Рис. 10. Коэффициент влияния свободной поверхности воды.

силы руля. Аэрация наступает тем скорее, чем ближе руль расположен к поверхности воды.

Экспериментальные исследования [31] позволяют установить, что падение подъемной силы от аэрации зависит от величины удлинения λ . При увеличении λ влияние аэрации резко уменьшается; оно увеличивается также и при большом погружении руля, например, при $\frac{L}{\lambda} = 0.4$ гидродинамические характеристики руля практически не искажаются.

Влияние гребного винта. Увеличение аксиальной скорости и схода потока сильно сказывается на эффективности руля, расположенного в зоне действия струи гребного винта. Если обозначить часть площади руля, попадающую в струю винта, через F_{av} — аксиальную скорость, вызванную винтом, через w — то величина подъемной силы будет

$$P_y = C_y F_{av} (v + w)^2 \frac{F}{2} + C_y (F - F_{av}) \frac{P_0^2}{2} \quad (14)$$

а поправка к значению подъемной силы без учета винта

$$r_v = \frac{P_{y0}}{C_y \delta \frac{P_0^2}{2}} \left(1 + 2 \frac{w}{v} \frac{F}{F_0} + \left(\frac{w}{v} \right)^2 \frac{F}{F_0} \right) \quad (15)$$

По теории идеального движителя отношение скоростей $\frac{w}{v}$ может быть приближенно представлено в виде

$$\frac{w}{v} = \sqrt{1 + \sigma_v} - 1$$

где $\sigma_v = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4} \delta \frac{P_0^2}{2}}$ — удельная нагрузка на винт

D — диаметр и упор винта

Подставляя $\frac{w}{v}$ в формулу (15) получим

$$r_v = 1 + \frac{F}{F_0} \sigma_v \quad (16)$$

Для транспортных судов отношение $\frac{F}{F_0}$ колеблется в пределах 0.8–0.9.

Влияние гребного винта заключается не только в увеличении скорости забегавшего на руль потока, но и в изменении его направления за счет возникновения значительных тангенциальных скоростей. Изменение направления характеризуется углом закручивания

$$\delta_s = \arctg \frac{w_t}{v + w} \approx \frac{w_t}{v + w} \quad (17)$$

где w_t — тангенциальная составляющая скорости.

Так как величина w_t изменяется в диске винта, то для руля в целом определяется средний угол закручивания [7].

Угол атаки с учетом закручивания

$$\delta' = \delta + \delta_{s_{cp}}$$

где δ — геометрический угол перекадки;

$\delta_{s_{cp}}$ — средний угол закручивания.

Влияние корпуса. Остановимся предварительно на влиянии рудерности. Переложивший на угол δ руль и обтекаемый корпус можно рассматривать как несимметричный профиль, угол перекадки которого, очевидно, меньше δ . Если учесть допущение о линейной связи коэффициента боковой силы и угла перекадки, то для руля и рудерности коэффициент $C_{y_{\delta+rp}}$ будет меньше, чем $C_{y_{\delta}}$ для одного руля. Поправка, учитывающая влияние рудерности, будет

$$r_{rp} = \frac{C_{y_{\delta+rp}}}{C_y} \quad (18)$$

Для определения величины $r_{\text{ру}}$ можно рекомендовать график (рис. 11), на котором по оси абсцисс отложена относительная площадь рудерпоста

$$b \quad \frac{F_{\text{ру}}}{F_0 + F_{\text{ру}}}$$

Видно, что резкое уменьшение $r_{\text{ру}}$ начинается после того, как относительная площадь рудерпоста превышает 20—25%. Так как при определении боковой силы нужно принимать во внимание суммарную площадь руля δ рудерпоста, рационально 20—25% площади руля отнести к рудерпосту. Этим можно достичь уменьшения силы, действующей на руль, и момента на баллае.

Возможность уменьшить площадь руля за счет обтекания рудерпоста нашла отражение в Правилах постройки [16].

Влияние корпуса на руль складывается из нежелательного уменьшения скорости набегающего на руль потока (по отношению к принятой в расчетах скорости судна) и изменения направления потока.

Рис. 11 К определению поправки на руль

Изменение скорости, вызываемое попутным движением воды учитывается коэффициентом

$$r_k = (1 - \psi_p)^2 \quad (19)$$

где ψ_p — коэффициент попутного потока, представляющий собой отношение скорости образующегося за корпусом судна попутного потока к скорости судна.

В выражение для определения боковой силы

$$P_y = C_y \cdot 0,5 \rho v^2 F$$

нужно подставить значение фактической скорости v_k т. е. скоростя с учетом попутного потока

$$v_k = v(1 - \psi_p)$$

Тогда формула для определения боковой силы имела бы вид

$$P_y = C_y (1 - \psi_p)^2 \cdot 0,5 \rho v^2 F$$

где v — скорость судна

Имеет смысл сохранить в этой формуле скорость судна, а поправку $(1 - \psi_p)^2$ объединить с коэффициентом C_y и выде поправки [10].

Для определения ψ_p можно рекомендовать эмпирические зависимости, полученные Р. Я. Перинцем [7]. Эти формулы дают удовлетворительные результаты для быстроходных судов, однако применение их для транспортных судов с полными образованиями дает значения, заниженные на 10—15%.

Для бортовых рулей нужно учесть скос потока, возникающий в результате совпадения направления движения воды и направления касательных к рыбным в кормовой части. Для определения угла скоса потока δ_k можно использовать эмпирическую формулу Р. Я. Перинца

$$\delta_k = 8,9 \frac{A_y}{L} \sqrt{v \gamma_1} \text{ рад} \quad (20)$$

где γ_1 — угол между ДП и прямой, проведенной на корпусе теоретического чертежа через средину руля по высоте перпендикулярно к ближайшему теоретическому овантоуту;

A_y — длина этой прямой на протяжении двух теоретических шпаций в нос от руля.

Направление набегающего на руль потока существенно изменяется из-за дрейфа при повороте судна. Рассматривая в плане движение судна на циркуляции, можно убедиться в том, что действительный угол атаки руля будет меньше геометрического угла перекадки на величину

$$\Delta \delta = \beta + \frac{l_p}{R},$$

где β — угол дрейфа (рис. 12);

l_p — расстояние от центра тяжести судна до руля

R — мгновенный радиус вращения.

Учет всех рассмотренных поправок позволяет определить коэффициент боковой силы для руля в реальных условиях

$$C_y = r_k r_p r' k \frac{4C_{y0}}{\delta \delta} (\delta_0 + \Delta \delta) \quad (21)$$

где δ_0 — эффективный угол перекадки,

$\Delta \delta$ — скос потока за счет дрейфа и вращения судна при движении на циркуляции.

$$\delta_{\text{эф}} = \delta + \delta_2 \tau + \delta_k \quad (22)$$

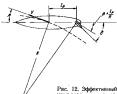


Рис. 12. Эффективный угол перекадки руля

где δ — геометрический угол перекалки;

$\delta_{\text{ср}}$ — осредненный угол закручивания;

$\delta_{\text{ср}}$ — угол сноса потока для бортовых рулей.

При определении конструктивных размеров элементов рулевого устройства нужно найти максимальные значения C_y и C_x при $\Delta\delta = 0$. Такой случай возможен, так как в моменту окончания перекалки руля судно обычно еще не имеет значительного дрейфа и угловой скорости. В соответствии с этим

$$\left. \begin{aligned} P_y &= 0,5\rho^2 F_{\text{ру}} v^2 \sin^2 \alpha \cdot \frac{dC_y}{d\delta} \delta_{\text{ср}} \\ M_{\text{ср}} &= 0,5\rho^2 F_{\text{ру}} v^2 \sin^2 \alpha C_{\text{ср}} \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Для расчета баллера должна быть найдена полная сила на руле

$$P = \sqrt{P_y^2 + P_x^2}$$

Поскольку нас интересует наибольшее значение P мы можем проанализировать только предельные углы перекалки для которых величина C_x обычно не превышает $0,5 C_y$. Это позволяет с достаточной для практических расчетов точностью учесть лобовое сопротивление P_x принимая

$$P = (1,12 + 1,15) P_y \quad (24)$$

Как отмечалось выше пользоваться различными теоретическими и эмпирическими формулами для определения гидродинамических характеристик руля можно только в том случае, когда не проводится экспериментальных исследований модели проектируемого руля или нельзя подобрать подходящий руль в атласе.

Поэтому остановимся на особенностях расчета в том случае, когда такие данные имеются. Обычно коэффициенты C_y , C_x и $C_{\text{ср}}$ задаются графически — в зависимости от углов атаки. Несомненно, знание геометрических углов перекалки и фактических углов атаки не позволяет непосредственно определить значения коэффициентов. Предварительно нужно найти углы сноса потока $\delta_{\text{ср}}$ и $\delta_{\text{ср}}$.

Угол атаки будет представлять собой алгебраическую сумму геометрического угла перекалки и углов сноса потока.

Таким образом, для заданного ряда значений геометрических углов перекалки можно найти соответствующие углы атаки и по ним снять с графиков значения коэффициентов C_y , C_x и $C_{\text{ср}}$. При построении графических зависимостей C_y (δ), C_x (δ), $C_{\text{ср}}$ (δ) для проектируемого руля полученные значения коэффициентов необходимо отнести к геометрическим углам перекалки.

При расчете сил и моментов на руле нужно придерживаться следующего правила знаков. Положительными считаются боковая сила и момент, направленные в сторону левого борта и по часовой стрелке (смотри на судно сверху). Условимся, что такому направлению соответствует положительный угол перекалки — на правый

борт. Составляющие скорости, вызывающие снос потока, считаются положительными, если они направлены в сторону левого борта.

§ 7 Площадь и число рулей

При определении площади руля обычно пользуются коэффициентом, который равен отношению площади руля к произведению длины судна на его осадку

$$K = \frac{F}{L \cdot T} \quad (25)$$

Этот коэффициент зависит от многих факторов: типа судна, положения руля относительно корпуса судна, типа гребных винтов и т. д. Пока еще нет надежного аналитического метода для точного определения относительной площади руля. При проектировании в первом приближении площадь руля может быть назначена на основании статистических данных (табл. 1). В общем случае ее следует проверить и уточнить расчетом управляемости.

Таблица 1

К определению площади руля (значение коэффициента K)

Тип судна	K
Транспортные суда одновинтовые	0,018—0,023
« « « двувинтовые с двумя ру	0,020—0,028
Большие пассажирские суда	0,017—0,019
Малые и средние пассажирские суда	0,017—0,023
Нефтаналивные суда	0,013—0,020
Береговые суда	0,020—0,033
Буксиры, тарансы	0,025—0,040

Можно заметить три различных подхода при определении или проверке площади руля в зависимости от особенностей и назначения судна:

1. Для судна, обладающих автоматической устойчивостью на курсе (к которым можно отнести большинство транспортных и пассажирских судов), площадь руля определяется, в соответствии с установленной практикой соотношением между степенью устойчивости на курсе и поворотливостью.

2. Для судна, не обладающих автоматической устойчивостью на курсе, определяющим условием для выбора площади руля является удержание судна на курсе при дрейфе вызываемом боковым ветром.

КОНСТРУКЦИИ РУЛЕЙ БАЛЛЕРЫ

§ 8 Обычный (небалансирный) руль

3. Для маневренных судов, например буксиров, лодовых судов и некоторых других, площадь руля должна быть достаточной для удовлетворения требований, сформулированных в задачке, где обычно ограничивается радиус циркуляции.

Отметим, что для морских транспортных судов при наличии судна-прототипа, имеющего близкие к проектируемому судну характеристики и показывающего хорошую управляемость, определение площади руля как доля произведения LT можно считать окончательным.

Правила постройки морских транспортных судов Регистра СССР регламентируют минимальную допустимую площадь руля которая может быть определена по формуле

$$F_{\text{руль}} = p q \frac{LT}{100} \left(0,75 + \frac{150}{L + 75} \right) \text{ м}^2 \quad (26)$$

где L — длина судна, м;

T — осадка судна, м;

p — коэффициент, учитывающий влияние винта

Для руля, расположенного за винтом, $p = 1$. Площадь руля, не попадающего в зону действия струи гребного винта, должна быть увеличена на 20% ($p = 1,2$); для буксиров $q = 1,25$; для всех остальных судов $q = 1,0$. Увеличение площади рулей буксиров определяется особенностями их эксплуатации.

Как было показано выше, обтекаемый рудерпост оказывает благоприятное влияние на работу руля. Это позволяет уменьшить площадь последнего на величину площади рудерпоста. В соответствии с Правилами постройки Регистра СССР площадь руля в этом случае должна быть не менее $0,8F_{\text{мин}}$.

Число рулей на судне определяется назначением судна и его конструктивными особенностями.

Прежде всего отметим, что высота руля не может быть выбрана произвольно. Как правило, она ограничивается высотой кормового подпора, поэтому увеличить площадь руля можно только за счет увеличения его ширины. Однако увеличение ширины руля особенно у судов с небольшой осадкой, неизбежно ведет к уменьшению относительного удлинения λ и снижает эффективность руля (см. анализ гидродинамических характеристик руля).

Иногда целесообразно заменить один руль двумя или большим числом рулей с более благоприятным значением λ .

Можно увеличить боковую силу руля, расположив его за гребным винтом, вызывающим возрастание скорости набегающего на руль потока. Поэтому рационально предусмотреть для судов с двумя и большим числом гребных винтов соответствующее число рулей. Для транспортных и пассажирских судов число рулей обычно равно числу гребных винтов.

* О способах проверки площади руля, выбранной в первом приближении см. в задачке по управляемости судна [2], [18].

В конструктивном отношении наиболее простым является плоский однослойный руль (рис. 13), основной прочной частью которого является *рудерпост* — массивный вертикальный стержень. К рудерпосту жестко крепятся горизонтальные ребра, служащие основой для стального листа, называемого *пером руля*. Ребра требуются расположенные попеременно с одной и другой сторон пера. Зависимо с рудерпостом отливают или отковывают пеллы, которыми руль навешивается на рулерност. В верхней части при помощи горизонтального фланца руль соединяется с баллером.

Как уже отмечалось, плоские рули почти полностью вытеснены двухслойными обтекаемыми и сохранялись лишь на судах старой постройки. В настоящее время плоские рули находят применение только на небольших несамостоятельных судах.

Конструкция двухслойного (обтекаемого) небалансирного руля показана на рис. 14. Полное перо руля имеет двухслойную обшивку подкрепленную двумя вертикальными и несколькими горизонтальными диафрагмами. Все диафрагмы имеют отверстия, которые облегчают конструкцию и в то же время позволяют заполнить всю внутреннюю полость каким-либо легким пористым материалом, предотвращая попадание воды внутрь руля. В верхней части руль закрыт торцевой листовой диафрагмой и отливкой, образующей фланец для соединения руля с баллером. Нижний торцовый лист заканчивается у передней вертикальной диафрагмы. Между этой диафрагмой и закругленной частью обшивки руля установлена отливка, в которой урезается нижний штырь.

Соединение руля и баллера обеспечивается горизонтальным фланцем. В разрез АА на рис. 14 показана шпонка, предназначенная для восприятия усилий, возникающих при переключении руля.

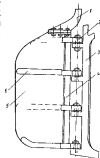


Рис. 13. Однослойный руль.

1 — баллер; 2 — пелла; 3 — рудерпост; 4 — фланец

Руль имеет две опоры, воспринимающие только горизонтальные усилия. Вес руля и баллера через одну из опор баллера передается на прочные связи набора кормовой оконечности судна (на рис. 14 опоры баллера не показаны).

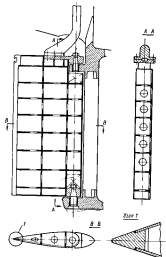


Рис. 14. Обычный руль

Размеры и конструкции современных обтекаемых рулей чрезвычайно многообразны, однако все они имеют общие элементы: перо руля, узел соединения пера и баллера, опоры руля и баллера.

Перо руля. Форма пера определяется контуром и типом профиля руля, которые выбираются с таким расчетом, чтобы обеспечить максимальную эффективность руля, возможность его размещения в кормовом подзоре, прочность и технологичность.

Необтекаемые рули транспортных судов обычно имеют контур, близкий к прямоугольному. Для них можно рекомендовать профили НАСА, НЕЖ и Гб, имеющие относительно небольшие заострения хвостовой части и потому более технологичные.

Толщина обшивки пера, положение и число диафрагм определяются действующими нагрузками и положением опор руля. Напряжения в обшивке, величина которых должна быть учтена при определении ее толщины, возникает от действия местной нагрузки и от изгиба руля между опорами.

Величина местной нагрузки определяется гидростатическими и гидродинамическими давлениями. Сумма их наибольших значений составляет расчетную нагрузку. Обычно это условная величина, так как расчетная нагрузка не учитывает изменений гидростатического давления при волнении, ударах волн, возможное давление льда и т. д. Возможное действие различных дополнительных усилий учитывается в выработанных практикой запасах прочности.

Величина действующих в обшивке напряжений зависит от числа и положения диафрагм, определяющих размеры и соотношение сторон опорного контура панели обшивки.

По Правилам постройки Регистра СССР минимальная толщина обшивки пера руля

$$t_{\text{min}} = 40b \frac{L+37}{L+290} \text{ мм} \quad (27)$$

где L — длина судна, м;

b — меньшая сторона опорного контура, м.

Выведенное из формулы (27) соотношение $\frac{b}{L}$ таково, что при изгибе от местной нагрузки пластину можно считать жесткой. Вследствие симметрии нагрузки можно считать, что панель обшивки жестко заделана на опорном контуре, т. е. на диафрагмах. Для такой пластины напряжения от местной нагрузки, как известно, определяются формулой

$$\sigma = b \frac{q}{2} \frac{b^2}{r^2} \quad (28)$$

откуда

$$t = b \sqrt{\frac{q}{\sigma}} \sqrt{\frac{b^2}{2\sigma}}$$

Принимая

$$[\sigma] = 40 \sigma_r$$

получим

$$t = \delta \sqrt{\frac{b}{2\alpha}} \sqrt{\frac{q}{\sigma_y}} \quad (29)$$

где q — интенсивность нагрузки, кас/см^2 ;

δ — коэффициент, определяемый соотношением сторон опорного контура;

σ_y — предел текучести, кас/см^2

Если в формуле (29) принять t в миллиметрах, а δ в метрах, то она примет вид

$$t = 1000\delta \sqrt{\frac{b}{2\alpha}} \sqrt{\frac{q}{\sigma_y}} \quad (30)$$

В Правилах постройки толщина обшивки может быть определена по формуле

$$t = \xi b \sqrt{\frac{1000FT + P}{R\sigma_y}} \quad (31)$$

где F — площадь руля, м^2

T — осадка, м ;

ξ — коэффициент, величина которого зависит от соотношения сторон опорного контура $\frac{a}{b}$ (a — большая из сторон) (табл. 2);

P — устоявшая гидродинамическая реакция на руле.

$$P = 15 \delta q v^2 \text{ кас} \quad (32)$$

где $q = 1.0$ для рулей, расположенных за винтом и $q = 0.9$ для рулей, расположенных же за винтом;

v — скорость судна в узлах

Таблица 2

К определению толщины обшивки руля

$\frac{a}{b}$	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
ξ	7.88	8.15	8.37	8.55	8.76	8.91	9.10

Сравнив формулу (30) с формулой (31), убеждаемся, что

$$\xi = \frac{1000}{q} \sqrt{\frac{b}{2\alpha}} \sqrt{\frac{q}{\sigma_y}} \quad (33)$$

Анализируя численные значения ξ в формуле (31), определим величину α в формуле (29)

$$[\alpha] = (0.45 - 0.50) \sigma_y$$

При расчете руля на изгиб нагрузкой будет максимальное гидродинамическое давление. Особенно важно определить максимальный изгибающий момент является обязательный совместный расчет руля и баллера, что обусловлено жесткой связью этих элементов. (На порядке расчета мы остановимся ниже, при составлении расчетной схемы для определения конструктивных размеров баллера.)

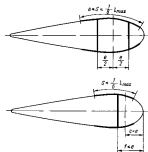


Рис. 15. Показывает дифферит в передней части поро руля. l_{max} — расстояние между опорами руля.

В соответствии с Правилами постройки момент сопротивления поперечного сечения основных связей руля (рис. 15) должен быть не меньше определенного по формуле

$$W \geq \frac{2M_{изг}}{\sigma_y} \quad (34)$$

где $M_{изг}$ — наибольший изгибающий момент в сечении руля, кас/м ;

σ_y — предел текучести, кас/см^2 .

Если в формулу (34) подставить изгибающий момент выраженный в кас/м

$$W = \frac{2M_{изг}}{\sigma_y} = \frac{M_{изг}}{0.4\sigma_y}, \quad (35)$$

то легко убедиться, что действующие напряжения не должны превышать $0.4\sigma_y$.

Для обеспечения достаточной прочности руля при его изгибе между опорами Правила постройки задают число и положение диафрагм, заменяющих рудерпис. Например, если расстояние от оси вращения до первой проемы руля s (рис. 15) превышает максимальную толщину профиля t_{max} , то необходимо установить не менее двух вертикальных диафрагм. Если же $s < t_{\text{max}}$, то уста-навливают одну вертикальную диафрагму. Минимальное расстояние между диафрагмами равно 0,6 м. Размер большей стороны опорного контура панелей обшивки руля не должен превышать 1,6 размера меньшей стороны. По Правилам постройки толщина



Рис. 16 Соединение обшивки руля с диафрагмой: а — с тремя видами выступов; б — со штырем

диафрагм, так же как и толщина торцовых листов, должна быть не меньше, чем толщина обшивки руля.

В современной практике существуют два способа сборки и сварки пера руля. Сложность этих операций определяется тем, что ограниченные размеры внутреннего пространства руля не позволяют произвести сварку внутри.

Первый способ заключается в следующем. На одной из кромок диафрагм делаются трапециевидные выступы (рис. 16, а). Предварительно собранные вертикальные и горизонтальные диафрагмы сваривают с частью обшивки тех кромок, которые не имеют выступов. Другая часть обшивки имеет вырезы, точно совпадающие с положением выступов диафрагм. Ее накладывают сверху и прижимают к диафрагмам клиньями (как показано на рис. 16, а). После приварки выступов срезают.

Некоторая сложность этого способа заключается в необходимости точно согласовать вырезы в обшивке с выступами диафрагм.

Более распространенным является второй способ. К горизонтальным и вертикальным диафрагмам с одной стороны приваривают полки, а с соответствующей части обшивки делают выступы

той же формы — шпанды, положение которых согласуется с положением полки. Заварка этих вырезов (рис. 16, б) обеспечивает прочную связь обшивки и диафрагм.

Задняя кромка пера руля может иметь различные конструктивные оформления. У рулей с острой заостренной частью (профиль ЦАГИ, НЕЖ) соединение обшивки каждой из сторон может быть осуществлено просто сваркой. Для рулей более толстых можно применить соединение обшивки сваркой при помощи прутка или нового бруса (см. рис. 14).

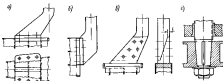


Рис. 17 Соединение руля с балластом: а — горизонтально-фланцевое; б — вертикально-фланцевое; в — болтовое; г — конусное

Перо руля должно иметь отверстия для стока воды из внутренней полости и slots для закрепления шпандей, необходимых при сгибании руля.

Соединение руля с балластом. Конструкция соединения пера руля с балластом должна отвечать двум основным требованиям: обеспечить прочную и надежную связь этих двух элементов рулевого устройства;

обеспечить снятие руля без подъема балласта.

Последнее требование обусловлено тем, что подъем балласта при снятии руля связан с частичным демонтажем рулевой машины и рулевого привода, а иногда и с более сложными работами. В судостроительной практике находят применение три типа соединения руля с балластом: фланцевое, замковое и конусное.

Фланцевое соединение имеет две разновидности — с горизонтальными и вертикальными расположением фланцев. На рис. 17, а показано горизонтально-фланцевое соединение с изогнутым балластом, которое позволяет достаточно просто снять руль: для этого нужно развести фланцы в предельные противоположные положения. Размеры фланцев должны быть такими, чтобы после разведения между ними был зазор, позволяющий снять руль движением вверх.

В горизонтально-фланцевом соединении для уменьшения нагрузки на болты устанавливается шпонка. Размеры болтового

соединения и шпонки должны быть достаточными для того, чтобы каждый из этих элементов мог передавать усилия, необходимые для перекладки руля.

Правильная постройка задает диаметр болтов и толщину фланцев в зависимости от диаметра баллера; число болтов обычно равно шести.

Вертикально-фланцевое соединение в современной практике применяется очень редко. Вертикальный фланец (рис. 17, б) располагается в верхней передней части руля. При этом верхний опор руля смещается вниз, что усложняет конструкцию руля и актерштерна; кроме этого, увеличивается износ штиря верхней опоры, нагрузка на которую при смещении опоры к середине увеличится.

Зажимное соединение показано на рис. 17, в. Давя на замок и число болтов задает Правильная постройка и в зависимости от диаметра баллера. Толщина самой тонкой части (f) должна быть не меньше 15% диаметра баллера.

На современных судах большое распространение находит коническое соединение руля и баллера (рис. 17, г), которое позволяет перенести опору руля на баллер. Такая конструкция часто встречается у двухопорных балансируемых рулей. Момент, необходимый для перекладки руля, должен надежно передаваться только за счет трения в коническом соединении.

Длина конического участка баллера должна быть равна не менее полутора диаметрам баллера; наибольший допустимый уклон 1 : 7. При этих соотношениях плотную посадку можно осуществить за счет затягивания гайки. Для повышения надежности соединения дополнительно устанавливают шпонки.

Опоры руля. Действующие на руль силы через опоры передаются на прочные связи судового корпуса — на рудерпост, петку актерштерна, набор кормовой оконечности. Опоры должны воспринимать горизонтальные и вертикальные силы, но не должны препятствовать вращению руля.

Рассмотрим устройство простейшей опоры (рис. 18, а). Ее основными элементами являются петля рудерпоста, петля руля и штирь. Последний при помощи конусной соединительной неподвижки скрепляется с одной из петель (в рассматриваемой опоре — с петлей руля).

Нижняя часть штиря закрыта бронзовой рубашкой. Она вращается в подшипнике, который представляет собой бакаутонные рейки, закрепленные в бронзовой втулке петли рудерпоста. Образующаяся при смазывании бакаута водой эмульсия значительно уменьшает трение.

В зависимости от направления воспринимаемых усилий опоры могут быть подразделены на две группы. Опоры первой группы воспринимают только горизонтальные усилия (опоры азорной — горизонтальные и вертикальные).

Определяющим требованием при проектировании опор руля и баллера является необходимость уменьшить износ трущихся поверхностей. Этого можно достичь при правильном подборе материала трущихся поверхностей, увеличении площади опорных поверхностей и рациональным распределении опор.

Опыт эксплуатации показал, что износ штирей без специальных обливок может достигать 2,5—4 мм в год. Не более года рудер живут штири и втулки из мягкой стали. Попытки использовать для штирей обливочку из мягкой бронзы не дали ожидаемых результатов: при попадании между трущимися поверхностями песка

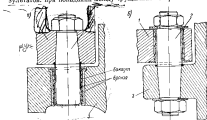


Рис. 18 Рулевые опоры первого типа: а — на петле актерштерна (какая); б — средняя опора обычного руля.
1 — штирь; 2 — втулка рудерпоста

его частицы впредссылались в бронзу и приводили к быстрому износу второй рабочей поверхности.

Наиболее стойкими в отношении истирания являются следующие комбинации материалов: морская латунь и бронза в паре с бакаутом; хромоникелевая обливочка в паре с бакаутонным подшипником; обливочка из нержавеющей стали с втулками из титановой или алюминиево-магниевого бронзы. В зависимости от материала трущихся пар допустимое удельное давление в опоре колеблется в пределах 14 (бронза — бакаут) — 45 (сталь — бронза) кгс/см².

Снижение удельного давления, позволяющее уменьшить износ трущихся поверхностей и увеличить срок службы опоры, может быть осуществлено за счет увеличения опорной поверхности. Ее размер для опор первой группы обычно характеризуется произведением диаметра на высоту рабочей части штиря. Для опор, воспринимающих вертикальные усилия (опоры азорной группы), непосредственно используется площадь рабочей поверхности.

Величина рабочей поверхности опоры во многом зависит от положения опоры. Так, опоры второй группы рационально располагать в районе баллера, где по сравнению с опорами руля величина рабочей поверхности может быть значительно увеличена.

Так как полностью избежать износа трущихся поверхностей не удается, следует располагать опоры таким образом, чтобы обеспечить их простой и дешевый ремонт. Кроме того, учитывая затруднения при снятии баллера, необходимо предусмотреть, чтобы наиболее нагруженными оказались опоры руля, ремонт

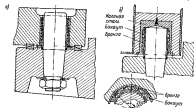


Рис. 19 Рулевые опоры второй группы: а — с опорным кольцом б — с опорой шариков.

которых выполнить значительно проще. Опора показанная на рис. 18, б является средней опорой небалансирного руля. Штырь имеет бронзовую рубашку и работает в бакуловом подшипнике.

Иногда также опоры рулей конструируются для частичного восприятия веса руля и баллера. Два типа таких опор (второй группы) показаны на рис. 19. Одна из них (рис. 19, а) является опорой балансирного руля крупнотоннажного танкера. Вертикальные усилия воспринимаются специальным опорным кольцом из каленой стали и передаются на пятку актирствения. Во втором случае (рис. 19, б) вес через вкладыш из каленой стали передается на торцовую поверхность штыря.

В последнее время большое внимание уделяется защите опорных конструкций от проникновения морской воды. Выяснено, что тем, что даже при плотной посадке рубашки штыря или баллера морская вода все равно проникает в зазор между рубашкой и основным материалом, что губительно сказывается на состоянии их рабочих поверхностей. При некотором ослаблении рубашки ее можно ее проваривание сопровождается большим механическим износом.

Один из способов защиты, применяемый в отечественном практике, состоит в следующем (рис. 20, а). В торце рубашки делается выточка. Выступ рубашки, прилегающий к баллеру или штырю заклеивается несколькими слоями стеклоткани, после чего вся выточка заполняется эпоксидной смолой. Заполнение удерживается за счет нескольких кольцевых пазов на внутренней стороне выточки.

Иногда для дополнительной изоляции от морской воды используют резиновые жгуты (рис. 20, б).

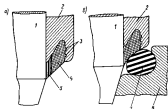


Рис. 20 Защита от проникновения воды: а — со стеклотканью; б — со стеклотканью и резиновым жгутом.

1 — баллер; 2 — штырь; 3 — выточка; 4 — заклеивание; 5 — слой стеклоткани; 6 — штырь; 7 — резиновый жгут.

Размер опорной поверхности штыря можно найти исходя из действующего на опору усилия. Возникающее в опоре удельное давление может быть определено по формуле

$$P_{\text{уд}} = \frac{A}{d_{\text{ш}}^2}, \quad (36)$$

откуда

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{A}{P_{\text{уд}}}}. \quad (37)$$

где A — максимальное усилие действующее на опору кгс;
 $d_{\text{ш}}$ — диаметр штыря с облицовкой см;
 $л$ — высота штыря, см.

Не рекомендуется принимать высоту штыря меньше диаметра штыря. При увеличении ее высоты усложняется процесс снятия руля, поэтому Правила постройки ограничивают высоту штыря

аналогична верхней опоре (см. рис. 14) небалансированного руля. Размещение опоры в верхней части руля заставило отказаться от конусного крепления баллера и перейти к креплению с помощью горизонтальной фланца.

Полубалансированные рули до недавнего времени использовались в основном на двухвинтовых судах. Они располагались в диаметральной плоскости и надежно соединялись с актерштевнем при помощи одной или двух петель. Начиная с пятидесятых годов полубалансированные рули все чаще применяются на одновинтовых транспортных судах.

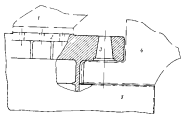


Рис. 22. Верхняя опора двухрулевого балансируемого руля

1 — баллер; 2 — фланец; 3 — цапга; 4 — оплетка актерштевня; 5 — веревка руля

Рассмотрим полубалансированный руль одновинтового судна (рис. 23). За исключением концевых петель и хвостовой кромки, весь руль выполнен полностью сварным. В верхней части он имеет киль для закрепления шпестей при снятии руля. Крепление баллера конусное. Верхняя опора совмещается с нижним подшипником баллера.

Это конструктивное решение подвергалось большой критике, когда речь шла о балансируемых рулях. Однако для полубалансированного руля такое решение вполне допустимо, так как основная опора руля располагается в районе центра тяжести площади руля. Именно эта опора воспринимает основную нагрузку и тем самым разрушает опору на баллере.

Вес руля и баллера передается на упорный подшипник баллера. Конструкция нижней опоры позволяет снять руль вниз вместе со шпестрем; часть пера, расположенная над этой опорой, делится съемной.

Кронштейн, предназначенный для крепления руля, имеет обтекаемую форму и прочно связан с актерштевнем и выбором хор

новой окантовки. Кронштейн обеспечивает более жесткое крепление руля, чем нижняя опора балансируемого руля. Одно из преимуществ такого полубалансированного руля заключается в том, что кронштейн не связан со старым-постом актерштевня, что позволяет смещать руль в корму. Это, в свою очередь, позволяет увеличить зазоры между винтом и корпусом и уменьшить вибрации корпуса. Одновременно упрощается и конструкция актерштевня так как практически сохраняется только часть его, расположенная над осью гребного винта.

Особенности рулей судов ледового плавания. У судов ледового плавания рули имеют ряд конструктивных особенностей, которые определяются условиями эксплуатации этих судов и, главным образом, значительным возрастанием нагрузок действующих на руль. Пока еще нет методов позволяющих оценить хотя бы приближенно эти нагрузки, поэтому судить о них мы можем лишь на основании анализа эксплуатации судов, которым находит отражение в рекомендациях Правил постройки.

Нагрузку на руль можно определить по формуле (32), в которой скорость v должна быть для судов класса УЛА не менее 21 узла, для класса УЛ не менее 19 узлов и для класса ЛЛ не менее 17 узлов.

Большое внимание должно быть уделено креплению руля. Рули, не имеющие опоры на актерштевне, непригодны для всех классов судов ледового плавания.

На судах класса УЛ¹ на актерштевне должно быть не меньше двух опор. Еще более жесткие требования предъявляются к судам класса УЛА, рули которых должны иметь не менее трех опор (На судах этого класса полубалансированные рули недопустимы.)

Наиболее опасные условия для рулей создаются при заднем ходе. Поэтому у всех судов ледового плавания на актерштевне за рулем должен быть шпестрь, воспринимающий давление поверхности ледя

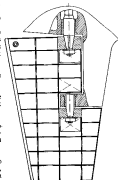


Рис. 23. Полубалансированный руль на кронштейне.

§ 10 Руль с грушей Коста. Раскрывающийся руль

С увеличением толщины рулей улучшаются пропульсивные качества судна. Это определяло переход от плоских рулей к обтекаемым. Однако резервы увеличения скорости этим не исчерпаны. Итальянский инженер Лео Коста предложил повысить эффективность работы винта за счет обтекаемой наделки на руле. Такая наделка (рис. 24), ось которой совпадает с осью гребного винта, получила название *груши Коста*.

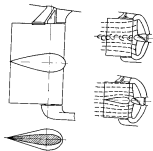


Рис. 24 Руль с грушей Коста

Эффект, достигаемый грушей Коста, возникает за счет уменьшения падения давления во внутренней зоне струи, отбрасываемой винтом, меньшего сужения струи и исключения вихрей за ступенью винта.

Увеличение скорости судна при замене обычного руля рулем с грушей Коста составляет в среднем 0,3—0,5 узла. Увеличение площади руля, попадающей в зону действия струи гребного винта, объясняет некоторое улучшение маневренных качеств. Это положение наглядно подтверждается сравнением диаметров установившейся циркуляции судна «Кулига», на котором обыкновенный руль был заменен рулем с грушей Коста. Результаты замеров диаметров циркуляции приведены в табл. 3.

Раскрывающийся руль. С точки зрения безопасности плавания способность судна резко снизить скорость так же важна, как и

Диаметры установившейся циркуляции судна «Кулига» (3600 т)

Та руль	Диаметр м	
	Правый борт	Левый борт
Обыкновенный руль	137	152
Руль с грушей Коста	108	122

способность изменить направление движения. Проблема торможения имеет особое значение для крупнотоннажных транспортных судов, у которых путь, проходимый до полной остановки, составляет ~10 длин судна и может достигать нескольких километров.

В современной практике прибегают к самым различным конструктивным мерам, направленным к сокращению пути торможения. Одной из них является раскрывающийся руль (*split rudder*), схематический чертеж которого приведен на рис. 25. Руль состоит из двух частей, шарнирно соединенных в задней части. Их вращение обеспечивается системой гидравлических расположенных внутри руля. В раскрытом положении руль создает большой тормозной эффект. Например, тормозной путь крупнотоннажного танкера после установки на нем раскрывающегося руля сократился более чем в два раза. Эта рули очень полезны также при маневрировании на малых ходах.

Недостатком раскрывающихся рулей является большая конструктивная сложность, однако для больших по размерам судов их установка вполне оправдана.

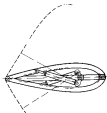


Рис. 25 Раскрывающийся руль (*split rudder*).

§ 11 Конструкции и расчет баллера

У каждого конца баллера (см. рис. 14) имеется криволинейная часть с фланцем для соединения с рулем. Эту часть принято называть лапой. Форма сечения баллера на криволинейной части (рис. 26) отличается от круглой к форме вытянутого многоугольника в месте соединения с фланцем. Если на приложившемся

участке баллера располагается опора, то диаметр баллера в этом месте увеличивается, что дает возможность при ремонте проточить изнашившуюся опорную часть, не уменьшая диаметра (по отношению к его расчетной величине).

В верхней части баллер имеет кольцевой выступ, который воспринимает вес руля и передает его на упорный подшипник. На головке баллера (верхняя часть) при помощи шпона закрепляется румпель или сектор. В торцовой части обычно делается отверстие с нарезкой для крепящегося рычага, используемого при снятии баллера.

Аналогично опорам руля опоры баллера могут быть разделены на две группы — в зависимости от направления воспринимаемых усилий. Особенностью опор баллера является значительно большая величина опорных поверхностей, что позволяет уменьшить их износ и увеличить периоды между ремонтами. Это относится главным образом к опорам, воспринимающим вертикальные усилия. У опор руля размер опорной поверхности ограничен шириной руля, поэтому целесообразно, чтобы вес руля и баллера передавался на опоры баллера.

Один из вариантов опоры баллера показан на рис. 27, а. Разъемное кольцо воспринимает вертикальные усилия и через корпус опоры передает их на прочную связь корпуса судна. На больших судах для уменьшения потерь на трение часто устанавливают подшипники качения (рис. 27, б).

Напряженное состояние баллера определяется действием передаточного или на руль крутящего момента и моментов, возникающих при изгибе баллера между опорами. О причине появления и величине крутящего момента было сказано в начале этого раздела (см. стр. 24). При определении расчетного значения $M_{кр}$ должны быть учтены потери на трение в опорах руля и баллера.

Величина изгибающего момента $M_{изг}$ зависит от гидродинамического давления, действующего на руль, числа и расположения опор руля. Например, у баллера обычного руля (см. рис. 13) с тремя и более опорами изгибающий момент пренебрежимо мал

Относительно самый большой изгибающий момент бывает у балтеров подвесных рулей (см. рис. 7, г).

Жесткость, обеспечиваемая соединением руля и баллера, позволяет рассматривать их как неразрывную балку переменного сечения.

Определение расчетного значения изгибающего момента для баллера начинают с определения геометрических характеристик сечений руля; затем выбирают по достаточно близкому соотношению отношение моментов инерции руля и баллера.

Можно считать, что для рулей, у которых верхняя опора расположена непосредственно у соединения руля с баллером, моменты верхней связей в пролетах между опорами не изменяются. Обычно вполне допустимо предположить равномерное распределение гидродинамического давления по высоте руля.

Все нагрузки через опоры руля и баллера передаются на жесткие узлы конструкции корпуса судна. Исключение представляет лишь опора на пятаке архерштевня, не выходящего руверности. Эту опору следует рассматривать как подвижную.

Для раскрытия статической неопределенности, определения опорных реакций и моментов и для построения эпюр перерезывающих сил и изгибающих моментов могут быть использованы известные методы строительной механики.

Для построения эпюр крутящих моментов нужно определить момент гидродинамической силы на руле относительно оси баллера. При этом учитываются моменты сил трения в опорах по формуле

$$M_{тр} = \frac{3}{8} \pi r^2 d \mu \quad (40)$$

где d — диаметр штыря или баллера в районе опоры, r — удельное давление, равное опорной реакции, деленной на произведение диаметра штыря на ее высоту; μ — коэффициент трения (для пары сталь—бронза $\mu = 0,3$)

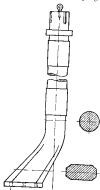


Рис. 26. Изогнутый баллер

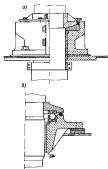


Рис. 27. Опорно-упорный подшипник баллера: а — с подшипником скольжения; б — с подшипником качения

Составление эпюр изгибающих и крутящих моментов позволяет найти расчетное сечение. Используя для оценки напряженного состояния теорию наибольших касательных напряжений можно построить эпюру приведенных моментов

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{M_{\text{изг}}^2 + M_{\text{кр}}^2} \quad (41)$$

Максимальное значение $M_{\text{пр}}$ может быть использовано для определения диаметра баллера или для сопоставления приведенных напряжений с допускаемыми если расчет носит проверочный характер.

Для определения диаметра баллера на участке, работающем только на кручение Правила постройки рекомендуют формулу

$$d = 19,7 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{4400 + \sigma_{\tau}}} \quad (42)$$

где d — диаметр баллера, см;

$M_{\text{кр}}$ — крутящий момент, клсм

σ_{τ} — предел текучести стали, кгс/см².

При определении величины крутящего момента рекомендуется формула

$$M_{\text{кр}} = P(\tau - a) \quad (43)$$

где P — условная гидродинамическая реакция на руле (формула (32));

a — отстояние оси вращения от передней кромки руля, м

x — отстояние центра давления от передней кромки, м

$$x = b \left(\frac{1}{3} + \frac{2}{3} K_3^2 \right) \quad (44)$$

b — ширина руля на уровне центра тяжести площади контура, м;

K_3 — коэффициент компенсации.

Формула Правил Постройки (42) получена на базе обычной зависимости применяемой для определения касательных напряжений

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}}$$

где $W_{\text{кр}}$ — полярный момент сопротивления. Если подставить $W_{\text{кр}} = \frac{\pi d^3}{16}$ то последняя формула может быть преобразована к виду

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}}{\frac{\pi}{16} [\tau]}} \quad (45)$$

После согласования размерности и выделения численного коэффициента из подкоренного выражения можно определить значение допускаемых напряжений

$$[\tau] = \frac{4400 + \sigma_{\tau}}{16} \quad (46)$$

Если, например, использовать для изготовления баллера сталь Ст.35 с пределом текучести 2400 кгс/см², то $[\tau] = 450$ кгс/см².

При совместном действии кручения и изгиба диаметр баллера может быть определен по формуле

$$d = 19,7 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр}}^2 + M_{\text{изг}}^2}{4400 + \sigma_{\tau}}} \quad (47)$$

Если учесть соотношение (41), то становится очевидным, что формула (47) базируется на гипотезе наибольших касательных напряжений. Приведенные допускаемые напряжения $[\sigma] = 900$ кгс/см².

В заключение остановимся на технологии изготовления баллеров и марных сталей. В зависимости от размера и формы баллеры могут быть либо литыми, либо лито-ковано-сварными. Небольшое по размеру баллеры изогнутой формы, а также баллеры любой величины, имеющие конусное соединение с рулем, делают цехово-кованными. Для их изготовления используются стали Ст.35, КМ-25, Ст.3 и Ст.4.

Сложность изготовления кованых заготовок для баллеров больших размеров (особенно их нижней части с фланцем) явилась причиной внедрения лито-ковано-сварных конструкций: дна баллера отделяется, его цилиндрическая часть отковывается, а их соединение осуществляется при помощи электрошлаковой сварки. Необходимость обеспечивать высокое качество сварного соединения обязательно следует учитывать при выборе стали для шпанки баллера: содержание углерода в ней не должно превышать 0,25%.

§ 12 Определение элементов рулевого устройства

Числовой пример

Расчетом числовой пример определения элементов рулевого устройства
Данные для расчета:

Тип судна	танкер
Водоизмещение	$D = 40\,000$ т
Длина	$L = 156$ м
Ширина	$B = 26,5$ м
Осадка	$T = 10,5$ м
Коэффициент обшивки	$\Delta = 0,73$
Скорость	$v = 17$ узлам (31,75 м/сек)
Скорость заднего хода	8,5 узла
Корма	зрейерская

Характеристики вала: диаметр $D_a \sim 6,8$ м; шаг — 5,4 м; диаметр штока — 0,65, угол — 147,933 км

1. Определенные элементы руля.

Относительная ширина руля к произведению $L \cdot T$ для танкеров вычисляется в пределах 0,012—0,020. Анализ прототипов, имеющих характеристики, близкие к характеристикам проектируемого судна, показывает, что можно принять $K = 0,014$

$$F = 0,014 L T = 0,014 \cdot 195,10 \cdot 6 = 28,8 \text{ м}^2$$

Из условия размещения руля в кормовом подоре задан высоту руля

$$h = 7,6 \text{ м}$$

Ширина руля

$$b = \frac{F}{h} = \frac{28,8}{7,6} = 3,8 \text{ м}$$

Соответствующее этим размерам относительное удлинение

$$\lambda = \frac{A}{b} = \frac{7,6}{3,8} = 2$$

находится в пределах оптимальных значений (см. стр. 17).

Принимается профиль NACA с относительной толщиной 18%

2. Определенная сила и момент на руле

Вязкость свободной поверхности

При полной осадке расстояние от вершины кромки руля до поверхности воды составляет 2 м. Относительный напор

$$\bar{h}_a = \frac{2}{7,6} = 0,26$$

Число Фруда

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{g h}} = \frac{8,75}{\sqrt{9,81 \cdot 7,6}} = 1,01$$

Эффективное удлинение (по графику на рис. 10) $\lambda_{eff} = \lambda \cdot 2,64$

Вязкость гребного винта

Поправка, учитывающая влияние гребного винта

$$r_a = 1 + \frac{r_a}{r} = 1,2$$

где r_a — площадь той части руля, которая находится в струе гребного винта

$$r_a = 25,8 \text{ м}^2$$

Отсюда

$$\frac{r_a}{r} = 0,885$$

$$\alpha_r = \frac{80}{\rho \omega^2 D_a^4} = \frac{Q}{40 \rho^2 D_a^4} = \frac{147000}{40 \cdot 8,978^2 \cdot 7,6^4} = 1,04$$

$$r_a = 1 + 0,885 \cdot 1,04 = 1,93$$

Вязкость корпуса

Для определения вязкости корпуса используется эмпирическая зависимость, рекомендованная Р. Я. Пирайдиным [7]. В том случае, когда вершина кромки руля отстоит от корпуса больше чем на толщину профиля, коэффициент попутного вихря

$$\psi_p = 0,45 \left(0,68 \lambda - 0,43 \Delta \psi_p - 0,18 \frac{2h_1 + h}{H} \right) \omega_p$$

где $\Delta \psi_p$ — поправка на форму кормы. Для криволинейной кормы $\Delta \psi_p = 0,18$

H — высота кормового подпора, $H = 9,6$ м;

h_1 — отстояние нижней кромки руля от основной линии, $h_1 = 1$ м

ω_p — коэффициент, учитывающий положение руля. Для руля в диаметральной плоскости $\omega_p = 1$

После вычисления $\psi_p = 0,355$;

$$r_k = (1 - \psi_p)^2 = (1 - 0,355)^2 = 0,42$$

Максимальное значение коэффициента подъемной силы

$$C_{F \max} = \frac{\pi}{0,58 + \frac{1}{\lambda_{eff}}} \frac{0,58}{V \lambda_{eff}} = \frac{3,14 \cdot 0,58}{\left(0,58 + \frac{1}{2,64} \right) \sqrt{2,64}} = 1,16$$

Максимальное значение подъемной силы с учетом всех поправок

$$P_y = C_{F \max} \frac{1}{2} \rho v^2 F_a r_k = 1,16 \cdot 51,8 \cdot 7,6^2 \cdot 28,8 \cdot 1,93 \cdot 0,42 = 106000 \text{ кгс}$$

Полная гидродинамическая реакция руля

$$P = 1,15 P_y = 1,15 \cdot 106 = 124 \text{ тс}$$

Поправка центра давления

$$C_x = \frac{\left(\frac{dM}{d\delta} \right)_{\delta=0}}{\left(\frac{dM}{d\delta} \right)_{\delta=0} + 2 \sin \delta}$$

Экспериментальные данные показывают, что при увеличении угла перекачки до его предельного значения (35°) законность действия коэффициента не нарушается. Поэтому для расчета этих параметров можно применять эмпирические значения угла перекачки. На основании выражений (6) и (12)

$$\left(\frac{dM}{d\delta} \right)_{\delta=0} = 0,22$$

$$\left(\frac{dC_F}{d\delta} \right)_{\delta=0} = 2,6$$

$$C_x = \frac{0,52 + \sin 35^\circ}{2,6 + 2 \sin 35^\circ} = 0,295$$

Начальное предельное значение коэффициента компенсации $K_0 = 0,23$

коэффициент момента на балласте

$$C_k = \left(\frac{2 \sin \lambda}{2 + \sqrt{4 + \lambda^2}} \sin \delta + 2 \sin^2 \delta \right) (C_x - K_0) = 0,14$$

Знак минус означает на баллере

$$M_0 - C_0 \frac{P_0^2}{2} F \delta = 0,14 \cdot 51 \cdot 4,36^2 \cdot 28,8 \cdot 3,8 = 43\,500 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

Надеем величины основных гидродинамических коэффициентов руля, используя данные, полученные при испытании его модели. Изменение коэффициентов C_F , C_x и C_z в зависимости от угла отклонения приводимо в табл. 4

Таблица 4

Расчет гидродинамических коэффициентов руля (задний ход)

Этапы расчета	δ							
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
C_F	0,00	0,28	0,55	0,83	1,07	1,12	0,90	0,72
C_x	0,03	0,04	0,11	0,23	0,34	0,47	0,60	0,67
$\cos \delta$	1,00	0,996	0,985	0,966	0,940	0,906	0,866	0,818
$\sin \delta$	0,00	0,087	0,174	0,259	0,342	0,423	0,500	0,573
$C_F \cos \delta$	0,00	0,280	0,540	0,800	1,000	1,010	0,780	0,590
$C_x \sin \delta$	0,00	0,008	0,030	0,060	0,120	0,200	0,300	0,330
C_z	0,00	0,280	0,560	0,860	1,120	1,210	1,080	0,970
C_z	0,30	0,200	0,200	0,210	0,230	0,270	0,320	0,360
$C = \frac{P_0}{\delta}$	—	-0,03	0,03	-0,02	0,00	0,040	0,062	0,130
C_0	0,03	-0,0084	-0,017	0,019	0,030	0,049	0,067	0,126
$C_0 =$	0,00	0,280	0,560	0,870	1,120	1,20	1,080	0,990
$= \sqrt{C_0^2 + C_x^2}$								

Отсутствие знака плюс и других поправок, искажающих симметрию работы руля, объясняют тем, что расчет для отклонения руля только на один борт (расчет выполнен в табл. 4.)

Максимальные значения коэффициентов, полученных в обоих случаях, даны точно близки.

3 Расчет момента на баллере на заднем ходу

Значения коэффициентов подъемной силы, лобового сопротивления и сопротивления крену, полученные экспериментально, приведены в табл. 5, 6, 7

Причем скорость заднего хода равной половине скорости впереднего хода и преобразован некоторым количеством ее значения на-м значения корпуса и гробовых килей.

Величина максимального момента на баллере на заднем ходу

$$M_0 \text{ на } C_0 \text{ на } \frac{P_0^2}{2} F \delta = 0,41 \cdot 51 \cdot 4,36^2 \cdot 28,8 \cdot 3,8 = 43\,500 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

высказано мнение, что момент переднего хода, что позволяет сделать заключение о правильном выборе коэффициента сопротивления. Следовательно, процедура только значительную величину $M_0 = 0,23$ можно считать окончательной

Таблица 5

Расчет гидродинамических коэффициентов руля (задний ход)

Этапы расчета	δ				
	0°	5°	10°	15°	20°
C_F	0,00	0,22	0,45	0,58	0,50
C_x	0,05	0,08	0,20	0,42	0,60
$C_F \cos \delta$	0,00	0,22	0,44	0,56	0,47
$C_x \sin \delta$	0,00	0,01	0,03	0,11	0,21
C_N	0,00	0,23	0,47	0,67	0,68
$C_z = x$ (от передний крен)		0,67	0,86	0,84	0,8
$C_z = x$ (от задний крен)		0,64	0,63	0,62	0,58
$C_0 = x$	—	0,147	0,295	0,410	0,395

4 Определение диаметра баллера

При определении размера на оторках носом достигнуто с необходимостью момента креном своей между оторками. Расчетная схема связи руля — баллер показана на рис. 28. Концентрация нагрузки на первом пролете приводит к некоторой опасности в близости оторки.

Раскрытая статическая неопределенность по торцам трех моментов, получив

$$\frac{M_1}{3EI} + \frac{P_1^2}{24EI} = \frac{M_2}{3EI}$$

для рулей с базисом и размерами в относительной толщине от оторки $\frac{l}{r} \approx 5$ оторки

$$M = \frac{P_1^2}{8(I_1 + I_2)} = 0,036 P_1^2$$

Разность на второй оторке

$$R_2 = \frac{P}{2} - \frac{M}{l_2} = 0,5P - 0,036P = 0,464P$$

Разность на третьей оторке

$$R_3 = \frac{P}{2} + \frac{M}{l_3} = 0,5P + 0,036P + 0,072P = 0,608P$$

Разность на первом оторке

$$R_1 = \frac{M}{l_1} = 0,072P$$

Подставляя значения $l_1 = 9 \text{ м}$, $l_2 = 4,5 \text{ м}$, $P = 125 \text{ м}$ получим $R_1 = 58 \text{ м}$, $R_2 = 76 \text{ м}$, $R_3 = 9 \text{ м}$. Максимальная изгибающая момент на баллере $M_{\text{max}} = 40,5 \text{ мм}$

Крутящий момент. Расчетные значения крутящего момента складываются из момента гидродинамической реакции на руль и момента от трения в опорах. Диаметры штирей и баллера при этом могут быть заданы приближенно $d_{ш} = 0,4$ м, $d = 0,6$ м.

Момент от трения в опорах

$$M_{т1} = \frac{3}{8} \pi \rho \delta d_{ш} R_1 = \frac{3}{8} \cdot 3 \cdot 14 \cdot 0,3 \cdot 0,2 \cdot 58 = 4,1 \text{ тм}$$

$$M_{т2} = \frac{3}{8} \pi \rho \delta d R_2 = \frac{3}{8} \cdot 3 \cdot 14 \cdot 0,3 \cdot 0,3 \cdot 76 = 8,0 \text{ тм}$$

$$M_{т3} = \frac{3}{8} \pi \rho \delta d R_3 = \frac{3}{8} \cdot 3 \cdot 14 \cdot 0,3 \cdot 0,3 \cdot 9 = 1,0 \text{ тм}$$

Максимальный крутящий момент (пролет 2—3) $M_{кр} = 60,5$ тм.

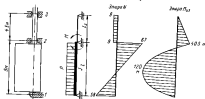


Рис. 28 К расчету руля и баллера
1, 2, 3 — опоры.

Диаметр баллера. Принимая в качестве расчетного сечения баллера у опоры 2 (рис. 28), определим величину нормальных и касательных напряжений как функцию диаметра баллера

$$\sigma = \frac{M_{кр}}{W} = \frac{60,5 \cdot 10^6}{0,1d^3} = 60,5 \cdot 10^6 \frac{1}{d^3}$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{60,5 \cdot 10^6}{0,2d^3} = 30,25 \cdot 10^6 \frac{1}{d^3}$$

По известным предельным касательным напряжениям

$$\sigma_{пред} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \frac{1}{d^3} \cdot 10^6 \sqrt{(60,5)^2 + 4(30,25)^2} = 73,5 \cdot 10^6 \frac{1}{d^3}$$

Принимая допустимые напряжения равными 960 кгс/см^2 получим диаметр баллера

$$d = \sqrt[3]{\frac{73,5 \cdot 10^6}{[\sigma]}} = 43,5 \text{ см}$$

Определение диаметра баллера
по Правилам постройки Регистра СССР

Минимальная площадь руля

$$F_{мин} = \pi R^2 \frac{LT}{100} \left(0,75 + \frac{150}{L} \right) = 1,1 \frac{195 \cdot 10,6}{100} \left(0,75 + \frac{150}{L} \right) = 27 \text{ м}^2$$

Условие гидродинамическая сила на руле

$$P = 152 P_0^2 = 15 \cdot 128,8 \cdot 17^2 = 125.000 \text{ кгс}$$

Положим центр давления

$$x = \left(\frac{1}{3} + \frac{3}{2} R^2 \right) \cdot 0,33 + 1,5 \cdot 0,27 = 0,416$$

Крутящий момент

$$M_{кр} = P(x - a) = 125(0,416 - 0,33) = 8,5 \text{ тм}$$

Натяжной момент, действующий на нижнюю часть баллера $M_{нат} = 40,5$ тм
Диаметр баллера

$$d = 19,7 \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{кр}^2 + M_{нат}^2}}{4800 + \sigma_2}} = 19,7 \sqrt[3]{\frac{\sqrt{8,5^2 + 40,5^2} \cdot 10^6}{4800 + 2400}} = 47,2 \text{ см}$$

Диаметр баллера, полученный с использованием рекомендации Правил постройки, несколько превышает значение, полученное ранее на базе теоретических и эмпирических формул. Правила постройки при определении диаметра баллера и других конструктивных размеров не дают возможности задать величину тела профиля, относительного удлинения руля, его толщину и т. д. Они позволяют определить лишь характерные значения, которые не могут быть применены даже при незначительном теле профиля, удлинения и т. д.

5. Определение размеров штиря.

Значение реакции на нижней опоре руля (вершине опоры руля совмещена с баллером) $A = 58$ т.

Для штиря используется сталь Ст.35 с пределом текучести $\sigma_s = 2400 \text{ кгс/см}^2$
Минимальный диаметр штиря по Правилам постройки [формула 138] I

$$L_{ш} = 31 \sqrt{\frac{A}{4800 + \sigma_s}} = 31 \sqrt{\frac{58.000}{4800}} = 29 \text{ см}$$

Толщина обшивки штиря

$$t = \frac{d_{ш} + 23,5}{32} = \frac{29 + 23,5}{32} = 1,65 \text{ см}$$

Диаметр штиря с обшивкой (формула I — 2,9 см) $d_{ш} = 33$ см. Принимаем угол штиря $\alpha = 1,24_{град}$, получим $\pi = 38,6$ см.

Округленно высота штиря $\pi = 40$ см

Удельное давление в опоре руля

$$P_{уд} = \frac{A}{d_{ш}^2 \pi} = \frac{58.000}{33 \cdot 40} = 44 \text{ кгс/см}^2$$

Допустимое удельное давление для штиря с бронзовой обшивкой равно 45 кгс/см^2 , т. е. принятые размеры штиря можно считать окончательными.

РУЛЕВЫЕ ПРИВОДЫ

§ 13 Общие положения

Рулевые приводы предназначены для непосредственного выполнения перекладки руля и контроля его положения и движения. Составными частями рулевого привода являются:

1. Устройство для передачи момента от рулевой машины к баллеру, которое также именуется рулевым приводом.
2. Рулевая передача, осуществляющая связь между постом управления и рулевой машиной.
3. Рулевая машина.
4. Система контроля.

Можно назвать три режима работы рулевых приводов: маневрирование на малых ходах, требующее больших изменений в углах перекладки с умеренной скоростью; обеспечение устойчивого движения на заданном курсе при максимальной скорости (для этого необходимы малые изменения в углах перекладки с малой угловой скоростью); маневрирование на больших скоростях, когда совершаются перекладки на значительные углы с большими угловыми скоростями.

Последний режим является определяющим с точки зрения мощности рулевого привода.

К рулевому приводу следует предъявлять требования, которые вытекают из особенностей маневрирования: удобства эксплуатации, экономичности, надежности и т. д.:

1. Рулевой привод должен обеспечивать перекладку руля на нужный угол и сохранять его положение до следующей команды.
2. Перекладка руля должна осуществляться в заданное не позднее время.
3. Управление рулевым приводом не должно быть утомительным для рулевого.
4. Рулевой привод должен обеспечить контроль положения руля.
5. В приводе должна быть предусмотрена возможность ограничения величины усилий, чтобы не перегружать детали устройства.
6. Наряду с основным должны быть предусмотрены запасной и аварийный рулевые приводы.

§ 14 Типы рулевых приводов

Рулевой привод обеспечивает передачу усилия от рулевой машины к баллеру.

Существуют три простейших типа рулевых приводов: продольно-румпельный, поперечно-румпельный и вращательный. Более

сложные приводы представляют собой различные комбинации простейших приводов.

Самым простым является продольно-румпельный привод, в котором рушитель, насаженный на голову баллера, расположен в продольном направлении. Этот привод часто использовался в комбинации со штуртросной проводкой — гибкой связью, передающей усилие от барбана рулевой машины к руштелю.

Рассмотрим особенности работы продольно-румпельного привода (рис. 29, б). Если точку O считать точкой румпеля, то траекторией ее движения будет окружность. Если же точку O отнести к штуртросу, то ее траектория является эллипсом, так как сумма расстояний $ОД$ и $ОА$ постоянна. Очевидно, что одно из этих движений не может быть осуществлено. Фактически точка O движется по окружности, в связи с чем сумма отрезков $ОД$ и $ОА$ не имеет постоянного длины — в штуртросе появляется slack.

Самой распространенной мерой для устранения slack является включение ползуна. За счет перемещения ползуна вдоль румпеля центр его вращения движется прямолинейно. Этот принцип используется во многих рулевых приводах (рис. 29, а).

На современных судах продольно-румпельный привод находит широкое применение, особенно в комбинации с гидравлическими рулевыми машинами.

В поперечно-румпельном приводе румпель представляет собой дуговой рычаг. В настоящее время название привода стало условным, поскольку румпель может быть ориентирован как поперек, так и вдоль судна.

На малых судах поперечный румпель часто комбинируется с шатовым механизмом перекладки руля. Эта система носит название винтового привода или привода Девиса (по имени изобретателя). Винт (рис. 30), имеющий правую и левую нарезки, при вращении вызывает перемещение гаек в противоположных направлениях. Усилие от каждой из гаек передается на соответствующий рычаг румпеля и тем самым вызывает вращение баллера. Основным недостатком винтового привода является жесткость всех его элементов, что даже на малых судах часто приводит к поломкам резьбы.

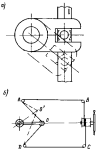


Рис. 29. Продольный румпель: а — с ползунком; б — со штуртросной проводкой.

Поперечно рулевыми приводом находят широкое применение на крупных современных судах и обычно обслуживаются четырехплунжерными гидравлическими машинами большой мощности.

Секторный привод впервые был использован для устранения конструктивной слабости в штуртросной проводке (рис. 31), так

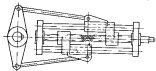


Рис. 30. Витинком концевые рулевыми тросы

как при вращении сектора штуртрос всегда сходит с него в одной точке (что исключает появление слабости).

Более простым оказалось зубчатое соединение сектора с ведущей шестерней рулевой машины. Основной недостаток такой

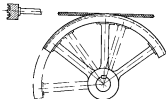


Рис. 31. Секторный привод со штуртросом

связи сектора и рулевой машины заключается в отсутствии запятого звена, что приводит к частым поломкам зубчатого зацепления.

Распространенным является комбинированный секторно-рулевым привод (рис. 32), в котором сектор свободно вращается на баллере. Здесь продольный румель при помощи шпикот жестко связан с баллером, а сектор и румель соединены пружинным амортизатором. Таким образом передаваемые от руля ударные

нагрузки частично или полностью гасятся до зубчатого зацепления. Конструкция амортизатора такова, что пружины работают на сжатие. Это предотвращает нарушение связи между соединяемыми элементами и в случае поломки пружины.

При определении конструктивных размеров деталей рулевого привода должен быть обеспечен 2,5-кратный запас прочности по отношению к пределу текучести. Передаваемый на баллер расчетный момент следует определять по формуле (43). Полученные

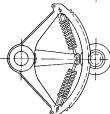
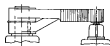


Рис. 32. Секторно-рулевым привод

Очень часто в процессе эксплуатации руля испытывает действие нагрузок, величина которых выше расчетных. К ним можно отнести давление льда, усилии, возникающие при ударах руля о различные плавучие предметы, и т. д. Обычно распространение этих нагрузок ограничивается амортизаторами, однако проверять прочность элементов рулевого устройства на действие этих нагрузок или обратного момента все равно необходимо.

Обратный момент соответствует появлению в баллере касательных напряжений, равных пределу текучести. Величину момента можно определить по формуле рекомендуемой Правилами постройки,

$$M = 9820 d^2 l 10^{-3} \text{ кгс м} \quad (48)$$

где σ — предел текучести материала баллера кгс/см^2

d — диаметр баллера, см

Напряжения, вызываемые обратным моментом в деталях рулевого привода, не должны превышать 0,95 σ .

Рулевые передачи обеспечивают связь поста управления с рулевой машиной, осуществляющей посредством того или иного привода перекачку руле. Если рулевая машина и рулевой привод разделены, то функцией рулевой передачи является передача усилия, необходимого для перекачки руля. На современных судах рулевые машины обычно совмещают с рулевыми приводами. Это позволяет избежать значительных потерь энергии при передаче усилия к рулевому приводу.

Основным типом передач, обеспечивающих связь рулевой машины и румпеля в том случае, когда они разобщены, является штуртросная передача (см. стр. 55). Штуртросы изготавливаются из стальных тросов, стальных прутков и цепей. Важным элементом передачи является устройство для устранения слабину.

Помимо рассмотренной выше конструктивной слабину в гибких связях может иметь место монтажная и эксплуатационная слабина. Первая является следствием дефектов монтажа, вторая неизбежно возникает в результате вытягивания связей сведением опор блоков и т. д.

Из-за слабину в штуртросах возникают ударные нагрузки, так как некоторый промежуток времени руль может вращаться практически без сопротивления, накапливая значительную кинетическую энергию.

При наличии в штуртросе слабину снижается точность контроля положения руля. Поэтому в штуртросы при компоновке обязательно включают амортизаторы и тапеллы.

Интересной особенностью штуртросов является то, что эта связь проектируется со слабым звеном. Разрыв штуртроса в любом месте ведет к тому, что судно теряет управляемость. Если штуртрос спроектирован как равнопрочная связь, то нельзя предсказать место возможного разрыва и заблаговременно принять меры для предотвращения аварии. Включение в штуртрос ослабленного звена позволяет быстро произвести ремонт, заменив вышедший из строя элемент запасным.

Чаще всего ослабленный элемент представляет собой звено цепи, разрывная нагрузка которого на 10—15% ниже, чем у всех остальных элементов штуртроса.

Для рулевых машин, совмещенных с рулевым приводом и баллером, рулевые передачи являются частью системы управления.

Остановимся на некоторых типах передач. Широкое применение имела валиковая передача, которая используется на малых судах и в настоящее время. Передача состоит из стальных валков сплошного или трубчатого сечения диаметром 30—38 мм. В тех местах, где передача изменяет направление, используются универсальные шарниры или конические зубчатые передачи. При повороте валиковой передачи обеспечивается, например связь

между постом управления, расположенным обычно в средней части судна, и эолитником паровой рулевой машины, находящейся в рулевальном отделении в корме.

К основным недостаткам такой передачи следует отнести большие искажения передаваемого сигнала в результате скручивания валков и люфтов в их соединениях. Следует отметить и большую конструктивную сложность валиковой передачи: большое коли-

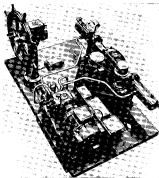


Рис. 33 Элемент гидромеханической передачи с гидромеханической передачей.

чество опор — отверстий в переборках, устройств для компенсации продольных смещений валков и т. д. Нельзя забывать и о том, что деформация корпуса судна часто приводит к заеданию передачи.

Основное место в современной судовой практике занимают гидравлические и электрогидравлические передачи. Гидравлическая передача (рис. 33) состоит из шланжера с поршнем, который приводится в движение штурвалом, и исполнительного телемотора, регулирующего работу рулевой машины. Рабочая среда (чаще всего глицерин с водой) заполняет трубки диаметром от 10 до 15 мм соединениями командный и исполнительный посты. Гидравличе-

скал передача обязательно должна иметь устройство для выравнивания давления в системе.

Защиточная передача состоит из системы самосмазки вращающихся двигателей.

При вращении штурвала ток, возбуждаемый в роторе передвигающегося двигателя (генератора), вызывает вращение ротора при емника, в точности совпадающее с вращением ротора передающего двигателя. Возникающее и принимаемое движение используется для управления рулевой машиной.

§ 18 Рулевые машины

Аналогично другим палубным механизмам рулевые машины делятся на ручные, паровые, электрогидравлические и электрические. В современных рулевых устройствах чаще всего применяются электрогидравлические машины, где перекачка руля выполняется непосредственно гидромотором.

Не останавливаясь на общих преимуществах и недостатках различных типов приводов рассмотрим некоторые рулевые машины и системы контроля.

Ручные рулевые машины различают по их мощности, которая характеризуется тягой на рабочем барабане. Как правило, ручные рулевые машины комбинируют со штуртросной проводкой. Например, ручной рулевой машине с тягой на барабане до 700 кг соответствует стальная штуртрос диаметром 13 мм. Вес такой рулевой машины составляет около 80 кг.

Так как рулевые машины целесообразно рассматривать вместе с системами контроля, рассмотрим сначала, каким образом контролируется положение и движение руля.

Торможение руля в нужном для маневра положении может осуществляться непосредственно рулевым. Так при перекачке на правый борт на 10° рулевой вращает штурвал вперед и контролирует положение руля по указателю. Торможение руля осуществляется вращением штурвала назад в исходное положение. При таком способе контроля необходимо большое число операций штурвалом. Процесс управления судном утомителен и требует большой внимательности.

При использовании следующей системы контроля для перекачки руля, например, на 10° штурвал поворачивается на вполне определенный угол. Торможение осуществляется автоматически. В этом случае руль как бы следит и следует за движением штурвала что и определяет название этой системы.

Рассмотрим несколько типов рулевых машин со следящими системами.

На рис. 34 приведена схема гидрогидравлической рулевой машины с продольно-рулевым приводом. Усилие от штока гидrocилиндра передается на румпель посредством ползуна

Насос этой системы приводится в действие паровой машиной с механическим следящим контролем. Основным элементом системы контроля является рычаг, шарнирно скрепленный со штоком золотниковой коробки паровой машины. Движение одного плеча рычага осуществляется по команде с поста управления. При этом рычаг вращается относительно конца второго плеча, связанного с баллером, и приводит в действие рулевую машину. При своем вращении баллер перемещается в конец второго плеча

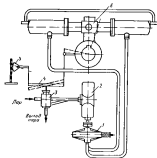


Рис. 34 Схема гидрогидравлической рулевой машины с механическим контролем.

1 - насос; 2 - паровая турбина; 3 - золотниковая коробка; 4 - рычаг контроля; 5 - пост управления; 6 - рулевая.

таким образом, что шток золотниковой коробки занимает исходное положение и рулевая машина останавливается.

Регулировкой всей системы достигается точное согласование числа оборотов штурвала с углом поворота баллера.

Электрический рулевой привод со следящей системой контроля схематически показан на рис. 35.

Рулевой штурвал приводит в движение перемещающийся контакт реостата с сопротивлением R_m , имеющего электрическую связь со вторым реостатом, сопротивление в котором R_n меняется в зависимости от положения баллера. Если например, штурвал вращается по стрелке, то сопротивление R_n увеличивается. Генератор напряжение в обмотке которого контролируется регуля-

тором поля обеспечивает энергией исполнительный рулевой двигатель. Направление вращения исполнительного рулевого двигателя для рассматриваемого случая соответствует увеличению сопротивления R , и уменьшению тока в регуляторе поля. В тот момент, когда рудь занимает нужное положение, сопротивление R становится равным R_0 , и рулевой двигатель останавливается.

В заключение рассмотрим электрогидравлический рулевой привод с электрической рулевой передачей и следящей системой контроля (рис. 36). Сигнал поступающий от штурвала, вызывает

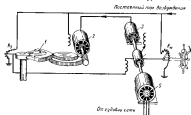


Рис. 35. Электрогидравлический рулевой привод с электромагнитным контролем. 1 — насос; 2 — электродвигатель; 3 — дифференциал; 4 — регулятор; 5 — цепь контроля; 6 — рулевой цилиндр.

вращение дифференциала, контролирующего поступление рабочей жидкости к гидравлической рулевой машине. При переключении руля переключается зубчатый ремень, который через промежуточный вал вращает дифференциал в обратном направлении. К моменту, когда угол переключения достигнет нужной величины, дифференциал занимает исходное положение и поступление рабочей жидкости прекращается. Рулевая машина готова к выполнению следующей команды.

На рис. 36 показан в запасной агрегат позволяющий быстро возобновить работу рулевого устройства при поломке основного двигателя или насоса.

Отечественные электрогидравлические рулевые машины выполняются в двух вариантах: двухцилиндровые, с моментом до 10 тм, и четырехцилиндровые, с моментом до 160 тм.

Рабочее давление колеблется от 70 до 100 кгс/см^2 . Рулевые машины, обеспечивающие момент на баллере до 10 тм, предназначены для работы с одним или двумя рулями; при больших значениях момента — для обслуживания только одного руля

Мощность аварийного привода составляет примерно 25% мощности основного.

Электрогидравлические рулевые машины имеют преимущества перед электрическими, так как они обеспечивают более гибкую регулировку скоростей в широком диапазоне и точный контроль положения руля. Вес электрических машин, приходящийся на один тонно-метр момента на баллере, выше на 20—30%.

Существенным параметром электрогидравлических рулевых машин является рабочее давление, которое сильно влияет на их вес. Например, при давлении в 100 кгс/см^2 удельный вес рулевых машин (т. е. вес, отнесенный к моменту на баллере) снижается от 750 кгс/тм до 340—350 кгс/тм при увеличении момента от 1 до 10 тм. Для рулевых машин с моментом более 20 тм удельный вес становится практически постоянным и равен 230 кгс/тм .

При повышении давления до 120 кгс/см^2 снижается вес рулевых машин с моментом до 10 тм не удается. Однако для более мощных машин выигрыш в весе составляет до 20—25%.

Мощность основного рулевого привода регулируется переключением Правилми на стройки. Рулевой привод обеспечивает переключку руля от 35 с одного борта до 30° на другой борт за время, не превышающее 28 секунд. Для меньших углов переключения время на эту операцию сокращается пропорционально уменьшению угла. Основной рулевой привод должен обеспечивать непрерывную переключку руля с борта на борт при максимальной скорости в течение 10 минут (не менее). Привод может быть ручным, если при выполнении изложенных условий усилие на рукоятке штурвала не превышает 12 кг, а число оборотов штурвала при этом не более 25 в минуту.

Рулевые машины подбираются по величине наибольшего крутящего момента на баллере с учетом потерь на трение в опорах руля и баллера. Основой для подбора служат график моментов на баллере построенный в зависимости от угла переключения.

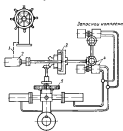


Рис. 36. Схема электрогидравлического рулевого привода с электромагнитным контролем. 1 — электродвигатель; 2 — насос; 3 — дифференциал; 4 — штурвал; 5 — цепь контроля; 6 — рулевой цилиндр.

§ 17. Вспомогательные рулевые приводы

Безопасность плавания судна в большой степени зависит от надежности работы рулевого устройства. Существуют определенные методы обеспечения аварийности рулевых приводов, в соответствии с которыми практикуется полное дублирование силового комплекса (электродвигателей и насосов) и использование других источников энергии. Часто устанавливаются вспомогательные приводы меньшей мощности.

На случай поломки основного и запасного приводов предусматривается возможность перекладки руля при помощи специальных румель-талей. Таким образом минерирование обеспечивается тремя практически независимыми друг от друга рулевыми приводами. Рассмотрим каждый из них подробнее.

После выхода из строя основного привода неуправляемое судно может оказаться в очень тяжелом положении, поэтому переход на запасной рулевой привод должен быть осуществлен возможно быстрее. По Правилам постройки на это отводится не более двух минут.

Для электрических и гидравлических приводов устанавливаются запасные двигатели и насосы, причем для питания основного и запасного комплексов служат различные источники энергии. В гидравлическом приводе на случай выхода из строя источника питания иногда устанавливается ручной насос.

При отсутствии запасного комплекта двигателя и насосов предусматривается вспомогательный ручной привод, мощность которого определяется из следующих условий: при скорости переднего хода, равной половине максимальной скорости судна (но не менее 7 узлов), перекладка руля от 20° с одного борта до 20° на другой борт должна осуществляться за время, не превышающее 60 секунд. При перекладке на максимальный угол время не ограничивается.

Основной и вспомогательный приводы могут иметь лишь один общий элемент — чаще всего сектор или румель. Как правило, вспомогательный привод устанавливается не ниже палубы переборки. Вопрос о том, должен ли вспомогательный привод иметь специальную рулевую машину или быть ручным, решается на основании норм изложенных выше.



Рис. 37 Ручной вспомогательный привод.

На рис. 37 показан ручной вспомогательный привод, приводящий в движение сектор.

В заключение отметим, что на рулевом приводе (секторе румя) и на палубе предусматриваются приспособления для закладки румель-талей.

§ 18. Особые рулевые приводы

Большинство новых оригинальных рулевых приводов представляет собой тот или иной вид гидравлических машин. Чаще всего в них осуществляется отказ от румпеля или сектора с передачей необходимого момента непосредственно на баллер, превращающийся, таким образом, в элемент гидравлического двигателя.

Рассмотрим несколько таких приводов.

Гидравлический лопастной рулевой механизм внедряется на малых промышленных и транспортных судах от kateren и траулерах до танкеров рудников действом 25—30 000 м немецкой Общества электрической компании (ФРГ). На рис. 38, а показано устройство гидравлического лопастного рулевого механизма в котором вращающаяся часть с лопастями — ротор — соединяется непосредственно с баллером. Кольцевой зазор между ротором и цилиндром разделен неподвижными сегментами. Необходимый вращательный момент создается за счет подпора рабочей среды в правую или левую (относительно лопатки) полость. Рулевой привод (рис. 38, б) состоит из лопастного рулевого механизма, гидравлического насоса с регулируемой производительностью, электродвигателя, контролера, системы клапанов и трубопроводов, рулевой передачи и системы контроля.

Основными преимуществами этого привода являются простота, компактность и малый вес. В нем отсутствуют сектор (румель) и рабочие цилиндры, обязательные при других гидравлических приводах, а вес, приходящийся на момент в 1 тм составляет 130—140 кг/см, что значительно меньше, чем у электродвигательных рулевых машин, рассмотренных выше. Рабочее давление у лопастного механизма равно 45—50 кгс/см². Крепление неподвижной части механизма к палубе при помощи амортизаторов позволяет уменьшать вероятность поломки, вызываемых ударными нагрузками, направляемыми перпендикулярно к оси баллера.

В гидравлическом лопастном рулевом механизме могут быть применены три системы контроля: гидравлическая, электрическая и механическая.

Рулевой привод с использованием принципа гидравлического шарнира. На рис. 39 показан гидравлический шарнир. При подходе рабочей среды в одну из полостей между корпусом и гайкой гайка совершает вращательно-поступательное движение, которое через рубашку передается на баллер. Совмещение гидравлического шарнира с баллером делает привод очень компактным и позволяет практически отказаться от румельного отделения.

35—40°, заставляет прабегать к устройствам, ограничивающим это движение. В настоящее время практикуется согласованная система трех ограничителей.

Первый ограничитель по достижении рулем предельного угла обеспечивает остановку рулевой машины. Нет необходимости

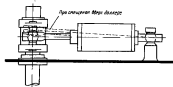


Рис. 40 Привод Соффье

рассматривать его подробно так как при любом типе рулевой машины отклонение привода в предельном положении может быть осуществлено достаточно просто.

Второй — ограничитель движения сектора или румпеля — допускает перекладку на 1° 30' больше, чем ограничитель рулевой машины. Чаще всего этот ограничитель представляет собой прочный упор на палубе.

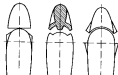


Рис. 41 Ограничители перекадки руля

Третий ограничитель непосредственно останавливает руль. Допускаемый им угол на 1° 30' больше, чем угол, допускаемый вторым ограничителем.

На рис. 41 показаны несколько конструктивных вариантов ограничителей перекадки руля.

Правила постройки рекомендуют максимальные углы перекадки: для плоских рулей — 35°, для обтекемых — 32°. Однако некоторые экспериментальные данные свидетельствуют о возможности повышения маневренных качеств за счет увеличения предельного угла перекадки.

В одном из экспериментов при увеличении угла с 35° до 45° диаметр тактической циркуляции уменьшился на 0,6 длины судна. Это можно объяснить различием между геометрическим углом

перекадки руля и эффективным углом атаки. Например, только за счет влияния рудерпоста и угла дрейфа он может достигать 20°. Отмеченная возможность увеличения маневренности тем более заслуживает внимания, что и перекадки на предельные углы прабегает чрезвычайно редко и к силу различных критических обстоятельств.

При ремонте рулевого устройства как при ручном управлении может возникнуть необходимость затормозить руль. Согласно Правилам постройки тормозное устройство должно быть спроектировано таким образом, чтобы удерживать руль в любом положении при скорости, равной половине максимальной (но не меньше 6 узлов). При использовании рулевых приводов с гидравлическими механизмами рулевые тормоза не устанавливаются, так как торможение руля легко осуществить за счет ограничения движения рабочей среды.

ГЛАВА 5

АКТИВНЫЕ СРЕДСТВА УПРАВЛЯЕМОСТИ

§ 19. Активные рули

Существенным недостатком рулей является резкое снижение их эффективности при уменьшении скорости судна. Часто это приводит к практической полной потере маневренности на малых ходах. В свою очередь, значение маневренности возрастает при плохой видимости, движении в узкостях, а акватории порты и при некоторых других обстоятельствах, когда скорость судна существенно снижается. Незначительная эффективность рулей при отсутствии хода усложняет швартовку судна и отход от стенки при малом ветре. Плохая управляемость на малых ходах приводит к необходимости пользоваться буксирами что значительно повышает портовые расходы.

Все это заставляет искать такие средства управляемости эффективность которых не зависела бы от скорости судна. Подобную задачу можно решать либо изменением направления струи, отбрасываемой винтом, либо создавая вспомогательные устройства, не связанные с основным винто-рулевым комплексом и способные создавать момент относительно ЦТ судна и обеспечивать его маневрирование. Рассмотрим некоторые активные средства обеспечения управляемости.

Активным рулем (рис. 42). В пере активного руля помещен вспомогательный гребной винт. При перекадке руля меняется направление упора, создаваемого этим гребным винтом, что позволяет судну совершать определенные маневры даже при отсутствии хода. В отличие от обычных рулей у активных рулей угол пере-

кладки изменяются в значительно более широких пределах. Благодаря этому удается получить упор даже в поперечном по отношению к ДП направлении. Вспомогательный винт приводится в движение собственным электродвигателем, расположенным в специальном утолщении, аналогичном гребне Коста. Питание к электродвигателю подводится через пустотелый баллер. Управление активным рулем осуществляется непосредственно с ходового мостика.



Рис. 42 Активный руль

Гребной винт активного руля относится к категории тяжело нагруженных винтов, поэтому его помещают в насадку. Насадка нормирует и, в д. винта и одновременно предотвращает его повреждение.

Оригинальный вариант активного руля был разработан институтом Гирорыбпром (Клайпедское отделение). В этой конструкции вспомогательный винт по средством валковой передачи

приводится в движение электродвигателем, который расположен в корме судна. Такое решение позволило упростить конструкцию руля и электродвигателя.

При испытаниях активных рулей было отмечено, что одновременной работе основного и вспомогательного винтов соответствует больший прирост скорости, чем при увеличении мощности основной силовой установки. Объяснить это можно тем, что вспомогательный винт оказывает благоприятное воздействие на работу основного винта.

§ 28 Поворотные насадки

Принцип действия поворотных насадок заключается в изменении направления струи, отбрасываемой винтом. Обычно насадку используют как средство повышения пропульсивных качеств гребных винтов с большой нагрузкой. Однако суда с неподвижными насадками имеют плохую маневренность на заднем ходу. Применение поворотных насадок (рис. 43) позволяет улучшить маневренность и на переднем и на заднем ходу.

Так же, как и у рулей, эффективность поворотной насадки определяется величиной боковой силы. Значение коэффициента боковой силы C_b может быть найдено по зависимости предложенной Л. А. Соколовым

$$C_b = \frac{2,5}{1 + 1,57 \frac{L}{D_n}} \left(1 - 0,73 \frac{u}{v} \right) \left(1 + \frac{u}{v} \left[0,72 + \left(1,23 - 0,6 \frac{L}{D_n} \right) \frac{L}{D_n} \right] \right) + \frac{C_D}{2} \quad (40)$$

где L — длина насадки;
 D_n — диаметр насадки;
 u — скорость, вызванная в диске винта

$$\frac{u}{v} = (1 - T - \sigma_v - 1)$$

C — безразмерный коэффициент упора насадки при $\delta = 0$

$$C_{b0} = 0,5 \frac{Q_m}{\rho v^2 D_n^2} \quad (50)$$

Сравнение рулей и поворотных насадок позволяет убедиться в преимуществах последних. По данным, полученным при испытаниях натурных судов, поворотная насадка обеспечивает такую же, как у руля, боковую силу при углах перекалки, равных примерно $2/3$ от углов перекалки руля. При равной боковой силе момент на баллере насадки равен приблизительно половине момента на баллере руля.

Недостатком поворотных насадок является конструктивная сложность; кроме того, она менее надежна. Этим объясняется недостаточное широкое применение их даже на тех судах, для которых рационально применять обычную насадку как средство повышения к. п. д. винта.

Руль-винт. Для небольших судов удается совместить средство движения и средство управляемости в одном механизме. Таким механизмом является руль-винт, дающий возможность изменить направление упора вращения всего устройства вокруг вертикальной оси. Отметим, что подвеской лодочный мотор также относится к рулевым устройствам типа руль-винт.

Руль-винты обеспечивают высокую маневренность судов и позволяют даже получить задний ход без реверса двигателя. Так как с увеличением мощности конструктивная сложность рулей-винтов значительно возрастает, они не находят применения на судах средних и больших размеров.



Рис. 43 Поворотная насадка

§ 21 Подруливающие устройства

В последние годы все более широко используются различные подруливающие устройства, улучшающие маневренность на малых ходах и при отсутствии хода.

Подруливающие устройства не взаимодействуют с гребным винтом судна и являются совершенно самостоятельным средством управления.

Вопрос о необходимости применения подруливающих устройств на проектируемом судне должен решаться с учетом его назначения, характера эксплуатации и конструктивных особенностей. Большие

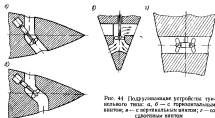


Рис. 44 Подруливающие устройства: туннельного типа: а, б — с горизонтальным винтом; в — с вертикальным винтом; г — со сдвоенным винтом

начальные затраты будут оправданы только в тех случаях, когда применение подруливающего устройства позволит сократить время пребывания судна в порту, облегчить часто повторяющиеся швартовные операции, отказаться от использования буксиров и т. д.

Так, например, не вызывает сомнения целесообразность применения подруливающих устройств на шхерах и крупных пассажирских судах.

Наибольшее распространение получили в настоящее время подруливающие устройства туннельного типа (рис. 44). Сдвоенный туннель позволяет создать упор в обоих направлениях. Изменение направления упора достигается за счет реверса двигателя, угла лопки винта регулируемого шага или применения двух винтов. В первом варианте (рис. 44, а, б) при одинаковом числе оборотов винта полезная составляющая реакция отбрасываемой струи имеет различное значение. Во втором, несколько более сложном варианте реакции одинаковы (рис. 44, в).

На рис. 44, а приведена схема подруливающего устройства, в котором направление потока меняется не за счет изменения направления вращения винта, а регулировкой направления по

току, создаваемого одним винтом. В рассматриваемом устройстве угол, скорость и направление вращения которого постоянно подкачивает воду снизу через симметричные относительно ДП отверстия. Направление отбрасываемой струи регулируется за счетной.

Большой интерес представляет подруливающее устройство, предлагаемое для небольших судов. Оно предполагает использование грузовой системы. На рис. 45 показана схема одного

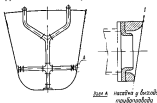


Рис. 45 Подруливающие устройства шхеры (с использованием грузовой системы).

из вариантов такого подруливающего устройства с V-образным соединением грузовой трубопроводов левого и правого бортов. Использование насадок позволяет значительно увеличить реакцию отбрасываемой струи. Практикуется автоматическое согласованное управление подруливаниями с рулевыми устройствами. При снижении скорости судна работа подруливающего устройства позволяет сохранить достаточную маневренность.

Описанное устройство имеет низкую начальную стоимость и не требует специального привода, так как для его работы используются насосы грузовой системы.

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

Спасательное устройство

ГЛАВА 6

КОЛЛЕКТИВНЫЕ И ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ СПАСАТЕЛЬНЫЕ СРЕДСТВА

§ 22 Общие положения

Постоянное совершенствование конструкции судов значительно повышает безопасность плавания. По статистическим данным за последние десятилетия относительное количество аварий морских судов сократилось в шесть раз, в том числе серьезных аварий — в одиннадцать раз.

Однако абсолютное количество аварий все еще очень велико. Например, по данным журнала «Shipbuilding and shipping Record» только за ноябрь 1965 года затонуло 13 морских судов различных классов.

Судовые спасательные средства являются существенным фактором в обеспечении безопасности человеческой жизни на море. Основными средствами являются спасательные шлюпки и плоты. Они имеют достаточную мореходность и снабжены необходимыми запасами и средствами движения, позволяющими потерпевшим аварию людям провести в море длительное время до подхода какого-нибудь судна, а иногда и самостоятельно добраться до ближайшего берега.

Обычно люди занимают места в шлюпках до спуска шлюпок на воду. Спуск обеспечивается специальными устройствами — шлюпбалками.

Плоты сбрасываются на воду. Пассажиры занимают места на плотках, когда последние находятся уже на плаву. Как временное средство могут быть использованы спасательные приборы — плавающие предметы (скамьи и т. д.), которые имеют запас плавучести.

Шлюпки и плоты относятся к спасательным средствам коллективного пользования. С момента объявлений на судне угрожаемого положения каждый пассажир и член экипажа должен надеть спасательный пояс, надеть или надеть жилет, т. е. спасательные средства индивидуального пользования, которые предназначены для того чтобы временно поддержать человека на плаву

Спасательное устройство объединяет весь комплекс средств, необходимых для спасения пассажиров и экипажа гибнущего судна.

До появления средств дальнего связи люди после гибели судна были предоставлены самим себе. Они не могли сообщить об аварии, не имели почти никакой надежды быть подобранными случайно проходящим судном и были вынуждены добираться до берега самостоятельно. Очень часто это было связано с большими трудностями, а иногда и гибелью.

Изобретение радио и рост интенсивности судоходства значительно увеличили вероятность благоприятного исхода. Изменился характер спасательных операций. Теперь вместо самостоятельного выживания к берегу шлюпки должны оставаться на том месте, которое указывается в сообщении об аварии. Это значительно облегчает их поиск.

Одной из основных проблем при морских авариях является преодоление страха перед морем. Вызываемое этим страхом состояние обреченности часто является причиной гибели людей.

«Жертвы кораблекрушений, погибшие преждевременно и зная, как убито не море, как убито не голод, не жажда. Раскажи язык на волнах под жалобные крики член, ты умерли от страха». Справедливость этих слов, сказанных знаменитым французским диктором А. Бомбаром, подтверждается многочисленными примерами. Так, всего через три часа после гибели «Титаника» (1912 г.) к месту аварии подошло судно. В шлюпках, слущенных с «Титаника», спасательные команды обнаружили мертвых и сонных с уми людей.

Примером, хорошо иллюстрирующим роль самообладания и веры в свои силы, является подвиг четырех советских солдат, которые провели в разбушевавшемся Тихом океане 49 дней на не приспособленной для плавания и открытом море барже.

История развития спасательных средств показывает, что они значительно отставали от развития судостроения. До последних лет к ним в основном относились деревянные спасательные шлюпки конструкции которых была разработана около века тому назад.

Несовершенство спасательных средств стало особенно очевидным в годы второй мировой войны. Шлюпки, плоты, пояса и жилеты того времени не были достаточно надежными, не предотвращали спасающихся от действия низких температур, атмосферных осадков и т. д. Опыт военных лет дал толчок широкому изучению всех проблем, связанных со спасательными средствами. Эти проблемы легли в основу международного соглашения — «Конвенция по охране человеческой жизни на море». В материалах Конвенции все вопросы проектирования, строительства и эксплуатации судов рассматриваются с одной точки зрения — обеспечения безопасности человека.

В Конвенции наряду с требованиями к конструкции корпуса судна, его механизмам, системам и устройствам большое место уделено спасательным средствам. Приводятся нормы снабжения спасательными средствами, требования к конструкции и обслуживанию спасательных шлюпок и плотов, рекомендации относятся только типов и особенностей судовых шлюпок, аварийных запасов, средств сигнализации и т. п.

Одним из важнейших требований является обязательный анализ аварий, точное выяснение их причин и внесение необходимых усовершенствований, которые исключили бы повторение по добрым случаям.

Материалы «Конвенции по охране человеческой жизни на море» легли в основу отечественных «Правил постройки и классификации морских судов. Часть IV Спасательные средства» Регистра СССР.

Нормы снабжения судов спасательными средствами определяются условиями плавания судна, к которым следует отнести продолжительность рейса, район плавания, удаление от порта убежища и т. д.

В отношении снабжения спасательными средствами все суда делится на следующие категории:

I — суда неограниченного района плавания

II — суда ограниченного района плавания (включающего закрытые моря без ограничения плавания, а открытые — с удалением от порта-убежища до 200 морских миль при расстоянии между портами-убежищами до 400 миль); *

III — суда малого ограниченного района плавания (с удалением от порта-убежища до 50 миль с допустимым расстоянием между портами-убежищами до 100 миль)

IV — суда портового рейдового и прибрежного плавания с установленным границ для каждого конкретного района.

Все суда, совершающие заграничные рейсы, должны снабжаться спасательными средствами по нормам судов I категории.

§ 23 Спасательные средства индивидуального пользования

Основываясь на требованиях, которые предъявляются к индивидуальным спасательным средствам:

1. При падении человека в воду с большой высоты спасательное средство и элементы его крепления не должны причинить человеку никаких телесных повреждений.

2. Спасательное средство должно автоматически обеспечивать такое положение человека, при котором его лицо будет находиться над поверхностью воды

* Портом-убежищем называется любая естественная или искусственная пристань, пригодная для безопасной стоянки судов.

3. Спасательное средство должно быть удобным и не стеснять движений. Это требование особенно важно для средств спасения зыбким экипажем во время работ.

По способу обеспечения плавучести индивидуальные спасательные средства подразделяются на монолитные, набивные и надувные. К первой группе относится традиционный пробковый жилет, сила поддержания которого обеспечивается монолитными пробковыми секциями.

В набивных средствах плавучесть обеспечивается за счет крошечной пробки, камка или балластной древесины. Набивные пояса, нагрудники, жилеты были широко распространены в военные и послевоенные годы. Однако эти материалы мало соответствуют современным требованиям сохранения плавучести поному применению их в настоящие время ограничено.

Все большее распространение получают надувные жилеты, нагрудники и комбинезоны, которые, как правило, для повышения живучести имеют две надувные камеры.

Различные спасательные средства имеют разные объемы плавучести. Спасательный круг, например, должен поддерживать груз в 14,5 кг в течение 24 часов. Надувные спасательные жилеты должны сохранять на плаву в течение 24 часов груз весом 15 кг. Надувной комбинезон должен поддерживать груз в 12 кг. Он изолирует человека от контакта с водой и должен предохранять его от переохлаждения в течение 12 часов при температуре наружного воздуха 0°.

Чрезвычайно сложной задачей является определение формы и способа закрепления индивидуальных средств. Требования согласно которому человек должен находиться лицом вверх даже в бессознательном состоянии заставляют располагать камеры плавучести непосредственно у головы.

Индивидуальным спасательным средствам уделено большое внимание в материалах «Конвенции по охране человеческой жизни на море» 1960 года. В них сформулирован ряд дополнительных требований:

1. Индивидуальные спасательные приборы должны быть окрашены в яркую краску, видимую издали.

2. Материал спасательных приборов должен противостоять воздействию нефти и нефтепродуктов.

3. Спасательные приборы должны снабжаться сигнальными системами, прикрепленными на прочном шнуре, и электрические лампы, питаемые батареями.

Конвенция допускает использование новых синтетических материалов (ткань из искусственного волокна, неопласт и т. д.) и запрещает хлопок — материал жесткий, тяжелый и горючий.

СПАСАТЕЛЬНЫЕ ШЛЮПКИ

§ 24 Форма, вместимость и главные размерения спасательных шлюпок

История развития шлюпок чрезвычайно интересна. Известно много оригинальных конструкций шлюпок, в которых отразились климатические или другие особенности района их эксплуатации. Так, некоторые шлюпки северных стран имели два вала, что облегчало в случае необходимости их движение по льду или снегу. Интересна конструкция японских шлюпок кавасаки с большой седловатостью корпуса, которые широко применяются в морском промысле.

До последнего времени Правила постройки допускали использование шлюпок местных способов постройки. В настоящее время в качестве спасательных могут быть использованы деревянные, металлические и пластмассовые шлюпки только стандартных типов.

В современной практике находят применение две основные формы шлюпок: трапециевая и вальбовая. Корневая часть трапециевидной шлюпки заканчивается плоской переборкой. Такие шлюпки служат для выполнения различных судовых работ в связи с бергом.

Спасательные шлюпки имеют, как правило, вальбовые обводы, ватерлинии которых постепенно сходят на нет как в носу, так и в корме. Раньше шлюпки с такими обводами служили для яхт бойного промысла. Они имеют хорошие маневренные качества и допускают движение косою и кормой. Эти качества определяют выбор для спасательных шлюпок вальбовых обводов.

Полный (валовой) объем шлюпки можно определить по формуле

$$V = \Delta L B H \quad (51)$$

где L , B и H — длина, ширина и высота борта шлюпки на миделе;

Δ — коэффициент полноты валового объема шлюпки.

Для деревянных шлюпок $\Delta = 0,6$; для шлюпок из других материалов $\Delta > 0,64$. Низкий коэффициент полноты деревянных шлюпок объясняется технологическими особенностями материала о чем будет сказано ниже.

Объем шлюпки может быть определен по формуле Стирлинга, являющейся интерпретацией метода численного интегрирования Симпсона

$$V = \frac{L}{12} (4S_2 + 2S_3 + 4S_4) \text{ м}^3 \quad (52)$$

Для определения площади шпангоута S_2 , S_3 , S_4 (рис. 46) используется формула

$$S = \frac{H}{12} (a + 4b + 2c + 4d + e) \text{ м}^2 \quad (53)$$

где H — высота борта, замеряемая в метрах от внутренней поверхности обшивки у анла до уровня палубы;

a , b , c , d , e — ширина спасательной шлюпки по горизонтали, измеренная на пяти уровнях, образующихся при делении H на четыре одинаковых участка

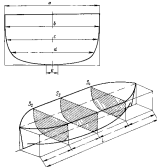


Рис. 46 К определению валового объема шлюпки

Размер шлюпки редко характеризуется ее кубатурой, так как обычно шлюпки различаются по их пассажироемкости.

В соответствии с рекомендациями Конвенции 1960 года удельный валовой объем, т. е. полный объем шлюпки, отнесенный к ее пассажироемкости, должен быть равен $0,283 \text{ м}^3/\text{чел}$ при длине шлюпки свыше $7,3 \text{ м}$ и $0,396 \text{ м}^3/\text{чел}$ — при длине $4,9 \text{ м}$. Промысловые значения следует получать линейной интерполяцией.

Определенное по этим нормам число людей должно быть скорректировано после практической проверки пассажироем-

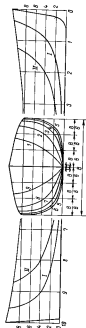


Рис. 47 Теоретический чертеж стандартной деревянной шлюпки

стности при котором людей рассаживают в матурином макете шлюпки.

Существуют ограничения предельных размеров шлюпок. Минимальная длина спасательной шлюпки — 4,9 м; для судов первой категории — 7,3 м. Максимальный вес спасательной шлюпки с пассажирами и запасов — 20,3 т.

Первое ограничение является следствием недостаточной надежности шлюпок малых размеров на волнении моря. Второе — из-за значительным усложнением эксплуатации, трудностью посадки в шлюпку большого числа пассажиров (предельная пассажироплотность — 150 человек, для деревянных шлюпок — 60 человек) и конструктивным усложнением шлюпок.

Выбор формы и соотношения главных размеров шлюпки следует проводить с учетом требований остойчивости, необходимого запаса плавучести, маневренности и других мореходных качеств.

Для деревянных шлюпок редко выдвигаются следующие соотношения главных размеров:

$$\frac{L}{B} = 2,8 - 3,5 \quad \frac{H}{L} = 2,5$$

$$\frac{L}{H} = 5,5 - 7$$

На рис. 47 приведен теоретический чертеж стандартной деревянной шлюпки.

Для обеспечения неаплаваемости и остойчивости на волну суднообразность корпуса должна быть не менее 4% от длины шлюпки. Подобные же соотношения рекомендуются для шлюпок стальных, пластмассовых и из легких сплавов.

Корпуса шлюпок из названных материалов имеют большую полноту ($\Delta > 64$), что позволяет, не усложняя постройки, учесть несимметричность и остойчивость шлюпки.

§ 25 Плавучесть и остойчивость шлюпки

Отсутствие палубы создает возможность заливания шлюпки, поэтому запас плавучести, образуемый надводным бортом, не может обеспечить непотопляемости шлюпки с пассажирами. Каждая спасательная шлюпка должна иметь внутренний запас плавучести — объем, недоступный для проникновения воды. Внутренний запас плавучести обеспечивается воздушными ящиками.

Подъемная сила, образуемая воздушными ящиками погруженной шлюпки, должна быть достаточной для сохранения на плаву шлюпки и пассажиров. Исходя из этого, можно определить ее величину, которая складывается из веса шлюпки и всего оборудования в воде и силы, необходимой для поддержания частично в надводном положении всех пассажиров шлюпки.

Удельный объем, т. е. объем воздушного ящика, приходящийся на одного человека, регламентируется Правилами постройки Регистром СССР и должен составлять 0,1 удельного валового объема шлюпки. Таким образом, удельный объем воздушных ящиков колеблется в зависимости от длины шлюпки в пределах 0,0283—0,0396 м³.

При определении этой нормы учитывается, что вес полностью погруженного человека равен 4—6 м, а объем частей тела распределяется следующим образом: корпус — 28%, ноги — 32% руки — 20% и голова — 20%. Средняя высота сидящего человека — 85 см (над плоскостью сиденья). Так как практически шлюпки достаточно, чтобы над поверхностью воды находились только голова и верхняя часть тела, то вес человека в таком положении в среднем составляет 30 кг.

При определении объема воздушных ящиков необходимо внести несколько поправок. У шлюпок, имеющих двигателя или ручной привод, пассажироплотность будет несколько ниже, а дополнительный объем воздушных ящиков должен соответствовать весу этих механизмов за вычетом объема, определяемого числом людей не занятых в шлюпку из-за того, что часть места в шлюпке занята механизмами. Если в шлюпке предусмотрены дополнительные механизмы, то поправка для определения объема воздушных ящиков определяется таким же способом.

Воздушные ящики следует располагать так чтобы погруженная шлюпка не имела крена и дифферента. Кроме того, они не должны загораживать внутреннего пространства шлюпки. На рис. 48 показано расположение воздушных ящиков, прижатое к подпалубному большинству современных шлюпок. Внутренний объем ящиков разделен на несколько изолированных отсеков

Нормирование остойчивости спасательных шлюпок связано со значительными трудностями из-за большого разнообразия вариантов загрузки и возможного изменения поперечей в шлюпку воды.

Рассмотрим диаграмму статической остойчивости шлюпки (рис. 49).

Плечо статической остойчивости шлюпки увеличивается по мере роста крена. Когда крен достигает угла φ_0 соответствующего входу планшера в воду, плечо резко уменьшается. В этот момент шлюпка заполняется водой, а центр величины приближается к ДП. При дальнейшем увеличении крена плечо постепенно уменьшается до нуля.



Рис. 48 Разделение воздушных шлюпок.

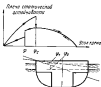


Рис. 49 Диаграмма статической остойчивости шлюпки.

Вливающаяся в шлюпку вода увеличивает осадку, поэтому при уменьшении крена угол выхода планшера из воды φ будет меньше чем угол φ_0 . При выходе планшера из воды плечо статической остойчивости резко уменьшается. Происходит это за счет того, что вода в шлюпке начинает действовать как груз смещающий ЦТ шлюпки в направлении центра тяжести.

Все существующие нормы остойчивости спасательных шлюпок составлены для шлюпок без воды. Согласно этим нормам начальная метацентрическая высота при полной загрузке шлюпки не должна быть меньше полученной по формуле

$$h = 0,058^2 - 0,058 + 0,20 \text{ м} \quad (54)$$

Нормы Регистра СССР регламентируют для деревянных шлюпок момент, кренящий шлюпку на 10° , в зависимости от номера характеризующего размер шлюпки (табл. 6).

Для шлюпок из других материалов оценка остойчивости производится по работе динамического момента при увеличении крена до входа планшера в воду

$$A \geq Dk \frac{w_{\text{зад}}^2}{2} \quad (55)$$

Нормирование остойчивости деревянных шлюпок

Номер шлюпки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Наименьший момент, кренящий шлюпку на 10° , кгс·м	45	55	65	90	115	150	210	25	320	520	420	650

Здесь A — работа динамического момента, кгс·м,
 D — вес шлюпки с оборудованной шлюпки с пассажирами, кг;
 h — метацентрическая высота, м;
 α — угол крена, соответствующий входу кромки планшера в воду, рад.

$$\alpha_{\text{зад}} = \arctg 2 \frac{H - T}{B} \quad (56)$$

где T — осадка, ширина и высота борта шлюпки.
 Метацентрическая высота, входящая в выражение (55) определяется при опытном креновании шлюпки.

Значения A полученные по формуле (55) должны быть не меньше, чем указанные в табл. 7

Нормирование остойчивости металлических шлюпок

Остойчивость шлюпок	8	0	15	20	25	30	40	50	60	80	100	120	150
Работа динамического момента A , кгс·м	17	8	23	34	50	72	106	160	204	300	382	470	606

§ 26 Прочность, материал и конструкции шлюпок

Расчеты прочности конструктивных элементов шлюпок отличаются от расчетов, выполняемых при проектировании обычных судов, только определением расчетных нагрузок и допускаемых напряжений. Для нахождения общего продольного изгибающего момента могут быть выбраны два положения. В первом случае рассматривается подвешенная на тросах полностью загруженная шлюпка. Этому положению соответствует момент

$$M = \frac{Dl}{6} \quad (57)$$

где D — водоизмещение шлюпки с пассажирами, запасами и снабжением, кг

Во втором случае расчетное значение изгибающего момента определяется для полностью загруженной шлюпки находящейся на вершине или подошве волны. Его значение

$$M \sim \frac{DL}{30} \quad (58)$$

Выбор расчетного положения определяется способом посадки людей в шлюпку. В настоящее время очень редко допускается посадка людей в предварительно служившую на воду шлюпку. Если пассажиронаполненность шлюпки больше 30 человек, люди должны занять свои места до спуска шлюпки на воду. В зависимости от способа посадки в первом случае шлюпку рассчитывают на изгибающий момент равный $\frac{DL}{6}$, а во втором — на момент равный $\frac{DL}{30}$.

В отличие от сложившейся практики определения расчетного положения можно показать, что при спуске шлюпки без пассажиров максимальный момент несколько превышает значение $\frac{DL}{30}$.

Анализ элементов нагрузки, составляющих полное водное давление шлюпки, показывает, что вес шлюпки со снаряжением но без пассажиров, всегда превосходит треть ее водоизмещения. Например, для деревянных шлюпок спусковой вес — D_m — колеблется в пределах 42—50% полного водоизмещения.

Таким образом, при спуске пустой шлюпки на воду расчетный изгибающий момент равен $\frac{D_m L}{6}$. Если принять $D_m = \frac{D}{3}$, то расчетный момент оказывается равным $\frac{DL}{30}$, что превышает то значение момента, которое рекомендуется для шлюпок, допускающих посадку пассажиров на плаву.

Область свойств материалов для изготовления шлюпок

Для изготовления шлюпок используются дерево, сталь, легкое сплавы и пластмассы. Рассмотрим основные свойства этих материалов: прочность, вес, способность противостоять коррозии или гниению, стоимость и технологичность. Для сравнительной оценки прочности и веса может быть принят критерий, представляющий собой отношение допускаемых напряжений к удельному весу материала. Как видно из табл. 8, пластмассы и легкие сплавы имеют большую относительную прочность, что позволяет считать их весьма перспективными материалами.

Приведенное для дерева отношение $\frac{[\sigma]}{\gamma}$ не отражает полностью свойств дерева, как конструкционного материала. Соединения деревянных конструкций же обеспечивают прочность равной

Таблица 8

Характеристики материалов для изготовления шлюпок

Материал	Опасное напряжение, кгс/см^2	Допускаемое напряжение $[\sigma]$, кгс/см^2	Удельный вес, γ , г/см^3	$[\sigma]/\gamma$
Сталь	2400	1200	7.85	155
Легкие сплавы (АЛУМИНИЙ)	1500	750	2.70	280
Дерево	200-900	100	0.60	165
Пластмасса	1050	500	1.10	450

прочности соединяемых связей. Это увеличивает вес конструкции и снижает отношение $\frac{[\sigma]}{\gamma}$.

Большим недостатком дерева является подверженность гниению. При сухой же погоде из-за рассыхания нарушается плотность деревянных конструкций. Указанные недостатки снижают ценность дерева как материала для изготовления шлюпок, несмотря на такие преимущества, как низкая стоимость и технологичность.

Срок службы стальных шлюпок и шлюпок из легких сплавов значительно больше, чем деревянных. Однако корпуса шлюпок из стали и легких сплавов требуют постоянного ухода из-за немалой коррозионной стойкости этих материалов.

Наиболее перспективным материалом для изготовления шлюпок является пластмасса. Пластмассовые шлюпки имеют низкий вес не гниют, не рассыхаются, имеют хороший внешний вид и не нуждаются в окраске. Недостатком этого материала является высокая стоимость. Быстрое развитие химической промышленности позволяет надеяться, что стоимость пластмассы в самом ближайшем будущем значительно снизится.

Деревянные шлюпки. Дерево издавна является одним из самых распространенных строительных материалов. Накоплен большой опыт проектирования и сохранения деревянных судовых конструкций. Именно поэтому деревянные спастельные шлюпки еще не утратили своего значения.

Механические свойства древесины в значительной степени зависят от ее породы. Например, максимальная изгибная прочность вяза — 645 кгс/см^2 , модуль упругости $0.75 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$ для вяза соответствующие значения — 1000 кгс/см^2 и $1.3 \times 10^6 \text{ кгс/см}^2$. Значительные потери прочности, вызываемые посечением, сучковатостью и гнилью, не позволяют назначать допускаемые напряжения выше $80-100 \text{ кгс/см}^2$ даже для самых прочных пород.

Древесина должна подвергнуться предварительной обработке уменьшающей ее последующую усадку и деформацию. Широкий диапазон механических качеств древесины позволяет подобрать для различных сплавов наиболее подходящую породу.

Материалы для деревянных шлюпок

Наименование сплава	Материал
Киль	Гик, дуб, ясн
Штевень	Дуб, ясн
Горизонтальная обшивка	Дуб, ясн
Обложка	Сосна
Панель	Ясень, дуб, ясн
Шпангоуты	Дуб, ясн

На рис. 50 приведен конструктивный вид шлюпки. Наиболее сложным при

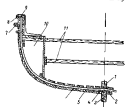


Рис. 50. Модель шпангоута деревянной шлюпки.

1 - киль; 2 - шпангоутный вал обшивки; 3 - обшивка; 4 - рамный шпангоут; 5 - обложка; 6 - правый борт; 7 - левый борт; 8 - штевень; 9 - палуба; 10 - воздушный ящик; 11 - якорь.

применяется для больших шлюпок. Она имеет высокую прочность и хорошо обеспечивает непроницаемость за счет более плотного соединения досок в слое.

Обшивку воздушных ящиков деревянных шлюпок изготовляют обычно из дуба. В настоящее время допускается использование однослойных воздушных ящиков, которые сохраняют плавучесть даже в том случае, когда обложка ящика повреждена.

Для предохранения корпуса деревянных шлюпок от гниения применяют пропитывание специальным составом, препятствующим проникновению воды внутрь древесины, а также пропитывание олифой, прокрашивание и покрытие лаком.

Металлические шлюпки. Стальные шлюпки и шлюпки из легких сплавов в конструктивном отношении почти одинаковы. Высокие механические качества стали не могут быть использованы полностью при определении конструктивных размеров стальной обшивки шлюпки. Например, толщина обшивки, найденная из расчета продольного изгиба шлюпки, не превосходит одного миллиметра. Реальная же толщина колеблется в пределах 2—4 мм, что значительно увеличивает вес стальных шлюпок.

Преимуществом легких сплавов является высокое значение отношения $\frac{[\sigma]}{\gamma}$. Их механические свойства позволяют ratios

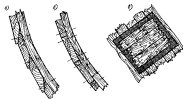


Рис. 51. Типы деревянной обшивки: а - клинкерная, б - заподлицо; в - диагональная.

можно считать требования местной и общей прочности. До недавнего времени основным тормозом внедрения легких сплавов в судостроение было отсутствие простого и надежного метода соединения конструктивных элементов. Развитие сварки в среде инертных газов в значительной мере устранило этот недостаток.

На рис. 52 показан конструктивный вид шлюпки из алюминивно-магниевого сплава. Пассажироместность шлюпки 50 человек. Корпус имеет поперечную систему набора; профиль шпангоутов - симметричный полосообразный. Помимо шпангоутов, которые придают жесткость корпусу, днищевой набор включает рамные флоры и стрингеры. Воздушные ящики образуются одним из днищевых стрингеров, бортовым стрингером и обшивкой, соединяющей эти две связи. Внутренний объем воздушного ящика разделен переборками на несколько изолированных отсеков.

Защитное устройство шлюпки состоит из тента, дуг и стоек закрепляемых к корпусу.

Палуба в носовой части и поперек обеспечивают шлюпку хорошую мореходность. Шлюпка снабжена двигателем мощностью

ностью 23 л. с., позволяющим развивать скорость хода до 6 узлов. Дальность плавания — 140 морских миль.

Пластмассовые шлюпки. Для изготовления шлюпок чаще всего применяют пластмассы на основе полиэфирных или эпоксидных смол, армированных стекловолокном или стеклотканями.

Прочностные характеристики стеклопластика полностью определяются ориентацией волокон армирующего материала. Например, на рис. 53 приведена диаграмма изменения предела прочности и модуля упругости для стеклопластика с волокнами, взаимно ориентированными под прямым углом. Возможность варьировать

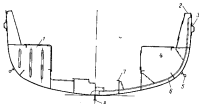


Рис. 52. Малая-спангоут шлюпка из легкого сплава

1 — спускостройки; 2 — планшеры; 3 — арматурный борт; 4 — носовая часть; 5 — киль-перемычка; 6 — спангоут; 7 — стрингер; 8 — киль.

ориентацию волокон позволяет изменять свойства стеклопластика в том или ином направлении. Это ценное качество отсутствует у других конструктивных материалов.

Пластмасса и обшивка на пластмассе могут иметь один из следующих типов конструктивного оформления:

а) наплавленную обшивку, состоящую из нескольких слоев армирующего материала, скрепленных смолой. Жесткость и прочность обшивки определяется только ее толщиной;

б) обшивку с набором. На малых шлюпках часто применяется набор с прямоугольным поперечным сечением; на больших шлюпках он может быть выполнен по одному из типов, показанных на рис. 54;

в) двухслойную обшивку, состоящую из двух слоев стеклопластика, разделенных легким наполнителем. Высокая прочность двухслойной обшивки достигается совместным участием в работе обоих слоев стеклопластика. Прослойка обеспечивает совместность деформации прочных элементов обшивки и принимает участие в восприятии местных нагрузок. Использование пенопласта

в качестве прослойки позволяет сделать конструкцию плавучей. При определении момента инерции и момента сопротивления двухслойной обшивки легким наполнителем обычно пренебрегают.

Соединение элементов.

Анализ конструкций пластмассовых шлюпок позволяет установить, что соединения плоских элементов, расположенных в одной плоскости практически никогда не встречаются. Перекрытие, состоящее из нескольких таких элементов, выполняется как единая монолитная конструкция. Суда могут быть отнесены к динде и борт выгородки воздушных ящиков и т. д.

Большой интерес представляет соединение плоских элементов, расположенных в пересекающихся плоскостях. В этом случае для монолитного изготовления всей конструкции потребовались бы сложная технологическая оснастка.

На рис. 55 показаны конструктивные варианты таких соединений. Во всех вариантах применяются местные подкрепления. Благодаря особенностям технологии изготовления конструкций из стеклопластиков различные местные подкрепления выполняются чрезвычайно просто.

Как правило, шлюпки изготавливают из пластмассы в комбинации с деревом, легкими сплавами и другими материалами, что позволяет добиться более рационального решения многих конструкций. На рис. 56 показан конструктивный вариант малой шлюпки (3,5 м) из стеклопластика и пенопласта. В конструкции этой шлюпки использовано дерево и другие материалы.

На рис. 57 показан внешний вид пластмассовой спасательной шлюпки.

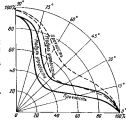


Рис. 53. Изменение свойств стеклопластика при изменении направления действия силы.
— предел прочности — σ
— модуль упругости — E



Рис. 54. Клеевой набор



Рис. 55 Угловые соединения

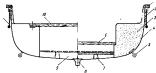


Рис. 56 Надмембранная пластмассовая шлюпка.

1 — настил; 2 — шверт; 3 — воздушный ящик с воздушным клапаном; 4 — обшивка; 5 — киль-струна; 6 — подкашивающий брусок; 7 — киль; 8 — килевая доска; 9 — фальш-киль; 10 — бачок; 11 — свинцовый пояс.

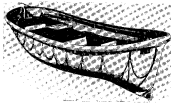


Рис. 57 Сплавная шлюпка из сэндвич-панели

Отметим в заключение несколько дополнительных преимуществ пластмассовых шлюпок (по сравнению со шлюпками из других материалов):

1. Стойкость к коррозии гниению и отсутствию коробления увеличивают срок службы и значительно сокращают эксплуатационные расходы.

2. Небольшой вес положительно сказывается на остойчивости судна.

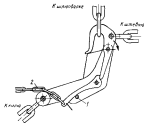


Рис. 58 Спускной аппарат Робинсона.

аппарат имеет дренаж для сбора воды около шлюпки. 2 — соединительная трубка, обеспечивающая одностороннюю подачу воды вверх.

3. Технология изготовления шлюпок не требует высокой квалификации персонала и позволяет легко наладить массовое производство.

4. Использование для изготовления шлюпок пластмасс огнестойки и немагнитны. Они не накладывают никаких ограничений в отношении расположения шлюпок на судне.

Шлюпочные гаки. Конструкция шлюпочных гаков должна отвечать определенным требованиям вытекающим из особенностей их работы.

1. Одновременное срабатывание обоих гаков при спуске шлюпки. Если это условие не обеспечено, то при спуске шлюпки на изогнутую поверхность может сработать только тот гак, который из-за дифференциала занимает более высокое положение. При последующем резком падении уровня воды шлюпка может оказаться висющей на одном гаке, что очень опасно для пассажиров.

2. Надежность, безотказность и быстрота срабатывания гаков.

3. При выборе положения гаков по высоте нужно обеспечить хорошую устойчивость шлюпки при спуске.

На рис. 58 показан спусковой аппарат Робинсона, который позволяет освободить шлюпку как на весу так и на плаву.



Рис. 58. Шлюпочные гаки:
а — с автоматическим устройством
б — системы Mills.

Две конструкции шлюпочных гаков приведены на рис. 59. В первом случае (рис. 59, а) отдача производится при помощи тросового привода. Другая конструкция (рис. 59 б) находит широкое применение на современных шлюпках. Гак, совмещенный с противовесом, может быть отдан только тогда, когда шлюпка находится полностью на плаву.

§ 27 Спасательные шлюпки нефтеналивных судов

Активация таннеров передово связана с возникновением зоны горючей нефти, что значительно усложняет спасательные операции. В связи с этим необходимо, чтобы шлюпки нефтеналивных судов попадающие в зону горючей нефти предохраняли обитателей от действия высокой температуры и задымленности. Создание шлюпки, удовлетворяющей этому требованию, чрезвычайно сложная задача, особенно если учесть, что температура в зоне горючей нефти превышает 1000°, а время пребывания в ней шлюпки колеблется в пределах 6—10 минут.

Можно рекомендовать два способа, предотвращающих повышение температуры в шлюпке: орошение водой надводной части корпуса в период продолжения зоны горючей нефти и термоизоляция корпуса шлюпки.

Рассмотрим конструкцию спасательной шлюпки с орошением. Шлюпка построена из легкого сплава и вмещает 30 человек; главные размеры: $L = 8,5$ м; $B = 2,5$ м; $H = 1,68$ м. Конструкция шлюпки полностью сварная. Шлюпка имеет металлическое закрытие, допускающее быструю посадку людей через

люки, крышки которых откидываются в направлении ДП. Водяную защиту обеспечивает система орошения (рис. 60) с 48 головками, распыливающими воду, и позволяющая подать на 1 м² поверхности шлюпки 28 литров воды в минуту. Система обслуживается насосом производительностью 43 м³/час. Как вспомогательное средство может быть использована система откачки воды позволяющая обильно людей забортной водой.

Закрытие шлюпки негерметично, поэтому, чтобы исключить попадание дыма, внутри шлюпки создается небольшое избыточное давление. Для создания этого давления, а также для снабжения

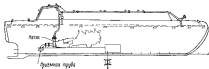


Рис. 60. Система орошения танкерской шлюпки.

обитателей шлюпки свежим воздухом в шлюпке предусмотрены три баллона со сжатым воздухом.

Описываемая шлюпка пришла сложную систему испытывавшую длительные пребывания в задымленной зоне, движущейся в непосредственной близости от горючей нефти и пребывание в зоне горючей нефти в течение 8 минут. Во время последнего испытания температура в шлюпке поднялась с 24 до 27° С, и задымленность внутри шлюпки не выходила за допустимые пределы. Заслуживает внимания пластмассовый танкерский шлюпок с водной защитой (английской фирмы Walcraft, рис. 61, а) на которой баллоны со сжатым воздухом используются как для снабжения пассажиров свежим воздухом, так и для привода насоса системы орошения. Испытания показали, что после пребывания в зоне горючей нефти (1040° С) в течение 6 минут температура внутри шлюпки достигла 54° С.

Примером шлюпки с термоизоляционным защитом может служить стальная шлюпка BAPL фирмы Bristol Aeroplane Plastic Ltd (рис. 61, б) пассажиремкостью 20 человек с комбинацией изоляцией из минерального асбеста и асбестотканью. Общая толщина изоляции — 20 см. Система снабжения свежим воздухом такая же, как и у шлюпки, описанных выше.

Испытания шлюпки BAPL дали следующие результаты. Средняя температура внутри шлюпки после минутного пребывания шлюпки в зоне горючей нефти +40° С и после 10 минут +73° С. Максимальная температура в верхней части внутреннего про-

странства шлюпки $+96^{\circ}\text{C}$, на уровне сиденья $+77^{\circ}\text{C}$. Для сравнения отметим, что при десятиминутном воздействии человеческий организм способен выдержать температуру, превышающую 100°C .



Рис. 61. Такелаж шлюпки а — формы Walerstaf; б — формы BAPL.

Сравнение описанных систем защиты такелажных шлюпок позволяет сделать вывод, что наибольшей надежностью обладает термоизоляция. Система орошения шлюпок недостаточно удовлетворительно работает в условиях волнения: при качке может

создаться такое положение, когда заборный патрубок окажется у поверхности и в оросительную систему вместе с водой поступит нефть.

§ 28 Средства движения шлюпок

В отношении средств движения спасательные шлюпки могут быть разделены на гребные, с ручным приводом и моторные. Долгое время гребные шлюпки были основным спасательным средством. Теперь они потеряли свое значение из-за большой сложности процесса гребли, требующего от каждого гребца достаточной

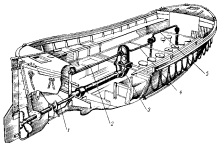


Рис. 62. Колесный ручной привод.

— ред. об. на 1 # 5 — часть колесного вала, соединяющая его друг от вала с аркой на 120° ; 3 — редуктор.

силы, координации движений и навыка, а от команды в целом — слаженности и чувства ритма. К тому же в зоне движения весла необходимо сравнительно большое свободное пространство, что значительно стесняет пассажиров.

В снабжении современных шлюпок весла сохраняются как резервное средство движения, а пассажировместимость гребных шлюпок не должна превышать 60 человек.

Шлюпки с ручным приводом. Ручной привод спасательных шлюпок должен быть простым и компактным, чтобы каждый физически крепкий человек без специальной подготовки был в состоянии выполнять работу, необходимую для движения шлюпки.

Остановимся на некоторых типах ручных приводов. На рис. 62 показан коленчатый привод. Он состоит из трех вытянутых коленчатых рукояток, укрепленных на стойках в диаметральной плоскости. Рукоятки повернуты одна относительно другой на 120° для более равномерного привождения усилий. Посредством редуктора, имеющего ременную или цепную передачу, приводится в движение гребной вал и гребной винт шлюпки.

Изменение направления движения происходит за счет изменения направления вращения рукояток по сигналу командира

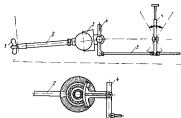


Рис. 62. Рычажный ручной привод.

1 — гребной винт; 2 — гребной вал; 3 — редуктор; 4 — вал привода

шлюпки. Коленчатый привод прост, компактен и достаточно эффективен. Например, шлюпка общим весом 8,5 т может двигаться со скоростью 3,5 узла.

Внешний вид и особенности конструкции рычажного привода показаны на рис. 63.

Система рычагов через тяги приводит в движение зубчатый сектор. Входная с шестерней в зацеплении шестерня посредством храповика приводит в движение (коническую) шестерню и гребной вал. Пассажиропоемность шлюпок с ручным приводом может достигать 100 человек.

§ 28. Снабжение шлюпок

Одно из основных требований, предъявляемых к снабжению спасательных шлюпок, может быть сформулировано следующим образом: «Задержка и спасение на несколько дней не должна уменьшать шансов на благополучный исход». В соответствии с этим

в шлюпке должны иметься средства, обеспечивающие существование ее обитателей в течение определенного промежутка времени. Снабжение шлюпки включает также средства сигнализации ориентировки и оказания первой помощи.

Изучение спасательных операций заставляет с особым вниманием относиться к снабжению обитателей шлюпки пресной водой. Большой интерес в этом отношении представляет табл. 9, составленная на основании анализа 121 случая использования шлюпок при авариях судов.

Табл. 9

Зависимость числа смертных исходов от запаса питьевой воды в шлюпках

Количество воды из запасов в день	Общее число пострадавших	Число смертных случаев	Процент смертных случаев
0—100	143	57	33
100—200	1580	300	19
200—300	1314	98	7
300—400	523	7	
Больше	56	1	2

Очевидна прямая связь между количеством водного рациона и числом жертв.

В современных спасательных шлюпках предусматривается 3 л питьевой воды на человека. Правила постройки рекомендуют устанавливать химические опреснители воды. В этом случае запас питьевой воды может быть уменьшен до 2 л.

При расчете пищевого рациона следует обеспечить по крайней мере 5000 калорий в сутки на человека. Пищевой рацион хранится в воздухонепроницаемой оболочке и водонепроницаемой упаковке.

К сигнальным средствам спасательной шлюпки относятся различные фонари, сигнальные зеркала, ракеты, фальшфейеры, дающие ярко-красный свет, дымовые палки, гонги, свистки и т. д. Все эти средства предназначены облегчить поиск шлюпок или привлечь к ней внимание случайно проходящих судов и самолетов.

На каждой шлюпке должен быть компас. Кроме того, в одной из шлюпок каждого борта должны быть карты района плавания с простейшими инструментами для прокладки курса и радио станция.

§ 30 Жесткие спасательные плоты

Спасательные шлюпки не лишены существенных недостатков. Например, в большинстве случаев их можно спустить на воду только с одного борта. Кроме того, шлюпки вместе со средствами их спуска занимают на палубе много места. Поэтому на многих пассажирских, промысловых, рыбообрабатывающих и некоторых других судах эти шлюпки не удается разместить в достаточном количестве.

В настоящее время Правила постройки Регистра СССР на судах всех типов и категорий плавания (за исключением танкеров) разрешают заменять часть шлюпок спасательными плотами. Не большой вес и габариты плотов делают их незаменимым спасательным средством для судов на подводных крыльях и на воздушной подушке.

Применение спасательных плотов на судах некоторых типов, а особенно на пассажирских, ограничивается характером их использования — плоты сбрасываются с судна на воду, и только после этого люди каким-либо образом занимают на них места.

В последние годы появились плоты, посадку на которые можно производить на борту судна. Такие плоты вместе с пассажирами спускаются на воду специальными стрелами и могут быть использованы вместо шлюпок на судах всех типов и категорий плавания за исключением танкеров.

В зависимости от материала, из которого изготовлена оболочка плота, различают плоты жесткие и пластиковые или надувные. Для изготовления первых используются легкие сплавы и пластмассы. Оболочка надувных плотов, принимающая нужную форму при заполнении газом, изготавливается из прочнейшей ткани.

На рис. 64 показаны металлический (а) и пластиковый (б) плоты отечественной конструкции. Гофрированная круглая обо-

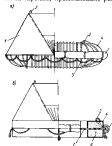


Рис. 64. Жесткие спасательные плоты
а — металлический; б — пластиковый.
1 — пент; 2 — откидная лестница; 3 — ручка веревки; 4 — откинутый люк; 5 — за-щелкалки; 7 — дно.

лочка плота из алюминивно-магниевого сплава имеет в плане овальную форму. Внутренний объем камеры плавучести разделен на ряд изолированных отсеков. Тент в свернутом состоянии и поддерживающие его дуги в походном положении располагаются по периметру плота. Тент может быть поднят в любую сторону. Плот опоясывает спасательный люверс.

Для изготовления оболочки пластиковых плотов используются стеклопластики. Внутренний объем плавучести заполняется пенопластом с удельным весом около $0,045 \text{ г/см}^3$. Пенопласт имеет незначительное водопоглощение и надежно обеспечивает сохранение плавучести плота даже при повреждении его оболочки. На рисунке показан тент в сложенном и рабочем положениях.

Требования, предъявляемые к спасательным плотам в основном сводятся к следующему:

конструкция плота должна обеспечивать нахождение плота на плаву в течение 30 суток в любых морских условиях и в диапазоне температур от $+66$ до -30°C ;

при сбрасывании с высоты 18,3 м (60 футов) плот и его снаб-жение должны оставаться неповрежденными;

при случае вручную общий вес плота со снабжением не должен превышать 180 кг;

емкость плота должна быть не менее 6 и не более 25 человек. Эта норма обусловлена практикой. Плоты больших размеров становятся громоздкими, усложняется их спуск на воду; плоты должны быть снабжены тентом, иметь водонепроницаемый настил пола и обеспечивать достаточную изоляцию от холода;

Кроме общих требований к жестким плотам предъявляются еще дополнительные: устойчивость плота и возможность использования его в любых условиях должны быть гарантированы независимо от того, какой стороной он упадет на воду.

В плане форма плота может быть круглой, овальной и прямо-угольной. Круглая форма обеспечивает равную устойчивость во всех направлениях. При одинаковом периметре эта форма дает максимальную площадь. Недостатком круглых плотов является большая (по сравнению с прямоугольными плотами) сложность изготовления.

Прямоугольная форма обеспечивает лучшее использование материала. Прямоугольные плоты при дрейфе разворачиваются таким образом, что их длинная сторона занимает положение, перпендикулярное по отношению к направлению движения. Это увеличивает скорость дрейфа и уменьшает устойчивость.

Объем и размеры плота заданной вместимости могут быть определены по нормам Правил постройки Регистра СССР. У жестких спасательных плотов объем воздушных отсеков, приходящийся на одного человека, должен быть не меньше $0,096 \text{ м}^3$, а площадь палубы не меньше $0,372 \text{ м}^2$. Фактически удельный объем уменьшается в пределах $0,10$ — $0,20 \text{ м}^3$.

Площадь палубы, приходящаяся на одного человека при наем в соответствии с рекомендацией.

Необходимым условием успешной эксплуатации плота является его достаточная осадчивость. Крен плота может быть вызван ветром, волнением, неравномерным распределением пассажиров и груза. Анализ показывает, что эффект ветра в этом отношении незначителен. Крен, вызываемый даже сильным ветром, не превышает 2°. Значительно большую опасность представляет волнение и неравномерное распределение пассажиров и грузов.

Плот представляет собой плоскодонное судно, положение которого практически полностью характеризуется положением поверхности воды. Центр тяжести плота расположен всегда значительно выше центра водонемашающего объема. Это приводит к несколько большему наклону плота по отношению к положению волнового склона. Только за счет увеличения наклона может быть достигнуто совмещение равнодействующих сил тяжести и плавучести на одной вертикали. Наибольшую опасность представляет положение, при котором крен на волне суммируется с креном, вызванным неравномерным распределением пассажиров и груза.

Проверка остойчивости спасательных плотов выполняется в соответствии с требованиями Правил постройки: «При расположении груза, равного весу половин допущенных к размещению в плоту людей (по 75 кг/чел) с одного борта (вдоль наиболее длинной стороны), верхняя кромка поддерживающих отсеков плота (отсеков плавучести) не должна нигде погружаться в воду».

Что касается габаритов, то жесткие плоты не имеют каких-либо существенных преимуществ перед алюминиями. В табл. 10 наряду с абсолютными размерами приведены относительные площади т. е. площадь плота, отнесенная к числу пассажиров.

Таблица 10

Удельная площадь жестких спасательных плотов

Вид плота	Габариты плота	Количество пассажиров	Площадь на 1 человек, м²
СПА 4	1,95 × 1,70 × 0,62	4	0,83
СПА 6	2,58 × 1,82 × 0,62	6	0,94
СПА 12	3,98 × 2,59 × 0,62	12	0,705

Для спасательных шлюпок относительная площадь колеблется в пределах 0,30—0,45 м²/чел. Иначе говоря, только располагая при хранении плоты один на другом, можно добиться такого же использования площади палубы как при хранении шлюпок

Первые надувные лодки появились примерно в середине прошлого века, непосредственно после того, как шотландским химиком Макнотом был изобретен метод изготовления водонепроницаемой ткани. Как элемент спасательного устройства надувные лодки, а затем и плоты стали применяться значительно позже. Первый надувной спасательный плот появился в 1935 г. Широкое применение надувные плоты нашли в период второй мировой войны; при их помощи за этот период спаслось примерно 1300 человек.

Надувной плот использовал в 1962 г. Ален Бомбар в своем многодневном дрейфе по Атлантическому океану.

В Исландии в первый же год после внедрения спасательных плотов в промышленный флот при их помощи спасались команды четырех судов.

Об эффективности спасательных плотов можно судить по тому, что уже в начале шестидесятых годов все классификационные организации в своих правилах допускают надувные плоты и как часть основного спасательного средства на некоторых типах судов. Остановимся на требованиях, которые предъявляются к размерам и конструкции надувных спасательных плотов (рис. 65).

Удельная площадь палубы равна (не менее) 0,50 м²/чел (у лучших современных образцов 0,60—0,80 м²/чел). Объем воздушных камер плавучести, приходящийся на одного человека, равен 0,1 м³ и изменяется в очень узких пределах. Полный водонемашающий объем (вместе с частью пространства между камерами плавучести), отнесенный к числу пассажиров, изменяется от 0,285 м³/чел для 6-местных плотов до 420 м³/чел для плотов вместимостью 25 человек. Объем камер, обеспечивающих плавучесть плота, разделен на отдельные отсеки таким образом, чтобы при заполнении водой любым отсеком плот с находящимися на нем людьми оставался на плаву.

В соответствии с требованиями Правил постройки давление внутри плота за 60 секунд должно возрасти до величины, позволяющей плоту сохранить форму при полной нагрузке.

Конструкция плота допускает его сбрасывание с высоты 18,3 м (60 футов) как в надутом, так и в сложенном состоянии.

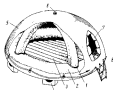


Рис. 65. Надувной спасательный плот.

1 — наружная оболочка 2 — камера плавучести 3 — дверь 4 — внутренняя обшивка 5 — люк 6 — насос

Для улучшения остойчивости надувных плотов на днищевой части (по возможности ближе к краям) размещают несколько выступающих карманов. Если при крене часть дна поднимается над поверхностью воды, то карманы, заполненные водой, дают значительный восстанавливающий момент.

Надувной спасательный плот, имеющий непроницаемый тент, может оказаться на поверхности воды и в перевернутом положении. Существует требование, согласно которому усилия одного человека должно быть достаточно, чтобы перевернуть плот в рабочее положение. Для этого тенту придается форма, близкая к шаровой.

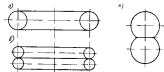


Рис. 66. Форма камер спасательных плотов: а — цилиндрическая; б, в — шаровидная.

Камеры плавучести современных надувных плотов имеют круглую форму или форму восьмерки (рис. 66), преимуществом которых заключается в том, что при потере плавучести одной из камер площадь плота не сокращается и его остойчивость не ухудшается.

К недостаткам следует отнести несколько большую сложность изготовления, так как у плотов, имеющих камеры в форме восьмерки, расход материала увеличивается примерно на 40%.

Напряжения в круглой цилиндрической оболочке прямо пропорциональны ее диаметру. Таким образом, при одинаковом давлении напряжения в оболочке, имеющей форму восьмерки, будут меньше, чем в круглой. Следовательно, в этом случае может быть использован несколько более тонкий материал.

Тент спасательного плота (рис. 66) выполняется из двух слоев прорезиненной ткани. Обычно он поддерживается четырьмя надувными арками в средней стойкой. Дно плота также выполняется надувным. Толщина оболочки плота определяется из условия обеспечения местной прочности. Вследствие большой упругости материала напряжения, возникающие в оболочке плота при его изгибе на волне, незначительны.

Материал, используемый для изготовления надувных спасательных плотов, должен иметь высокую прочность на растяжение, большое сопротивление разрыву и низкий вес. Совершенно необ-

ходимо, чтобы материал был непроницаемым для воды и воздуха, эластичным, стойким при воздействии солнечного света, предельных температур и влаги. Чаще всего используют прорезиненную хлопчатобумажную ткань в два или три слоя, которые ориентированы один по отношению к другому таким образом, чтобы получить примерно одинаковые свойства в различных направлениях; погонная разрывная нагрузка хлопчатобумажной ткани составляет около 10,5 кг/см на каждые 100 г веса 1 м² ткани.

Прочность хлопчатобумажной прорезиненной ткани в значительной степени зависит от времени приложения нагрузки. Например, нагрузку, составляющую 75% от разрывной, такая ткань выдерживает в течение 50 минут; нагрузку, составляющую 70% — в течение 5 часов; 60% — в течение 100 часов; 50% — в течение 1500 часов и 40% — в течение 4 лет. Отсюда можно сделать вывод, что допустимая нагрузка должна составлять примерно 55% от разрывной.

Для пропитывания тканей используются натуральные каучук или его заменители. Натуральный каучук хорошо сохраняет свои свойства при низких температурах, однако он сильно подвержен действию нефтепродуктов. Заменители каучука обеспечивают ткани большую плотность, они стойки к воздействию нефтепродуктов, но становятся хрупкими при низких температурах.

Весьма перспективным материалом для спасательных надувных плотов являются синтетические ткани.

Окраска плота и тента должна быть яркой, так как это значительно облегчает поиск плота; кроме того, слой краски защищает материал от вредного воздействия солнечного света. Исследования показали, что лучше всего этим требованиям удовлетворяет оранжевая краска на хромовой основе.

Как правило, плоты хранятся в контейнерах, расположенных в непосредственной близости от борта. Плот надувается при помощи автоматической системы, имеющей пусковой линч, который закрепляется на судне и при срывании плота рычагом заставляет систему сработать. Газ, используемый для заполнения плота, хранится в специальных баллончиках. Он должен быть безвредным для обитателей и животных. Чаще всего при немешается смесь углекислого газа с азотом.

Последовательность спуска надувного плота показана на рис. 67.

Выше отмечалось, что существенным недостатком плотов является сложность посадки людей, которые должны сами любым способом спуститься в воду и плавать добраться до плота.

В последний год стали практиковать различные устройства для спуска на воду плотов вместе с людьми (см. стр. 144).

Снабжение плотов. Надувные и жесткие плоты должны обеспечивать обитателей нормальные условия существования. В снабжение плота включаются продукты питания — карманы с пита-

мнянки, сгущенное молоко — запас питьевой воды из расчета 1,5 л на человека, рыболовные принадлежности, средства оказания первой помощи и таблетки от морской болезни.

Большое внимание уделяется средствам сигнализации. К ним относятся автоматический плавучий светящийся буйек, парашютные ракеты бедствия, дающие яркий красный свет на большой

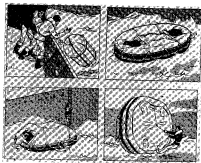


Рис. 67 Последовательность спуска яхты

высоте, фальшфейеры, ручные фонари, зеркало и т. д. В последние годы плоты обеспечиваются автоматическими радиомаяками посылающими в эфир сигнал SOS.

За исключением пары складных весел, которые служат главным образом для того, чтобы отойти от борта судна, спасательные плоты не имеют средств движения.

Для уменьшения дрейфа все плоты снабжаются плавучими якорями.

Оборудование плота включает средства для осушения (губки, черпаки), комплект средств для ремонта плота и чехол

§ 32 Классификация судовых шлюпок

Для спуска шлюпок на воду и их подъема применяются шлюпки различного принципа действия. Весь процесс спуска может быть разделен на два этапа: вываливание шлюпки за борт и вертикальный спуск ее на воду. Основное различие между шлюпками заключается в том, каким образом они осуществляют вываливание шлюпки. Вертикальный спуск на воду у всех типов шлюпок выполняется аналогично — травлением допара шлюпочных талей.

Согласно сложившейся классификации различают радиальные, заваливающиеся и гравитационные шлюпки. Первые два типа различаются по положению оси, относительно которой вращается стрела шлюпки. У радиальных шлюпок эта ось вертикальна, у заваливающихся она располагается в горизонтальной плоскости параллельно борту. У гравитационных шлюпок процесс вываливания происходит под действием веса шлюпки и находящихся в ней пассажиров.

Число конструктивных типов шлюпок очень велико, однако для обслуживания спасательных шлюпок используются только гравитационные и заваливающиеся шлюпки. В Правилах постройки указывается, что на пассажирских судах и на судах, используемых как катерные базы в рыбообрабатывающих заводах, следует устанавливать шлюпки гравитационного типа, которые обеспечивают быстрый спуск больших шлюпок. На других судах могут быть применены заваливающиеся шлюпки, если вес шлюпки и находящихся в ней пассажиров не превышает 2,3 т. Для шлюпок с большим весом следует использовать гравитационные шлюпки.

Рекомендации Правил постройки основаны на том, что только шлюпки названных типов удовлетворяют требованиям, предъявляемым к средствам спуска и подъема шлюпок. Каковы же эти требования?

1. Конструкция шлюпки должна обеспечивать спуск шлюпки в кратчайший срок. Во всех случаях, когда допускается использование гравитационных шлюпок, время спуска шлюпки на воду не должно превышать 2 минут. Эта жесткая норма позволяет выполнить все спасательные операции, включая посадку людей в шлюпки, в достаточно короткий промежуток времени. На пассажирских судах, например общее время не должно превышать 30 минут.

2. Элементы шлюпки должны иметь достаточную прочность, а вся конструкция в целом должна работать практически без-

отказов. Спроектировать конструкцию отвечающую этому требованию, чрезвычайно трудно, так как шлюпбалки, находящиеся в условиях повышенной влажности, возможного обмерзания и т.д., должны быть всегда в состоянии полной готовности.

Желательно, чтобы шлюпбалка с расположенной на ней шлюпки не ухудшала остойчивости судна и меньше загромождала палубу.

§ 33. Радиальные и выдвижные шлюпбалки

Радиальные шлюпбалки. На рис. 68 показаны два основных типа радиальных шлюпбалок: В первом случае стрелы шлюпбалки имеют по две изолированных опоры, во втором они закрепляются на одной палубе при помощи стандарта.

Основными характеристиками шлюпбалок являются высота стрелы над палубой и обеспечиваемый ею вылет шлюпки за борт.

Высота стрелы радиальной шлюпбалки h может быть определена как сумма высоты борта шлюпки, отстояния ее килей от палубы и размера шлюпочных талей. Вылет стрелы является второй геометрической характеристикой радиальной шлюпбалки.

Процесс выпалывания шлюпки очень сложен и осуществляется вручную.

Обратимся к рис. 69 из исходного положения AB шлюпка перемещается в положение A_1B_1 , при котором игленик может миновать левую стрелу балки, не задвинув ее. При этом правая стрела вращается в обратном по отношению к борту направлении. Далее при вращении обеих стрел в направлении к борту достигается полное выпалывание шлюпки (A_2B_2).

Полный механизировать вращение стрел приводя к тому что терпится основное преимущество этой конструкции — простота. Конструкция стрел радиальных шлюпбалок не позволяет

получить вылет, достаточный для спуска шлюпок при крене на обратный борт. В целом процесс выпалывания при помощи радиальных шлюпбалок очень сложен и занимает много времени, поэтому эти шлюпбалки рекомендуется применять только для обслуживания рабочих шлюпок небольших размеров.

Расчетный момент M , необходимый для определения конструктивных элементов шлюпбалки, определяется с учетом 15° крена в направлении выпалывания. Его максимальное значение (в сечении у палубы на рис. 68, а) будет

$$M = (s \cos 15^\circ - h s \sin 15^\circ) \frac{P_a}{2}$$

где P_a — вес шлюпки кг h и s — высота и вылет стрелы м. Если принять приближенно $\cos 15^\circ \approx 1$ и $\sin 15^\circ \approx 0,25$ то

$$M = \frac{P_a}{2} (s + 0,25h) \quad \frac{P_a}{8} (4s + h) \quad (59)$$

Момент сопротивления сплошного круглого сечения может быть определен по формуле

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{M}{[\sigma]} = \frac{P_a (4s + h) 160}{8[\sigma]}$$

где $[\sigma]$ — допустимые напряжения

Вес деревянных шлюпок

$$P_a = p (0,6 L B H) \quad (60)$$

где p — вес шлюпки, относенный к ее валовому объему. Для рабочих шлюпок величина p изменяется в довольно узких пределах со средним значением 250 кг/м^3 .

Диаметр сплошного круглого сечения стрелы шлюпбалки

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,6 \cdot 2000}{8 \pi [\sigma]} \cdot \frac{1}{L B H} (4s + h)} \quad (61)$$

Полученная формула по своей структуре совершенно аналогична зависимости которая рекомендовалась Правилами постройки для определения диаметра шлюпбалки

$$d = c \sqrt[3]{L B H (4s + h)}, \quad (62)$$

где c — численный коэффициент, который для сталей с временным сопротивлением $42-55 \text{ кгс/см}^2$ равен 27.

Анализируя формулы (61) и (62) позволяя определить значения допустимых напряжений, соответствующих принятой расчетной схеме $[\sigma] = 750 \text{ кгс/см}^2$, что соответствует примерно трехкратному запасу по отношению к пределу текучести стали.

Иногда может потребоваться более точный расчет, учитывающий реакции в направляющих звеньях, собственный вес шлюпбалки

и т. д. Учет этих факторов приводит к некоторому снижению запаса прочности, определенного выше. Расчетный анализ пока знает, что при уточненном расчете следует повысить допускаемые напряжения до 880—900 кг/см².

Заваливающиеся шлюпбалки. Существует несколько типов заваливающихся шлюпбалок. Рассмотрим их основные особенности:

1. Наиболее простом является заваливающаяся шлюпбалка, показанная на рис. 70 а. Шлюпка хранится на палубных кля-

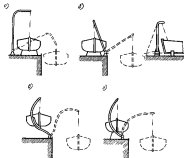


Рис. 70 Заваливающиеся шлюпбалки: а — тип 1; б — смещенная к борту; в — 5-образная; г — с переизгибаем.

блах между шлюпбалкой и бортом судна. Однако чтобы обеспечить достаточный вылет шлюпки за борт, требуется чрезвычайно длинная стрела, так как шарнир крепления стрелы смещен от борта. Позднее мы увидим, что эта конструкция в измененном виде была внедрена как гравитационная шлюпбалка.

2. Длину стрелы шлюпбалки можно уменьшить, если сместить ее крепление к борту. На рис. 70 б показано как такое смещение достигнуто за счет вынесения шлюпбалки по длине за габариты шлюпки. Инженером Иолко была разработана конструкция шлюпбалки, стрела которой состоит из основной части и дополнительной наклонной связи, уменьшающей изгиб стрелы (рис. 71). Чтобы приблизить положение шлюпочных талей к вертикальному,

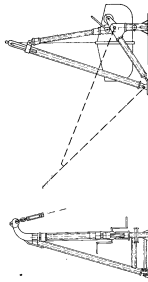


Рис. 71 Шлюпбалка с дополнительной наклонной связью

нок стрелы загнут и направлены шлюпки. Для большего удобства при работе привод винтового механизма вываливания поднят над палубой и расположен на небольшом фундаменте. (На особенностях механизма вываливания мы остановимся ниже)

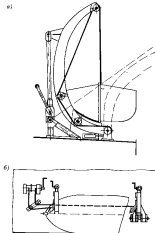


Рис. 72 Сервошлюпбалка

Основным недостатком этой конструкции является значительное увеличение площади необходимой для размещения шлюпки и шлюпбалок.

3 У S-образной закладывающейся шлюпбалки (рис. 70 а) смещение шарнирного крепления к борту достигается без вынесения шлюпбалок за габариты шлюпки (как это было сделано в шлюпбалке Йолко). Шлюпка хранится и крепится по-прежнему на

стрелках шлюпбалок. К недостаткам S-образной шлюпбалки следует отнести сложную форму стрелы и высокое положение шлюпки, отрицательно сказывающееся на остойчивости судна.

4. Стремление совместить крепление стрелы к борту при одновременном походном хранении шлюпки на палубных кильблоках привело к созданию сервошлюпбалки (рис. 70, в). Стрела сервошлюпбалки (рис. 72, а) имеет коробчатое сечение с расширением внизу, позволяющим сделать конструкцию опоры более надежной.

Интересна проводка лопарей шлюпочных талей. Благодаря положению направляющего блока на оси поворота шлюпбалки движения ее стрелы и лопарей шлюпочных талей могут осуществляться независимо. На рис. 72, б показана проводка лопарей к двухбарабанной лебедке.

К достоинствам сервошлюпбалки следует отнести большой вылет при сравнительно небольшой длине стрелы, удобное положение шлюпки и компактность. Наряду с этим основным недостатком сервошлюпбалки (общим для всех видов закладывающихся шлюпбалок) является длительность процесса вываливания шлюпки. При увеличении размеров шлюпок этот недостаток усугубляется, что и объясняет отмеченное выше ограниченное (§ 32) применение закладывающихся шлюпбалок.

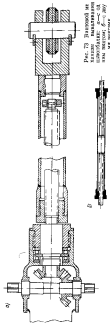


Рис. 73 Детали сервошлюпбалки: а — вид сверху; б — вид сбоку

Как правило, для вываливания шлюпки у всех заваливающих шлюбалом используется винтовой механизм, состоящий из длинного телескопического ванта (рис. 73, а).

Создание выдвинутого двухзвнтового механизма вываливания связано с именем инженера Нолло (рис. 73, б). Одна из звнтов, имеющей однозвнтовую нарезку, работает в период движения шлюпки вверх. После того как шлюпка достигла своего высшего положения, начинает работать вторая, многозвнтовая звнтка, позволяющая увеличить скорость движения. Достоинством винтового механизма Нолло является не только сокращение времени вываливания шлюпки: значительно проще изготовить два коротких ванта, чем один длинный.

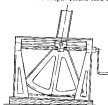


Рис. 74. Секторно-винтовой механизм вываливания.

Следует остановиться и на секторно-винтовом механизме вываливания (рис. 74). В этом механизме вент не имеет своего положения и укреплен на двух стойках. Вращение вента вызывает горизонтальное перемещение гайки, шарнирно соединенной со стрелой шлюбалки. При вываливании стрелы сектор прокатывается по зубчатой рейке на палубе, тем и достигается смещение стрелы к борту.

Секторно-винтовой механизм вываливания менее надежен, чем винтовой, так как обмерзание зубчатой рейки и вента или их засорение могут значительно затруднить вываливание шлюпки.

§ 34 Гранитционные шлюбалки

Идея использовать вес шлюпки для ее вываливания за борт оказалась чрезвычайно заманчивой. В последние годы появилось большое количество разнообразных вариантов гранитных шлюбалок. В отечественной практике различают следующие конструктивные типы: одношарнирные, двухшарнирные, складывающиеся и скатывающиеся шлюбалки. Рассмотрим особенности их работы и конструкции.

Одношарнирная шлюбалка (рис. 75) Под действием веса шлюпки в выходящейся из ней массивной стреле шлюбалки вращается относительно шарнира (узла I). Стрела поддерживается лопарем, скорость срабатывания которого полностью определяет скорость ее движения. После того как стрела достигнет предельного положения, начинается вертикальный спуск шлюпки, который также осуществляется лопарем шлюпочных талей.

Нижний прямой участок стрелы шлюбалки АВ (на рис. 75) при вываливании достигает упоров на палубе.

Шлюпка в поднятом положении опирается на кромштейн и кильблок. Для удобного закрепления шлюпки стрела в средней части имеет такой же кантов, что и шлюпоут в месте размещения кильблока. Особая форма верхней части стрелы обусловлена тем, что лок стрелы шлюбалки должен находиться над ДП шлюпки.

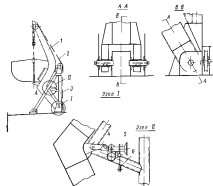


Рис. 75. Одношарнирная шлюбалка.

стрела 1 — конец выходящей части; 2 — кантов; 3 — кантов; 4 — кантов; 5 — кантов

Стрела обычно выполняется сварной коробчатого сечения с диафрагмами. В нижней части она имеет развилку, которая по мере устойчивости в поперечном (по отношению к шлюбалке) направлении. Конструктивное оформление этого узла (узла I) также показано на рис. 75.

Направляющие блоки и устройства для поперечного закрепления стрелы и шлюпки располагают на станине. В рассматриваемой шлюбалке станина представляет собой трехногую стойку, для основных элементов которой используют трубы.

Подходное закрепление стрелы осуществляется с помощью такла и наметки. При вращении рукоятки винтового привода и поворота его относительно горизонтальной оси такла освобождает наметку, после чего стрела удерживается только лопарем шлюпочных талей.

Приведем некоторые данные о табаритах и весе одношарнирной шлюпбалки рассчитанной на обслуживание шлюпки вместимостью 80 человек.

Высота стрелы над палубой — 8 м

Высота крепления направляющих блоков на станине — 4,5 м
каждая шлюпбалка занимает участок палубы $1,5 \times 3$ м.

Суммарный вес пары шлюпбалок, отнесенный к пассажиру вместимости шлюпки, составляет 120 кг/чел.

Шлюпбалка обеспечивает горизонтальное перемещение носа стрелы до 5 м, что дает трехметровый вылет, так как ДП шлюпки в походном положении отстоит от борта на 2 м. Отклонение горизонтального перемещения носа к высоте стрелы составляет 0,62

Двухшарнирная шлюпбалка. Стрела двухшарнирной гравитационной шлюпбалки (рис. 76) состоит из двух шарнирно соединенных рычагов. Первый этап вываливания шлюпки сводится к вращению обоих рычагов относительно неподвижного шарнира. После того как первый рычаг достиг упора на палубе и занял таким образом предельное положение, вращением второго рычага относительно промежуточного шарнира достигается полное вываливание шлюпки за борт. Предельное положение второго рычага ограничивается телескопической тягой, которая крепляется на ось неподвижного шарнира.

Составная стрела двухшарнирной шлюпбалки по форме аналогична стреле одношарнирной шлюпбалки. Конструкция промежуточного шарнира также показана на рис. 76 (сечение АА). Специальный упор ограничивает вращение второго рычага в обратном направлении. При отсутствии такого упора рычаги стрелы после начала движения могли бы сложиться и дальнейшее вываливание шлюпки стало бы невозможным.

Выполненная из труб сварная станина обеспечивает размещение направляющих блоков и подходное закрепление стрелы шлюпбалки.

В табл. 11 дается сравнение основных характеристик рассматриваемой шлюпбалки и одношарнирной шлюпбалки, предназначенной для обслуживания шлюпки такой же вместимости (25 человек).

Двухшарнирная шлюпбалка несколько сложнее в конструктивном отношении, однако при одинаковом вылете она имеет значительно меньшую высоту. Это преимущество особенно существенно у шлюпбалок, предназначенных для обслуживания больших шлюпок.

Складывающаяся шлюпбалка. Рассмотрим конструкцию складывающейся шлюпбалки для обслуживания шлюпки, рассчитанной

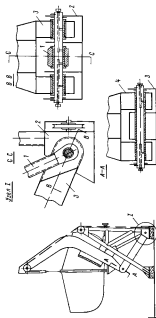


Рис. 76. Двухшарнирная шлюпбалка
о разъемных тягах: 1 — фланец; 2 — рычаг; 3 — второй рычаг

Характеристики двух и однопарной шлюпбалки

Таблица 11

Характеристика	Двухпарная шлюпбалка	Однопарная шлюпбалка
Высота навесных катков, мм	4170	5300
Шарнир в основании, мм	1100	1100
Длина в основании, мм	1750	1950
Вылет (перемещение ДП и катков), мм	3150	3300
Вес пары шлюпбалок, кг	2050	2100
Отклонение высоты к вылету	1,32	1,57
Удельный вес на 1 человека, кг/чел	82,0	84,0

на 80 человек (рис. 77). При вываливании шлюпки стрела совершает вращательно-поступательное движение, которое полностью определяется перемещением катков по направляющим. Каток С, который в походном положении располагается достаточно высоко, движется вниз. Каток В при вываливании стрелы проходит горизонтальную часть направляющей, после чего поднимается вверх. (Предельное положение, при котором каток С достигает упора в направляющую показано на схеме на рис. 81.)

Скорость вываливания шлюпки определяется скоростью срабатывания дощера (на рис. 77 он показан штрих-пунктирной линией) с барабана шлюпочной лебедки.

Так же, как и у ранее описанных шлюпбалок, шлюпка в походном положении опирается на кронштейн и шлюпбалку, которые укреплены на стреле шлюпбалки. На стреле же укреплены оси двух пар катков (рис. 77, сечение 88).

В первых вариантах шлюпбалок с шлюпбалкой для направляющих использовался обычный катаный швеллерный профиль. Однако позднее выяснилось, что он не обеспечивает достаточной жесткости на кручение. Были случаи, когда стрела

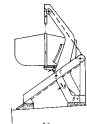


Рис. 77 Склоняющаяся шлюпбалка.

шлюпбалки падала на палубу после того, как под действием реакции катков направляющие разгибались. Составной профилем, показанный на рис. 77 обеспечивает достаточную жесткость на кручение.

В табл. 12 приведены габариты и вес рассматриваемой шлюпбалки, а также характеристики однопарной шлюпбалки, предназначенной для обслуживания аналогичной шлюпки. Данные этой таблицы свидетельствуют, что склоняющаяся шлюпбалка имеет значительно меньшую относительную высоту (т. е. отношение высоты к вылету).

Таблица 12

Характеристики однопарной и склоняющейся шлюпбалок

Характеристика	Однопарная шлюпбалка	Склоняющаяся шлюпбалка
Высота навесных катков, мм	7390	6000
Шарнир в основании, мм	1500	900
Длина в основании, мм	2390	3660
Вылет, мм	3060	4800
Вес пары шлюпбалок, кг	8700	8900
Отклонение высоты к вылету	1,54	1,30
Удельный вес на 1 человека, кг/чел	109,0	108,0

Склоняющаяся шлюпбалка имеет существенный недостаток: свойственный всем конструкциям, в которых катки перемещаются по частично замкнутым направляющим.

Значительное сопротивление движению катков может быть вызвано обмерзанием направляющих, их загрязнением и коррозией. Бывали случаи, когда склоняющаяся шлюпбалка по этим причинам (особенно во-за обмерзания) не срабатывала. Этот недостаток настолько серьезен, что в последние время именовался тенденция отказываться от шлюпбалок подобной конструкции в пользу более надежных одно- и двухпарных шлюпбалок.

Скатывающаяся шлюпбалка (см. рис. 82). На стреле шлюпбалки укреплены катки, которые при вываливании перемещаются по одной и той же направляющей. В начальной стадии вываливания стрела движется поступательно. После того как первый каток попадает на криволинейную часть направляющей, движение становится вращательно-поступательным. Обычно эти шлюпбалки размещаются на двух палубах. Скатывающаяся шлюпбалка несколько тяжелее, чем рассмотренные выше. (Приходящийся на одного человека вес конструкции колеблется в пределах 130—

[40 кг.) В связи с тем, что катки стрелы переключаются по частично замкнутому направляющим, надежность таких шлюпбалок не высока.

§ 35 Работа гранитационных шлюпбалок Кинематический и силовой анализ

С точки зрения удобства кинематического анализа все гранитационные шлюпбалки целесообразно разделить на две группы:

1 — шлюпбалки, у которых движение стрелы при вываливании шлюпки представляет собой вращение относительно определенной оси (одношарнирная и двухшарнирная шлюпбалки).

II — шлюпбалки, у которых стрела совершает вращательно-поступательное движение, определяемое известными траекториями перемещения двух точек стрелы (сходящихся и сходящихся шлюпбалок). Положение точек у этих шлюпбалок совпадает с осью катков, а траектория — с направляющим, по которым эти катки движутся.

У всех гранитационных шлюпбалок скорость движения стрелы контролируется шлюпочной лодкой посредством лопаря шлюпочных талей.

Целью кинематического и силового анализа является исследование пути, проходимого шлюпкой при ее вываливании и спуске, и возникающих при этом сил, скоростей и ускорений. Большой интерес представляет оценка влияния, оказываемого на характер движения такими параметрами, как длина стрелы, высота над палубой направляющих блоков и т. д.

При исследовании движения шлюпки особое внимание должно быть уделено моменту начала движения и моменту останова стрелы.

В начальный период вываливания трение в узлах шлюпбалки, возможное обмерзание, загрязнение направляющих и т. д. могут задержать движение стрелы. Это особенно опасно в тех случаях, когда приходится обеспечить движение стрелы с нулевой шлюпкой (если посадка пассажиров производится после того, как шлюпка вывалена за борт).

В соответствии с современными требованиями шлюпбалка должна обеспечивать надежный спуск шлюпки даже при 15-градусном крене в сторону противоположного борта (антикрен). Это условие будет выполнено, если момент веса шлюпки и шлюпбалки относительно центра вращения превышает момент сил сопротивления (трение в узлах шлюпбалки, сопротивление при движении катков и т. д.) и инерция.

В настоящее время не представляется возможным определить расчетным методом величину начального момента, необходимого для надежной работы шлюпбалки. Анализ работы шлюпбалок, положительно зарекомендовавших себя в эксплуатации, позволяет

задать лишь минимальную допустимую величину начального момента. Для различных типов шлюпбалок и размеров шлюпок эти значения приводятся на рис. 78. В момент должен засчитываться вес пустой шлюпки, который приблизительно равен 0,3 веса шлюпки с пассажирами и полным снабжением.

Рассмотрим заключительную стадию вываливания шлюпки. У гранитационных шлюпбалок скорость движения стрелы при вываливании и скорость вертикального спуска шлюпки определяются скоростью вращения лопаря шлюпочных талей. До момента останова стрелы шлюпка движется вместе с ее коном. После останова стрелы шлюпка начинает спускаться вертикально. Возникающее при этом резкое изменение величины и направления ее скорости является причиной появления существенных динамических нагрузок. Иногда это может представлять опасность для нахождения в шлюпке людей.

Работа одношарнирной гранитационной шлюпбалки

В общем случае плоско-параллельное движение стрелы гранитационной шлюпки в рассматриваемый момент может быть представлено как вращение вокруг мгновенного центра. При известном положении мгновенного центра легко определить направление абсолютной скорости любой точки стрелы. Для блока, где лопарь шлюпочных талей подходит к стреле, известны направление и величина поперечной скорости (скорости вращения лопаря шлюпочных талей) направления относительно и абсолютной скоростей. Этих данных достаточно для того, чтобы простым построением определить величину абсолютной скорости блока.

У одношарнирной шлюпбалки шарнир O является центром вращения (рис. 79). Точка B соответствует расположению неподвижного блока, а точка A — положению направляющего блока на стреле шлюпбалки.

Обозначим расстояние от блока на стреле до точки O через R а длину стрелы через L (у шлюпбалки на рис. 79 эти величины равны). Абсолютная скорость точки A направлена перпендикулярно к OA . Для определения ее величины проведем перпендикуляр к BA через точку D , соответствующую концу вектора v_A (скорость вращения лопаря). Относимый им на направление ab

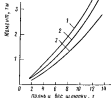


Рис. 78 Минимальный начальный момент для стрел гранитационных шлюпбалок.

— одношарнирная; 2 — двухшарнирная с сходящимися талей; 3 — сходящиеся тали.

одной скорости отрезок равен величине абсолютной скорости точки A (v_A). Абсолютная скорость v_A может быть определена по подобия треугольника образованного векторами v_A и v_A ($\triangle ADE$) и $\triangle ONA$, откуда

$$v_A = v_0 \frac{R}{h} \quad (63)$$

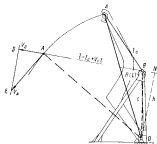


Рис. 79 Кинематическая схема одношарнирной снайперской шлюпки

Все стороны треугольника OBA известны, по чему возможна определить величину h

$$h = \frac{\sqrt{2R^2(R^2 + c^2) - (R^2 - c^2)^2}}{2l}$$

Следовательно

$$v_A = v_0 \frac{2R}{\sqrt{2R^2(R^2 + c^2) - (R^2 - c^2)^2}} \quad (64)$$

Угловая скорость стрелы $\omega = \frac{v_A}{R}$

Величина l является линейной функцией времени

$$l = l_0 + \omega_0 t$$

где v_0 — скорость вращения лопаря;

l_0 — расстояние между направляющим и отводным блоками в исходном положении

Для пока шлюпки $v_0 = \omega_0 l$

Интересующие нас тангенциальное и нормальное ускорения

$$a_t = 2\omega_0 \frac{(R^2 - c^2)^2 - l^4}{[l(R + l)^2 - c^2][c^2 - (R^2 - p)^2]}; \quad a_n = \omega^2 l \quad (65)$$

Полученные выражения позволяют сделать некоторые предварительные выводы. Угасывая, что отстояние шлюпки от борта и ее высота при данном размере шлюпки изменяются мало, основное значение в кинематике шлюпки приобретает взаимное расположение подвижного A (на стреле шлюпки) и неподвижного B направляющих блоков. В выражениях, записанных выше, их взаимное расположение характеризуется отрезком c (рис. 79) и длиной стрелы l (или R) (AO рис. 79). Длина лопаря $l = l_0 + v_0 t$ практически будет определена этими двумя размерами. Из выражения (65) следует, что возможность комбинаций $(R + c) = l$, $(R - c) = l$, $(R - l) = c$ должна быть исключена, так как при таком положении лопаря не может контролировать движение стрелы и ускорение неограниченно возрастает. Чем больше длина c , R , c и l нарушают эти равенства, тем более равномерным становится процесс выведения шлюпки. Определяющими в отведении выбора величин R , c и l являются начальное и конечное положения стрелы шлюпки. Как отмечалось выше, наибольший интерес представляет конечное положение стрелы, когда шлюпка начинает самостоятельный вертикальный спуск.

Время вываживания является одной из основных характеристик шлюпки. Считая начальное и конечное положения стрел заданными, найдем время, затрачиваемое на вываживание (T) из соотношения

$$\begin{aligned} l_0 &= l_0 + \omega_0 T \\ T &= \frac{l_0 - l_0}{\omega_0} \end{aligned}$$

Таким образом, время зависит не только от скорости, но и от размеров основных элементов шлюпки.

Работа двухшарнирной гравитационной шлюпки. Легко убедиться, что принципиальной разницы в методике расчета кинематики двухшарнирной и одношарнирной шлюпки нет. В обоих случаях движение стрелы представляет собой вращение относительно неподвижных шарнирных закреплен. Отличительной особенностью двухшарнирной шлюпки является наличие двух шарниров в связанного с этим переходом от вращения относительно точки O к вращению относительно промежуточного шарнира O_2 (рис. 80). В момент перехода (точка A_2) резко изменяется величина и направление скорости движения шлюпки (скорость пока стрелы). Это объясняется изменением направления абсолютной скорости точки A при неизменном значении скорости v_0 , которая, как видно из рис. 80, является проекцией абсолютных скоростей на направление AB .

О целесообразности применения двухшарнирных шлюзболок вместо одношарнирной можно судить по приведенному на рис. 80 сравнению их вылетов. При одинаковой высоте стрелы вылет одношарнирной шлюзболок значительно меньше.

Гравитационные шлюзболки второй группы (с заданным на протяжении движения двух точек). Рассмотрим скатывающуюся шлюзболку катки которой движутся по различным направлениям. Как и в предыдущих случаях движение стрелы контроли-

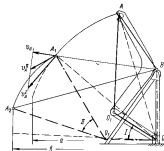


Рис. 80 Кинематическая схема двухшарнирной шлюзболки а — шлюзболки одношарнирной; б — двухшарнирной шлюзболки.

руется лопарем шлюзболок так как скорость вращения которого считается известной.

Стрела шлюзболки этого типа не имеет постоянного центра вращения и при вываливании шлюпки совершает вращательно-поступательное движение. Известное направление движения двух точек, положение которых соответствует положению катков, позволяет без труда найти мгновенный центр вращения и направление вектора абсолютной скорости точки стрелы (рис. 81).

Вывод аналитических зависимостей, описывающих движение стрелы, связан со значительными трудностями, поэтому весь анализ выполняется графически в такой последовательности:

1. Графически определяются величины и направления абсолютной скорости для нескольких положений нока стрелы. Затем опре-

деляются проекция абсолютной скорости на горизонтальную и вертикальную оси для тех же положений.

2. Определяется время вываливания и строится график изменения проекций абсолютной скорости в зависимости от времени.

3. Дифференцируются графики проекций абсолютной скорости и определяется абсолютное ускорение нока стрелы шлюзболки. Для исследования устойчивости движения стрелы и для определения начального момента также нужно знать положение мгновен-

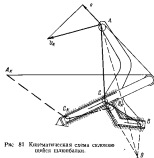


Рис. 81 Кинематическая схема шлюзболки с двумя шарнирами.

ного центра вращения. К факторам, способным оказать влияние на параметры движения скатывающейся шлюзболки, следует отнести положение направляющих блоков (С и В на рис. 81), расстояние между катками (СВ) и наклон направляющих.

Вторым типом шлюзболки с заданным направлением движения двух точек является скатывающаяся шлюзболка. В этой конструкции в отличие от скатывающейся шлюзболки катки последовательно пробегает по одной направляющей (рис. 82).

Путь стрелы шлюзболки можно разделить на два участка. На первом стрела движется поступательно по прямой наклонной направляющей. На втором поступательное движение сменяется вращательно-поступательным.

Начало движения скатывающейся шлюзболки будет обеспечено только в том случае, когда величина проекции веса шлюпки будет достаточной для преодоления трения в катках, инерции и износа

ных дополнительных сопротивлениях (загрязнение направляющих и т. д.).

Равномерное движение шлюпки при выкатывании и при пере ходе к вертикальному спуску может быть достигнуто за счет изменения наклона направляющих, из формы и нижней части и положения блоков для про водки лопаря шлюпочных талей.

У некоторых шлюбалок этого типа отсутствует при воднейший участок направляющих и выкатывание шлюпки обеспечивается толь ко поступательным движе нием стрел.

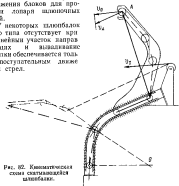


Рис. 82. Кинематическая схема системы шлюбалок.

§ 36. Конструктивные элементы шлюбалок

Стрела шлюбалки. Форма и конструкция стрелы, а также виды шарнирных соединений были рассмотрены выше. Остановимся подробно на конструкциях ноков. Для радиальных и задаваемых шлюбалок конструкция нока стрелы должна обеспечить надежное крепление блока шлюпочных талей к удобную проводку лопаря.

Некоторые варианты этих конструкции показаны на рис. 83. В варианте а блок крепится к вышке. В связи с тем, что в положении подожения шлюбалка раскрывается отжимками, а ноки стрел соединяются торпиками, на ноке предусматриваются специальные пазы и вырезы для крепления этих частей. В следующем варианте (б) используется шпиль. Иногда применяют кованый но к с проушиной для закрепления блока шлюпочных талей (вариант в).

В последнем варианте шпиль неподвижного блока непосредственно закреплен на ноке.

К конструкции ноков стрел гравитационных шлюбалок предъ является дополнительное требование — исключить возможность спуска шлюпки до момента ее выкатывания за борт. Это требование имеет серьезное основание, так как если не обеспечить прочной связи шлюпки со стрелой до того момента, когда стрела займет положение, близкое к предельному, то при травлении лопаря шлюпка может упасть на палубу.

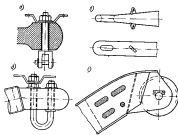


Рис. 83. Конструкция ноков шлюбалок: а, б — радиальных; в — задаваемых.

Конструкция нока, показанная на рис. 84, применяется на отечественных гравитационных шлюбалках всех типов. Для за крепления шлюбалки используется рог, на который навешивается серьга шлюпочного блока. Длина и форма рога рассчитываются таким образом, чтобы блок под действием веса шлюпки спускался с него при определенном угле наклона стрелы.

Для определения длины рога рекомендуется при предельном положении стрелы шлюбалки отметить положение лопаря шлюпочного блока, соответствующее крену в 15° на противоположный борт. Конец рога не должен выходить за линию, соответствующую оси лопаря, так как при этом положении стрелы шлюпка должна начинать вертикальный спуск. Чтобы точно зафиксировать серьгу шлюпочного блока на роге, используется ободка, шарнирно укрепленная на ноке стрелы.

Интересная конструкция применяется на гравитационных шлюбалках фирмы Nelson Trident (рис. 85). На ноке стрелы шар

нирно укреплен фигурный так с двумя шквалами по сторонам. На так навешивается наметка шлюпочного блока. В походном положении усилие, передаваемое от блока, стремится развернуть так в обратном по отношению к выдвиганию направления. При достижении стрелой положения близкого к предельному, момент усилия от блока меняет знак, так под его действием развертывается и освобождает шлюпку (это положение показано на рисунке штрих-пунктиром).

Такелаж шлюпбалок. Бегущий такелаж шлюпбалок образует лопарь шлюпочных талей. У заваляющихся шлюпбалок стрела при вываливании приводится в движение специальным винтовым механизмом. Такелаж обеспечивает только вертикальный спуск шлюпки на воду; это позволяет основать

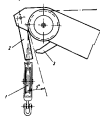


Рис. 84. Конструкция лопари тащевой шлюпбалки.

1 — шлюпочный блок; 2 — шлюпка; 3 — так.

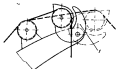


Рис. 85. Так гравитационной шлюпбалки Nelson Triplet.

1 — фигурный так

многошквенные тали и значительно снизить усилие в ходовом конце лопари при спуске шлюпки.

Об особенностях такелажа заваляющихся шлюпбалок уже говорилось при рассмотрении серповидной шлюпбалки. Отметим, что условием для определения расчетного значения натяжения в лопаре шлюпочных талей является подъем шлюпки с пассажирами. Расчетное натяжение должно быть определено с учетом потерь в тросах и направляющих блоках. Запас прочности находится в непосредственной связи с отношением $\frac{D}{d}$, где D — диаметр блока, а d — диаметр троса.

Как будет показано ниже (в разделе «Гибкие связи»), уменьшение диаметра шкива связано с возрастанием доли изгибающих напряжений и резким уменьшением срока службы троса.

Редкое использование шлюпбалок позволяет принимать для шкивов минимальные допустимые значения $\frac{D}{d} = 15-20$.

Коэффициент запаса прочности, представляющий собой отношение разрывной нагрузки к расчетному натяжению троса, при таких значениях $\frac{D}{d}$ принимается равным 5,5—6.

Такелаж гравитационных шлюпбалок. У гравитационных шлюпбалок вываливание стрелы и вертикальное движение шлюпки осуществляются при помощи бегущего такелажа. В этом случае использовать многошквенные тали практически невозможно. Прямое тянуть тали отдельно для спуска шлюпки и для ее вываливания значительно усложнило бы конструкцию шлюпбалки и потребовало бы двойного комплекта лебедок. Установка же единых многошквенных талей, все ветви которых проходили бы через блок стрелы конструктивно неосуществима.

Для такелажа гравитационных шлюпбалок используется в основном двойная основа лопари, которая включает один подвижной блок. Коренной конец лопари закрепляется на станине шлюпбалки а его ходовой конец подается на лебедку, обслуживающую шлюпбалку.

Рассмотрим проводку лопари на примере одношарнирной гравитационной шлюпбалки (рис. 86).

Ходовой конец лопари закрепляется на одной из половин барабана шлюпочной лебедки. Пробегай отводной блок на палубе, лопарь попадает на шкив, расположенный на основании станины, и идет вертикально вверх к шкиву направляющего блока. Дальше лопарь поступает на один из шкивов якорного блока, пробегае шлюпочный блок и возвращается назад ко второму шкиву якорного блока.

Закрепляется лопарь внизу у фундамента, после того как он пройдет второй шкив направляющего блока.

Такая симметричная относительно средней плоскости шлюпбалки проводка лопари полностью исключает скручивание стрелы шлюпбалки. На всем протяжении усилия воспринимаются двумя ветвями лопари, что особенно важно для шлюпбалок, обслуживающих крупные шлюпки.

Одноточный лопарь может быть использован только для шлюпок вместимостью которых не превышает 40—45 человек.

Для лопарей шлюпочных талей применяются наиболее гибкие тросы, изготовленные из сталей высшей марки В.

Расчет стрелы и такелажа. Во время работы стрела гравитационной шлюпбалки подвергается действию следующих сил:

- веса шлюпки и находящихся в ней пассажиров;
- геометрических сумм натяжений в ветвях лопари, который пробегает расположенные на стреле блоки;
- собственного веса стрелы;
- разлечных динамических нагрузок.

Однако при практических расчетах в настоящее время не учитывают динамических нагрузок, имеющих место при спуске шлю-

лок и при их подъеме, поскольку у нас еще нет исчерпывающих теоретических и, главное, экспериментальных исследований динамики гравитационных шлюбок.

Отсутствие каких-либо серьезных аварий позволяет сделать вывод, что расчеты выполняемые с учетом только статических сил, и принимаемые при этом запасы прочности достаточно надежны.

Остановимся на особенностях этого расчета.

В первую очередь нужно определить натяжение в лопарях шлюпочных талей хотя бы для трех положений стрелы шлюбалки при авталанжировании шлюпки. Анализ показывает, что в большинстве случаев определяющим является предельное положение, при котором шлюпка от совместного движения со стрелой переходит к вертикальному спуску. До того момента, когда стрела достигнет упоров, ограничивающих ее движение, она удерживается лопарем. Усилие (T), необходимое для этого, может быть определено из условия, что сумма моментов всех сил относительно мгновенного центра вращения равна нулю.

При двойной основе лопаря можно определить натяжение по движкой T_n и неподвижной T_a ветвей, так как сумма их известна $T_n + T_a = T$.

При подъеме

$$T_n = \frac{T_a}{q} \quad (\text{лопарь на 1 оке пробегает три шкива})$$

$$\begin{aligned} T_k &= \frac{q^2 T}{1+q^2} \\ T_n &= \frac{T}{1+q^2} \end{aligned} \quad (66)$$

При спуске $T_n = q^2 T_a$:

$$\begin{aligned} T_a &= \frac{T}{1+q^2} \\ T_n &= \frac{q^2 T}{1+q^2} \end{aligned} \quad (67)$$

С точки зрения расчета лопаря подъем стрелы является определяющим, так как усилие и нем дополнительно возрастает за счет направляющих блоков на пути лопаря к лебедке. При вывозе талины шлюпки они оказывают разгружающее действие.

После того как стрела достигла упора, усилие в лопаре определяется только весом шлюпки с учетом потерь в шкивах и блоков. При двойной основе лопаря одна из его ветвей остается неподвижной и натяжение в ней может быть определено следующим образом.

При подъеме шлюпки

$$T = \frac{T_n}{q} = P$$

откуда

$$T = \frac{qP}{1+q} \quad (68)$$

Натяжение подвижной ветви

$$T_n = \frac{P}{1+q} \quad (69)$$

после шкива на ноге

$$T_a = \frac{P}{q(1+q)} \quad (70)$$

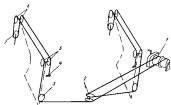


Рис. 86. Схема талиового гравитационного шлюбалка.
1 — шлюпка, 2, 3 — оттяжки блоков; 4 — верхний конец лопаря; 5 — направляющий неподвижный блок на упоре; 6 — шкивы на кале стрелы; 7 — подвижный блок.

Таким образом, усилие в лопаре между стрелой и направляющим блоком (см. рис. 86) будет

$$T_k = \frac{T_a}{q^2} = P \frac{1+q^2}{q(1+q)} \quad (71)$$

При спуске шлюпки

$$T_k = \frac{P}{1+q}$$

$$T_n = P \frac{q}{1+q} \quad (72)$$

Усилие в лопаре между ногой и направляющим блоком

$$T = T_n + q^2 T_a = P \frac{1+q^2}{1+q} \quad (73)$$

Для определения доли, приходящейся на шлюбалку от веса шлюпки и пассажиров, можно использовать формулу

$$P = 0.5(Q_{on} + 1) Q_d + Q_l \quad (74)$$

где $Q_{\text{сп}}$ — спусковой вес шлюпки, равный весу шлюпки ее обору дования и снабжения;
 Q — вес людей;
 k — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения пассажиров;
 Q_2 — вес блоков.

Во всех типах гравитационных и завиливающих шлюбалок стрела является статически определенной конструкцией, для которой известны изгибающих моменты, осевых и поперечных сил могут быть построены достаточно просто.

При определении момента сопротивления поперечного сечения стрелы необходимо обеспечить 2,5-кратный запас прочности по отношению к пределу текучести материала

Размер тросов бегучего такелажа при отношении $\frac{D}{d} \geq 20$ определяют исходя из 5,5—6-кратного запаса прочности по отношению к разрывной нагрузке

§ 37. Лебедки шлюпочного устройства

Лебедки шлюпочного устройства должны обеспечить спуск на воду и подъем спасательных шлюпок с находящимися в ней пассажирами. Если лебедка обслуживает гравитационную шлюпбалку, то она осуществляет как вываливание, так и спуск шлюпки на воду. При обслуживании завиливающейся шлюпбалки лебедка контролирует только вертикальное движение шлюпки. Так как вертикальный спуск шлюпки всегда происходит под действием собственного веса, нужно обращать особое внимание на надежность торможения в ограничении скорости шлюпки.

Следует учесть, что для спуска шлюпки на воду отводится самое минимальное время, а время ее подъема, как правило, не ограничивается. В свою очередь, при подъеме шлюпки лебедки должны развивать значительные усилия. Таким образом, условия работы в период спуска шлюпки определяют только средства торможения лебедки, а мощность привода лебедки определяется условиями подъема шлюпки. Обычно средства торможения включают ручной тормоз, который задерживает вращение барабана лебедки и освобождает его в нужный момент. Максимальная скорость вращения барабана ограничивается как правило, центробежным торможением.

Скорость шлюпки при спуске варьируется в довольно широких пределах (20—50 м/мин). Скорость при подъеме имеет только одно ограничение: необходимо, чтобы она превышала скорость подъема волнового склона. Согласно рекомендации академика В. Л. Поздояева для этого вполне достаточно скорость 10 м/мин.

По роду привода шлюпочные лебедки делятся на ручные, безмоторные и моторные. Поскольку механизмы шлюпочного устройства

используются сравнительно редко, лебедки могут не иметь специальных двигателей.

Чисто ручной привод может быть применен лишь для подъема небольших шлюпок (рис. 87, а). Для средних шлюпок применяются безмоторные лебедки, снабженные устройствами, позволяющими использовать другие таловые механизмы: грузопные лебедки механизма швартового устройства и т. д.

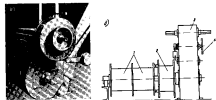


Рис. 87. Шлюпочные лебедки, а — ручная; б — безмоторная.
 — барабан; 2 — ведомый барабан; 3 — редуктор; 4 — тормоз

Барабан безмоторной лебедки (рис. 87, б) разделен на две части: основную и вспомогательную. Специальный трос (хвостовик), намотанный на вспомогательный барабан, передается на ближайшую лебедку достаточной мощности и таким образом обеспечивает работу безмоторной лебедки.

Лебедки со специальными двигателями предусматриваются для обслуживания спасательных шлюпок вместимостью 60 человек и более

§ 38. Проверочный расчет склоняющейся шлюпбалки Числовой пример

В соответствии с «Правилами классификации и постройки морских судов. Часть IV. Спасательные средства» на транспортном судне установлена пластмассовая спасательная шлюпка. Общее число пассажиров и экипажа 73 человека.

Основные данные шлюпки: длина $L = 8,5$ м; ширина $B = 3,0$ м; высота борта $H = 1,2$ м; расстояние между осями гаков — 7,5 м; максимальный вес (с людьми и снабжением) — 8,5 т.

Для обслуживания шлюпки принята склоняющаяся шлюпбалка типа ШБСВ, основные размеры которой показаны на рис. 88

Цель расчета — оценка возможности использования названного шлюпбалки с учетом, что вес шлюпки несколько превышает ее номинальную грузоподъемность.

Нагрузка действующая на шлюпбалку,

$$P = 0,8(Q_{\text{ш}} + 1,1Q_0) + Q_1$$

где $Q_{\text{ш}}$ — вес шлюпки — 3 т;
 Q_0 — вес людей — 73×75 — 5475 кг (5,5 т);
 Q_1 — вес балки — 0,2 т

$$P = 4,73 \text{ т}$$

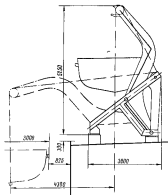


Рис. 88 К расчету грузоподъемной шлюпбалки

Вес стрелы шлюпбалки $Q_{\text{ш}} = 0,55 \text{ т}$.

Подъем пассажиров производится в то время, когда шлюпка находится в положении выкатки, поэтому сила P действует на стрелу шлюпбалки по всем протяженным выкатываемым длинам.

Натяжение каната при движении стрелы с шлюпкой. На рис. 89 показаны три положения стрелы, для которых производится расчет усилий в канате. Точки O_1 , O_2 и O_3 представляют собой мгновенные центры вращения стрелы шлюпбалки. Для определения T используется равенство нулю момента всех сил относительно мгновенного центра.

Положим же I

$$\sum M_{O_1} \quad P \cdot 1,5 \quad Q_{\text{ш}} \cdot 0,8 \quad T \cdot 1,4 = 0$$

$$T = \frac{1}{1,4} (4,73 \cdot 1,5 + 0,55 \cdot 0,8) = 5,4 \text{ т}$$

Все размеры даны со стрелы (рис. 89)

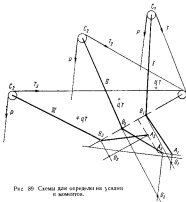


Рис. 89 Схемы для определения усилий в канате

Положим же II

$$\sum M_{O_2} \quad P \cdot 3,5 \quad Q_{\text{ш}} \cdot 1,6 \quad T \cdot 3,7 = 0$$

$$T = \frac{1}{3,7} (4,73 \cdot 3,5 + 0,55 \cdot 1,6) = 4,75 \text{ т}$$

Положим же III

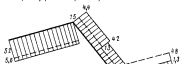
$$\sum M_{O_3} = P \cdot 3,85 \quad Q_{\text{ш}} \cdot 1,1 \quad T \cdot 2,3 = 0$$

$$T = \frac{1}{2,3} (4,73 \cdot 3,85 + 0,55 \cdot 1,1) = 8,2 \text{ т}$$

В предельном положении (III) усилие в подпорной стене лопара равно при выпрямлении

$$T_0 = \frac{1}{1+\eta^2} T = \frac{1}{1+0,96^2} 8,2 = 4,35 \text{ м}$$

Момент подпора балки саль, т



Момент осевого саль, т



Момент изгибающих моментов, тм

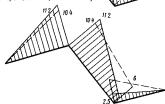


Рис. 90 Эпюры сил и моментов для стрелы шлюзобалки

при подеме стрелы со шлюзовой

$$T_0 = \frac{\eta^2}{1+\eta^2} T = \frac{0,96^2}{1+0,96^2} 8,2 = 3,85 \text{ м}$$

В предыдущем расчете предполагалось, что стрела находится в положении, близком к предельному, и подпоривается лопаром. Когда стрела достигла упора, выключена и задомом калит лопар стал

$$T_0 = \frac{P}{\eta(1+\eta)} = \frac{4,73}{0,96(1+0,96)} = 2,9 \text{ м}$$

Суммарное усилие в двух ветках лопара

$$T = P \frac{1+\eta^2}{\eta(1+\eta)} = 4,84 \text{ м}$$

Таким образом, расчетное усилие $T_0 = 4,35$ м соответствует для лопара тому случаю, когда стрела вырывается вместе с полностью нагруженной шлюзой.

Силы и моменты, действующие на стрелу шлюзобалки. Чтобы проверить стрелу шлюзобалки, рассмотрим ее предельное положение в двух случаях: I — когда стрела со шлюзой подвешена на лопаре и II — когда калит стрелы достигла упора, а шлюзовая лопара вырывается нагрузкой P . При этом укажем форму стрелы, заданную ее длиной и высотой (см. рис. 88).

I случай (стрела подвешена).

Для определения реакции R_A составим уравнение моментов относительно точки B

$$\sum M_B = P \cdot 3,3 + T \cdot 1,65 + Q \cdot 0,8 - R_A \cdot 0,7 = 0$$

Откуда

$$R_A = \frac{1}{0,7} (4,73 \cdot 3,3 + 8,2 \cdot 1,65 + 0,55 \cdot 0,8) = 3,6 \text{ м}$$

Для определения второй реакции

$$\sum M_A = P \cdot 4,56 + T \cdot 1,55 + Q \cdot 2,45 - R_B \cdot 1,55 = 0$$

$$R_B = 7,8 \text{ м}$$

Эпюры перерывающих сил, осевых сил и изгибающих моментов показаны на рис. 90.

II случай (стрела достигла упора).

Усилие в ветках лопара между стрелой и шлюзобалкой

$$T = P \frac{1+\eta^2}{\eta(1+\eta)} = \frac{4,73}{0,96(1+0,96)} = 4,84 \text{ м}$$

Для определения реакции R_A составим уравнение моментов

$$\sum M_B = P \cdot 3,3 + T \cdot 1,65 + Q \cdot 0,8 - R_A \cdot 0,7 = 0;$$

$$R_A = 11,5 \text{ м}$$

Чтобы калит стрелы реакция R_B составим уравнение моментов к проекции калит на линию BA:

$$P \cdot 4,85 + Q \cdot 2,45 - T \cdot 1,55 - R_B \cdot 1,55 - R_B' \cdot 0,60 = 0$$

$$3,6 \cdot 0,2 - R_B' \cdot \sin 65^\circ + R_B' \cdot \cos 35^\circ - 19,4 = 0$$

$$R_B = 7,4 \text{ м}$$

$$R_B' = 11,25 \text{ м}$$

Силы и моменты, действующие на стрелу шлюзобалки. Рассмотрим для простоты предельное и промежуточное, показанное на схеме (положение II, рис. 88).

Рассматривая уравнение статики (рис. 88) как равно с неизвестными узлами и жестко заданными моментами, составим на основании теоремы трех моментов систему уравнений для определения неизвестных M_1 , M_2 и M_3 :

$$\frac{M_1 l_1}{3EI} + \frac{M_2 l_2}{6EI} = 0;$$

$$\frac{M_1 l_1}{6EI} + \frac{M_2 l_1}{3EI} + \frac{M_3 l_2}{6EI} = 0,35 \frac{Pl_2^2}{6EI};$$

$$\frac{M_2 l_1}{3EI} + \frac{M_3 l_2}{6EI} = 0,35 \frac{Pl_2^2}{6EI}.$$

Корни системы: $M_1 = -0,435 \text{ мк}$; $M_2 = 0,87 \text{ мк}$; $M_3 = 2,5 \text{ мк}$. Схема и грузы для рамочного подвижного стрелы показана на рис. 91. Составим уравнения для определения неизвестных моментов:

$$\frac{M_1 l_1}{3EI} + \frac{M_2 l_2}{6EI} = \frac{Pl_1}{16EI};$$

$$\frac{M_2 l_1}{6EI} + \frac{M_1 l_1}{3EI} + \frac{M_3 l_2}{3EI} + \frac{M_4 l_2}{6EI} = \frac{Pl_2}{16EI};$$

$$\frac{M_3 l_1}{3EI} + \frac{M_4 l_2}{6EI} = 0.$$

Из них:

$$M_1 = 0,50 Pl_1 = 2,8 \text{ мк},$$

$$M_2 = 0,87 Pl_1 = 1,4 \text{ мк},$$

$$M_3 = -0,034 Pl_1 = -0,7 \text{ мк}$$

Для определения величины P было составлено уравнение моментов относительно точки A_2 (рис. 89). Эпюры перемещений сил и изгибающих моментов см. на рис. 91.

В связи с тем, что складируемые грузы, расчетные значения нагрузок будут:

$$M = 2,8 \text{ мк}; \quad M = 2,5 \text{ мк};$$

$$N = 5,7 \text{ мк}; \quad N = 5,05 \text{ мк}.$$

Для стрелы шлюзбалки необходимо отапливать рабочее место у конца верев, его можно включить в электросеть.

$$M_{\text{эл.}} = 11,2 \text{ мк}$$

сжимающая сила

$$T_c = 6,8 \text{ т}$$

Стрела имеет коробчатое сечение со следующими характеристиками:

$$W = 1550 \text{ см}^3;$$

$$F = 85 \text{ см}^2.$$

Максимальные изгибания

$$\sigma = \frac{M_{\text{max}}}{W} = \frac{T_c}{F} = \frac{11,2 \cdot 10^3}{1550} = \frac{6,8 \cdot 10^3}{85} = 805 \text{ кг/см}^2 < [\sigma]$$

$$[\sigma] = 960 \text{ кг/см}^2.$$

Характеристик сечения: $\sigma_{\text{пл.}} = 120 \text{ мм}^2$.

$$W = 775 \text{ см}^3;$$

$$F = 100 \text{ см}^2.$$

Максимальные изгибания при отбеге стрелы:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{2,8 \cdot 10^3}{775} = 365 \text{ кг/см}^2 < [\sigma].$$

Таким образом, рассматриваемая шлюзбалка вполне может быть использована для обслуживания артезианской скважины.

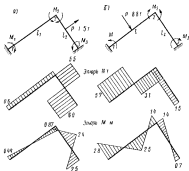


Рис. 91. Эпюры сил и моментов для стрелы

§ 39. Некоторые оригинальные конструктивные типы шлюзбалок

Каждый из рассмотренных выше типов шлюзбалок имеет свои недостатки. Так, одношарнирные шлюзбалки просты и надежны, но у них очень высокая стрела; у складывающейся шлюзбалки стрела значительно ниже, но она ненадежна в работе; тот же недостаток у складывающейся шлюзбалки.

На рис. 92 приведен интересный вариант складывающейся шлюзбалки, у которого стрела, направляющая и тросовый проводка расположены под палубой.

Упрощенной скатывающейся шлюпки «Девон» (рис. 93) разработанной английским инженером Д. Девонпортом, на всем протяжении выкатывания шлюпка прижата к выступам на кронштейне тележки.

Таким же образом шлюпка хранится в походном положении. Применение шлюпки Девон позволяет посадить людей в шлюпку в любом месте — от походного положения до выноса шлюпки за борт. Контролировать все операции может один из членов экипажа прямо из шлюпки.

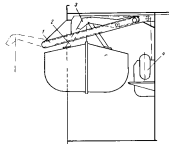


Рис. 92. Подкалубная скатывающаяся шлюпка.

1 — кронштейн; 2 — уборы шлюпки; 3 — стрел; 4 — весло.

Лодка располагается на специальной платформе, связанной с обеими шлюпками, что значительно упрощает проводку талей. Шлюпка не очень высока, но она все же занимает значительную площадь. Большим преимуществом является система закрепления, исключаящая колебания шлюпки при качке и позволяющая нести шлюпку за борт. На месте установки шлюпки палуба освобождается от механизма шлюпочного устройства и бегущего талка.

Отметим некоторые оригинальные конструкции шлюпок, появившиеся в последние годы.

Шлюпка «Vrengdenhils» (рис. 94). Эта конструкция представляет собой любопытный вариант скатывающейся шлюпки. Она позволяет спустить шлюпку практически при неограниченном крене. Тележка, несущая шлюпку, скатывается в воду по борту

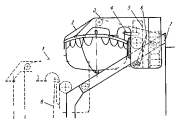


Рис. 93. Шлюпка «Девон».

1 — штур; 2 — тележка; 3 — стрел; 4 — регулятор скорости спуска; 5 — талка; 6 — рычаг сиденья шлюпки; 7 — измеритель; 8 — трис; 9 — регулятор скорости спуска.



Рис. 94. Скатывающаяся шлюпка «Vrengdenhils».

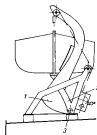


Рис. 95. Прямая шлюпка «Vrengdenhils».

1 — штур; 2 — измеритель; 3 — талка.

судна. Освобождение шлюпки происходит в тот момент, когда она полностью находится на плаву.

У трапециевидной секторной шлюпки «Велико» (рис. 96) стрела имеет в нижней части сектор, который при вывешивании шлюпки прокатывается по укрепленной на палубе рейке. Давление стрелы контролируется пережатием катка по направляющей. За счет смещения стрелы к борту такая шлюпбалка даже при невысокой стреле обеспечивает достаточный вылет.

Шлюпбалка типа ROS (рис. 96) в кинематическом отношении должна быть включена во вторую группу, так как траектории движения двух ее точек

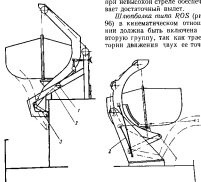


Рис. 96. Шлюпбалка типа ROS.

1 — каток; 2 — направляющая; 3 — рама катка

Рис. 97. Трапециевидная шлюпбалка на верфи Boienburg.

1 — шарнирное соединение рычагов; 2 — шарнирный каток

известны. Стрела шлюпбалки имеет каток, который перемещается по направляющей. Нижний конец стрелы при помощи рычага совершает вращательное движение. Шлюпбалка ROS несколько надежнее, чем обычная склоняющаяся так как один каток у ней заменен шарниром. Однако из-за возможного обмерзания катка, соединяющегося в конструкции, шлюпбалка не может быть рекомендована для установки на судах, плавающих в высоких широтах.

Трапециевидная шлюпбалка верфи Boienburg (ГДР). Эта шлюпбалка (рис. 97) представляет собой разновидность двухшар-

нирной шлюпбалки, но в отличие от конструкции, применяемой в нашей отечественной практике, промежуточный шарнир здесь вынесен за ДП шлюпки. Предельное положение стрелы при вывешивании шлюпки ограничивается складной тягой.

Принятое для этой шлюпбалки положение и отношение длин рычагов позволяет несколько повысить относительный вылет t к отношению вылета к высоте стрелы.

Шлюпбалка инженера Маневича. На некоторых судах трапециевидные шлюпбалки не могут быть использованы из-за их боль-

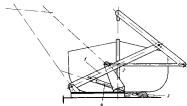


Рис. 98. Шлюпбалка инженера Маневича.

рычаг; 2 — каток; 3 — направляющая; 4 — гидродомкрат

шой высоты. В конструкции инженера Маневича отстояние пока шлюпбалки от палубы лишь незначительно превышает высоту шлюпки, расположенной на кильблоках (рис. 98). Шлюпбалка представляет собой уравновешенный четырехзвенник, один из концов которого приводится в движение гидродомкратом. Нос шлюпбалки перемещается практически горизонтально, что позволяет уменьшить мощность привода. Отношение вылета шлюпбалки к ее высоте — 1,5.

§ 40. Хранение и закрепление шлюпок во походному

При проектировании средств обеспечивающих хранение и за-крепление шлюпок, и при выборе места расположения шлюпок должна преследоваться одна основная цель — свести до минимума возможные задержки при спуске шлюпки на воду.

Шлюпки вместе с обслуживающими их шлюпбалками могут быть размещены на палубе, простирающейся до борта судна, на палубе рубки и на ватерной палубе специально предназначенной для установки шлюпок.

При расположении шлюпбалки на палубе у борта положение шлюпки по высоте в большой степени определяется типом ограждения палубы. Самое низкое положение шлюпки можно обеспечить при съеме люверсом ограждения или при расположении шлюпки между люверсом ограждением и бортом (рис. 99, а).

Если шлюпбалка устанавливается перед фальшбортом, то динка нижней части стрелы должна быть значительно увеличена, так как при спуске шлюпку надо переносить через фальшборт. Из-за большой высоты шлюпбалки этот вариант применяется на судах очень редко.

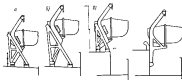


Рис. 99. Расположение шлюпбалок: а — за люверсом; б — перед фальшбортом; в — на рубке со стеной; г — на рубке без стены.

Расположение шлюпбалок на палубе рубки показано на рис. 99, в и г. Низкое положение шлюпки (рис. 99, г) достигается за счет смещения шарнирного крепления стрелы ниже палубы рубки. При этом несколько загромождается проход у борта. Иногда, чтобы иметь место для расположения шлюпок, палуба рубки специально продлевается до борта. Особенно удобно располагать на таких палубах скатывающиеся шлюпбалки, направляющие которых могут быть совмещены с роострами.* Скрутление угла между динкой палубы и бортом позволяет уменьшить длину стрелы у шлюпбалок других типов и поместить шлюпку ниже обычного.

При хранении шлюпки могут быть расположены и закреплены на стреле шлюпбалки или на палубе. У гранитационных шлюпбалок шлюпки размещаются на стреле или на специальной тележке в зависимости от типа шлюпбалки. В этих случаях шлюпка, как правило, опирается на кронштейн и кильблок, который поддерживает небольшой участок по обводу шлюпки.

Расположение спасательных шлюпок на палубных кильблоках может иметь место только при наличии заклинивающихся шлюп

балок. Как отмечалось выше, исключение представляет S-образная шлюпбалка.

Палубные кильблоки (рис. 100, а) представляют собой деревянные подушки с мягкой прокладкой, которые закрепляются на деревянных или металлических фундаментах. Форма верхней части кильблока должна соответствовать обводу шлюпки на том участке, которым она опирается на кильблок. Однако при такой форме кильблоков шлюпку перед вываливанием приходится под-

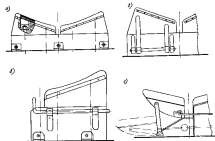


Рис. 100. Типы кильблоков: а — обычный; б — односторонний; в — с оплоской; г — скользящий.

нимать, что значительно задерживает ее спуск. Этого можно избежать, если расположить кильблоки только с одной стороны, как показано на рис. 100, б. В этом случае после отдачи задержника жила движению шлюпки к борту ничто уже не препятствует.

На рис. 100, в показан кильблок, одна из плоскостей которого откидывается и освобождает путь шлюпке. Такой кильблок может быть расположен только у оконечностей шлюпки. На этом же рисунке показан кильблок, который может быть расположен в месте, где обводы шлюпки близки к цилиндрическим (рис. 100, г). При отдаче задерживающего устройства подвижная часть кильблока как бы соскальзывает, после чего шлюпка может перевернуться в горизонтальном направлении.

Каждая спасательная шлюпка должна иметь надежное попутное крепление, полностью исключающее перевертывание шлюпки вызываемое качкой судна или другими причинами. Связь ис-

* Роострами называются палубные подкрепления продольными до борта настил палубы рубки.

пользуемая для крепления шлюпки (найт) должна иметь со единения, позволяющие быстро освободить шлюпку.

Для изготовления найтов используются стальные тросы

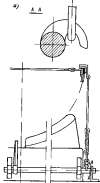


Рис. 101 Найт а — с закреплением на курке б — с тросом-связью.

Если шлюпка расположена на палубе, то в найтов обязательно включается гайколюк или другие рычажные устройства, винтовые и тросовые талрепы для выравнивания слабину. Достоинством тросового талрепа является то, что он одновременно может служить средством быстрой отдачи.

На рис. 101 приведены варианты возможной компоновки найтова для раскрепления шлюпки на палубе.

Найтовым гравитационных шлюпок практически не отличаются от найтов, применяемых при хранении шлюпок на палубе.

Как правило они закрепляются на курке, кончик которого совмещается с откатной поперечной закреплении стрелы шлюпки. Конструкция курка аналогична конструкции показанной на рис. 101.

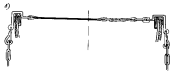
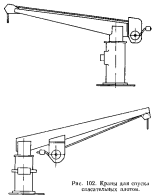


Рис. 102. Краны для спуска спасательных плотов.

§ 41. Средства спуска и подъема спасательных плотов

При оценке спасательных средств коллективного пользования (см. стр. 98) мы уже отмечали, что существенным недостатком спасательных плотов является способ посадки пассажиров только

после спуска плота на воду. В последнее время появились плоты посадки в которые осуществляется на борту судна. Спуска на воду таких плотов обеспечивается специальными кранами (рис. 102) и производится на одном шкентеле, так как небольшие размеры плотов и концентрация нагрузки в средней части (по периметру располагаются объемы, обеспечивающие плавучесть) исключают появление большого крена при их спуске



Пока еще не накоплен достаточный опыт использования спасательных средств этого типа, но не вызывает сомнения, что на судах с большим количеством пассажиров и многочисленным экипажем применение их имеет большие перспективы.

Рассмотрим последовательность выполнения спасательных операций.

Перед спуском плота стрела крана разворачивается в сторону борта, который на некотором протяжении (2—3 м) не имеет ограничения. Спасательный плот крепится к тросу, выносятся за борт и автоматически надвигается. Пассажиры занимают места на плоту после чего его спускают на воду. Скорость спуска колеблется в пределах 30—40 м/мин. При уменьшении натяжения шкентеля так

автоматически отдается и поднимается вверх, где к спуску подготавливается следующий плот.

Добиваются выполнения спасательных операций при крене достигнувшем 25°.

На рис. 102 показаны схемы двух вариантов креной предка значительных для спуска плотов.

ГЛАВА 10

СПАСАТЕЛЬНЫЕ СРЕДСТВА И ИХ РАЗМЕЩЕНИЕ НА СУДАХ

§ 42. Нормы снабжения судов спасательными средствами

Действующие в настоящее время нормы снабжения судов спасательными средствами («Правила классификации и постройки морских судов Регистра СССР, часть IV. Спасательные средства») созданы в соответствии с постановлениями международной «Конвенции по охране человеческой жизни на море» 1960 года. Практически эти нормы распространяются на все суда, которые разделяются на четыре категории в зависимости от района пла-
вания.

Снабжение спасательными средствами непосредственно связано с остальными вопросами обеспечения живучести судна. На пример, если судно спроектировано таким образом, что негодность при затоплении одного отсека не обеспечивает, то количество спасательных средств соответственно увеличивается.

Пассажирские суда. Большое количество пассажиров и членов экипажа на пассажирских судах не позволяет разместить такое количество шлюпок, которое могло бы обеспечить всех без исключения местами в шлюпках каждого борта. Последнее положение весьма существенно, так как могут возникнуть условия, препятствующие спуску шлюпок одного борта (большой крен, пожар и т. д.), и в идеальном случае все пассажиры и команда должны уместиться в шлюпки другого борта.

Однако даже на пассажирских судах первой категории удается разместить только половину необходимого числа шлюпок.

В табл. 13 приводятся нормы обеспечения людей спасательными средствами различного типа.

При эксплуатации пассажирских судов на прибрежных линиях, особенно в периоды наибольшего потока пассажиров, можно допустить некоторое отступление от этих норм. Если число людей превышает допустимые нормы, то всего лишь 75% их общего числа обеспечивается местами в шлюпках. При этом спасательных плотов и плавучих приборов должно быть достаточно, чтобы вместить соответственно 35 и 5% общего количества людей на судне.

Для немедленного оказания помощи людям, случайно оказавшимся за бортом, выделяется по одной дежурной шлюпке каж-

Таблица 13

Снабжение пассажирских и грузовых судов спасательными средствами

Категория снаб- жения судна	Количество людей, обеспечиваемых спасательными средствами 5% к общему количеству людей на судне		
	минимум с каждого борта	сод. шлюпки по така	приборы
На саж. русские суда			
I	50	25	3
II	80	25	3
III	80	15	5
IV		100	
Грузовые суда			
I	100	80	
II	100	50	
III	100	25	—
IV		100	—

дого борта. Эти шлюпки должны постоянно находиться в состоянии полной готовности.

В нормах снабжения судов спасательными средствами оговаривается необходимость иметь с каждого борта по одной моторной шлюпке, если количество людей на борту больше 30.

Если число людей превышает 200, одна из шлюпок должна иметь радиостанцию, если же число людей превышает 1500, радио-станции должны иметь две шлюпки. Нормируется и количество индивидуальных спасательных средств. Каждый человек, находящийся на борту, должен иметь спасательный жилет. Число запасных жилетов составляет 5% от общего числа людей.

Спасательные костюмы-комбинезоны предусматриваются для команды одной дежурной шлюпки.

Грузовые суда, ледоколы спасателя, буксиры и другие вспомогательные суда. Суда этих типов характерны тем, что на их борту обычно находятся сравнительно небольшое количество людей. Это позволяет обеспечить всех членов экипажа местами в шлюпках каждого борта (чего не удается достичь на пассажирских судах).

Для малых грузовых судов, относящихся к III категории снабжения, допускается сокращение количества спасательных шлюпок в два раза при одновременном увеличении вместимости плотов до 100% от общего количества людей. Это правило относится и к малогабаритным судам, не совершающим заграничные рейсы, с той разницей, что число мест в спасательных плотках принимается равным 50% от общего числа экипажа.

Для малых судов всех категорий снабжения также применяется норма, согласно которой все члены экипажа должны быть обеспечены местами в шлюпках каждого борта. Спасательные шлюпки валовых судов должны иметь специальную конструкцию предусматривающую предохранение людей при проходе в зоны горения нефти.

Во время пожара сообщение между надстройками судна может быть нарушено, поэтому для средних и больших танкеров в нормах снабжения имеется указание о необходимости иметь четыре шлюпки, из которых две должны размещаться в корме, а две — на средней надстройке. Если средняя надстройка отсутствует, все шлюпки должны размещаться в корме. Иногда в этом случае дополнительно предусматриваются спасательные плоты.

Нормы снабжения грузовых и вспомогательных судов индивидуальными средствами аналогичны нормам, принятым для пассажирских судов, с той разницей, что спасательные костюмы-комбинезоны предусматриваются для одной морской вахты на любой команды.

§ 43 Размещение спасательных средств

Размещение спасательных средств должно отвечать определенным требованиям, из которых основным является быстрая выполнение спасательных операций.

Все подчинено этой цели.

Прежде всего нужно организовать быструю посадку людей в шлюпки. Особое внимание следует обратить на расположение шлюпок на судне, расположение мест посадки в шлюпки, широту проходов, конструкцию ограждений, освещение палуб и шлюпок. Например, на пассажирских судах ширина проходов к шлюпкам должна быть не меньше 0,9 м, если количество мест в шлюпках не более 50. С увеличением числа мест в шлюпках до 200 ширину проходов делают до 1,2 м.

Посадка пассажиров обычно осуществляется после вытравливания шлюпки за борт. Посадка в шлюпки, спущенных на воду

требует большой сноровки, поэтому, как правило, она на пассажирских судах не допускается. Чтобы избежать различных помех при спуске, рекомендуется располагать шлюпки на одной палубе. Размещение на разных палубах допускается лишь в том случае, если приняты меры, исключающие задержки при одновременном спуске шлюпок.

Принудительная задержка при спуске (или даже аварии) может быть достаточно продуманная конструкция того или иного элемента судна, например открывающиеся наружу и расположенные в зоне спуска шлюпки ялюминатор или лашпорт.

Необходимость сократить время спуска шлюпок и одновременно обеспечить максимальную надежность спасательных операций заставляет конструкторов располагать шлюпки возможно ниже. Однако низкое расположение делает шлюпки уязвимыми для воздействия волн. Последнее является настолько существенным, что шлюпки как правило размещают не ниже второго пруса надстроек.

Существуют определенные ограничения при расположении шлюпок по длине судна. При спуске в районе носовой оконечности судна шлюпки могут быть повреждены, если судно имеет ход. В корме большую опасность представляют винты. Поэтому рекомендуется располагать шлюпки не ближе, чем на одну четверть длины судна от форштевня; в корме шлюпки не должны попадать в зону действия винтов.

Все сказанное относится и к спасательным плотам, посадка в которые осуществляется на борту судна. Все плоты размещают с таким расчетом, чтобы они могли беспрепятственно всплыть при погружении судна.

Спасательные средства индивидуального пользования должны быть легко доступны для людей: места их размещения следует ясно обозначить.

Грузовое устройство

ГЛАВА II

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГРУЗОВОМ УСТРОЙСТВЕ СУДНА

§ 44. Назначение и роль грузового устройства

Грузовое устройство судна предназначено для выполнения всех операций по погрузке, разгрузке и перемещению грузов на судне. Перевозка различных грузов является основной функцией большого класса морских судов, поэтому производительность их грузовых средств в значительной степени определяет эффективность судна в целом.

О роли грузовых средств морского транспортного судна можно судить из следующих примеров. При длине рейса в 12 000 морских миль затраты на выполнение погрузочно-разгрузочных операций составляют около 25% всех судовых расходов, а при рейсе в 1000 миль они возрастают до 50%.

Несовершенство грузовых средств и плохая организация погрузочно-разгрузочных работ приводит к тому, что современные судногрузовые суда зачастую проводят в портах больше половины всего эксплуатационного времени. Объяснить это можно тем, что при повышении эффективности судов основной упор делался на совершенствование формы корпуса и увеличение скорости судна и очень мало внимания уделялось совершенствованию грузовых средств и организации грузовых операций. Только в последние годы заметался существенный сдвиг в решении проблем, связанных с повышением эффективности судна как транспортного средства.

Все первичные судами грузы подразделяются на несколько категорий:

1. Жидкие грузы, перевозимые наливом.
2. Массовые (пылящие или сыпучие) грузы
3. Лесной груз.
4. Генеральный груз.

Разница между их свойствами настолько велика, а методы выполнения погрузочно-разгрузочных работ так разнообразны, что каждой категории груза должен соответствовать определенный конструктивный тип судна.

В курсе «Судовые устройства» не рассматриваются грузовые средства судов, предназначенных для перевозки жидких грузов наливом. Эти средства изучаются в курсе «Судовые системы».

Насыпные или сыпучие грузы — зерно, соли, уголь, руда и концентраты руд, удобрения и т. д. — перевозятся насыпью непосредственно в трюмах и имеют как правило, большие грузовые потоки.

В последние годы строят все большее количество крупнотоннажных судов для перевозки массовых грузов — углей, соли, руды и т. д.

Специфика лесного груза заключается в большой удельной погрузочной кубатуре (объем, занимаемый тонной груза). При за погрузкой лесным грузом только трюмов на судне остается значительный резерв грузоподъемности, поэтому до 40% общего объема груза размещается на палубе.

Некоторые виды лесного груза — строевой лес, пиломатериалы — имеют настолько большие размеры, что приходится учитывать длину трюмов и люков.

Среди рассматриваемых в настоящем разделе грузовых средств основное место занимают грузовые средства судов, предназначенных для перевозки лесного и генерального грузов.

Принято различать следующие разновидности генеральных грузов:

Обычный генеральный груз. К нему относятся грузы в мешках, бочках, ящиках, тюках и другой упаковке с весом подъема не более 3 т.

Грузы без упаковки или свободный груз, в который включается прокат различных металлов, мотки проволоки и т. д.

Специальный генеральный груз, отличающийся большим габаритом и весом. Например, в некоторых случаях вес подъема может достигать 100 т и более.

В соответствии со статистическими данными соотношение между различными видами генерального груза распределяется следующим образом.

	%
Обычный генеральный груз	64
Свободный груз	30
Специальный генеральный груз	16

Большое разнообразие в размерах, весах и типах упаковки генерального груза создает большие трудности в поисках методов механизации погрузочно-разгрузочных работ, а особенно механизации трюмных операций — размещения и закрепления грузов.

§ 45. Судовые грузовые средства и их классификация

Судовые и портовые грузовые средства. На рис. 103 показано грузовое устройство современного транспортного судна грузоподъемностью 10 000 т. Грузы размещаются в трюмах и твиндеках.

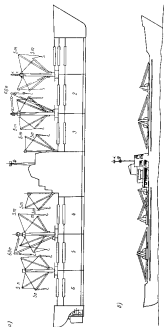


Рис. 103 Грузовое устройство транспорта на судне: а — с пультами и стрелами б — с воздушными кранами

образующих 6 грузовых отсеков, т. е. грузовых пространств заключенных между двумя смежными водонепроницаемыми поперечными переборками. Судно имеет две палубы, и каждый грузовой отсек, за исключением носового состоит из трюма и танка. В носовой части для перевозки грузов используется помещение бака, т. е. первый отсек имеет два танка.

Погрузочно-разгрузочные операции каждого отсека обслуживаются грузовыми стрелами. Грузовая стрела (рис. 104) представ-

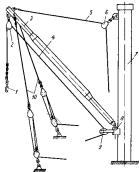


Рис. 104. Схематика стрелы.

1 — так; 2 — грузовой блок; 3 — стрела; 4 — канатный блок; 5 — крюк; 6 — противовесный блок; 7 — мотор; 8 — основание; 9 — стальной блок; 10 — оттяжка.

ляет собой стержень, нижний конец (швор) которого укреплен у основания мачты. Конструкция крепления стрелы (башмак) дает ей возможность вращаться относительно вертикальной и горизонтальной осей. В рабочем положении стрела удерживается толкателем, который закрепляется на верхнем конце стрелы (ноже) пробегает толкательный блок на мачте и крепится на палубе.

Вертикальное перемещение груза осуществляется грузовым шкелетом. Для поворота стрела имеет оттяжки.

На современных судах стрелы грузоподъемностью до 10 т предназначаются для ведения грузовых операций только с одного

борта. Поэтому они размещаются у торцов люков попарно. На рассматриваемом судне все трюма, за исключением носового, обслуживаются четырьмя стрелами грузоподъемностью по 5 т. Судно имеет возможность перевозить специальный генеральный груз, для погрузки которого дополнительно установлены две стрелы грузоподъемностью по 60 т.

Грузовое устройство судна состоит из нескольких практически постоянных комплексов: двух стрел с лебедками и оскастов и мачты, обеспечивающей их закрепление. Такой постоянный состав грузового комплекса позволяет анализировать работу грузовых стрел изолированно от грузового устройства судна в целом.

На некоторых судах стрелы грузоподъемностью до 10 т заменяются палубными кранами, для работы которых не требуется мачт. Бомовой вид такого судна показан на рис. 103, б.

Все судовые грузовые средства могут быть разделены на механизмы периодического и непрерывного действия. К первым относятся грузовые стрелы, палубные краны, лебды, подъемники и т. д., занимающие основное место в современной практике. Рабочий цикл механизмов этой группы состоит из двух ходов: рабочего (подъем, перенос и опускание груза) и холостого. К distinguished механизмам периодического действия нужно отнести их универсальность и способность выполнять различные автономные операции.

Грузовые механизмы второй группы (непрерывного действия), обеспечивающие непрерывный поток груза, включают транспортеры, конвейеры, элеваторы и др. До последних лет эти механизмы мало использовались на судах. Однако в последние годы они все чаще находят применение на судах, предназначенных для перевозки насыпных и навалочных грузов.

Очень важным является вопрос о необходимости иметь на судне собственные грузовые средства и о рациональном сочетании их с портовыми средствами.

В этом отношении в морской практике существуют две тенденции. В портах стран европейского континента основной объем работ по погрузке и разгрузке судов выполняется портовыми кранами. В американских портах для грузовых операций служат в основном грузовые устройства судов.

Подобляющее большинство морских судов имеют собственные грузовые средства. Остановимся на некоторых доводах в защиту этого положения.

После окончания второй мировой войны в связи с бурным развитием молодых самостоятельных государств Азии и Африки и увеличением объема торговли с этими странами резко увеличилось количество портов не имеющих достаточного кранового оборудования.

Комбинированное использование судовых и портовых средств может значительно ускорить погрузочно-разгрузочные операции

В этом случае грузовое устройство судна ведет работы с одного из бортов и баржа.

Судовые стрелы-тяжеловесы часто имеют грузоподъемность значительно превышающую грузоподъемность береговых портовых кранов. Бывали случаи, когда судовыми средствами перемещались грузы весом до 300 т, что позволяет им конкурировать даже с мощными плавучими кранами.

В настоящее время считается целесообразным для судов, предназначенных для постоянного обслуживания специальных линий с постоянным грузооборотом (рудозовов, углезовов и судов, перевозящих насыпной и навалочный груз), концентрировать грузовые средства в конечных пунктах.

Однако современные транспортные суда, не предназначенные для эксплуатации на постоянной линии, обязательно должны иметь собственные грузовые средства и совершенствование этих средств является одним из основных способов повышения эффективности транспортного флота.

ГЛАВА 12

ГРУЗОВЫЕ СРЕЛЫ

§ 48. *Общая работа грузовых стрел*

Основными характеристиками работы судовых грузовых стрел и других судовых подъемно-транспортных механизмов являются грузоподъемность, характеризующая предельным безопасным весом поднимаемого груза;

производительность, которая при данной грузоподъемности определяется скоростью выполнения всех операций по транспортировке и разгрузке груза;

распределительная способность, т. е. способность грузового механизма поместить груз в любое место обслуживаемой им площадки (грузовой зоны).

В морской практике различают *мачтовые стрелы* и *стрелы-тяжеловесы*. Легкие стрелы предназначены для погрузки и разгрузки грузов, вес которых не превышает 10 т. Грузоподъемность стрел-тяжеловесов превышает 10 т.

Производительность и распределительная способность зависят от количества рабочих движений грузового механизма.

Условно под рабочими движениями грузового механизма понимают любое перемещение груза, обеспечиваемое механическим приводом.

Немедианный грузовой механизм может иметь не больше трех рабочих движений: вертикальное перемещение груза на шкентеле,

перемещение груза при изменении вылета стрелы (изменение угла подъема) и перемещение груза при повороте стрелы.

Остановимся на основных требованиях, которые предъявляются к современным судным грузовым средствам:

1. Грузовое устройство должно обладать возможно большей производительностью и распределительной способностью.
2. Грузовой механизм должен быть компактным, иметь малый вес и низкое положение центра тяжести.
3. Обслуживание и управление грузовым механизмом не должны вызывать затруднений у обслуживающего персонала.
4. Грузовой механизм должен сохранять способность работать при крене и дифференте.
5. Подготовка грузового механизма к работе не должна занимать много времени.
6. Грузовое устройство должно отвечать общепромышленным требованиям, т. е. быть прочным, надежным, технологичным и экономичным.

Одиночная стрела. Схема оснастки одиночной стрелы показана на рис. 104. Стрела работает с постоянным углом наклона, величина которого должна обеспечивать возвышение носа, достаточное для безопасного перекоса груза над фальшбортом и комингсом люка. Обычно угол подъема находится в пределах 25° — 30° . В этом положении стрела фиксируется стопантом, длина которого при перемещении груза не изменяется.

Рассмотрим последовательность операций при погрузке. Груз подготавливается на причале и застропливается. Его подъем осуществляется грузовым шкентелем, который навязывается на барабан грузовой лебедки. После за этап стрела разворачивается оттяжками, и после того как нос займет нужное положение над люком, груз опускается вниз за счет срабатывания шкентеля с барабана лебедки.

Скорость подъема и опускания груза колеблется в широких пределах. Наибольшая скорость 70—80 м/мин.

Одиночная стрела имеет очень плохую распределительную способность, так как она может взять груз и поместить его лишь в районе, непосредственно примыкающим к дуге окружности, радиус которой равен проекции стрелы на плоскость палубы. Стрелу разворачивают либо вручную, либо подмываясь грузовыми лебедками перерабатывающих стрел. Время, затрачиваемое на перемещение груза и возвращение пустого гака, составляет 3—4 мин.

Производительность одиночной стрелы очень мала, поэтому этот способ работы легких стрел используется лишь в качестве вспомогательного.

При обычной оснастке легких стрел ось обоими стопантного блока и ось крепления шпора стрелы к мате располагаются на одной вертикальной линии. Если это условие не выполняется то

стрела приобретает способность автоматически поворачиваться. Ось поворота стрелы, проходящая через стопантный блок (рис. 105 точка А) и шпор (точка В), ориентируется таким образом, чтобы составляющая веса груза Т была достаточна для поворота стрелы. Движение стрелы при повороте контролируется оттяжками.

Спаренная работа стрел. Перемещение груза осуществляется согласованным изменением длины соединенных на обеим гаках шкентелей двух неподвижно закрепленных легких стрел (рис. 106)

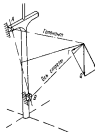


Рис. 104. Автоматическое разворачивание стрелы.

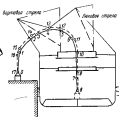


Рис. 106. Спаренная работа стрел

Траектория груза определяется положением стрел, участвующих в работе. Стрела нос которой располагается над люком, называется люковой. Береговая (бортовая) стрела выносится за борт.

Рассмотрим грузовой цикл при работе стрел на штемпеле (спаренной работе). В исходном положении (рис. 106, точка О) шкентель люковой стрелы свободен, и подъем груза осуществляется шкентелем бортовой стрелы. В дальнейшем (участки 1—2, 2—3) скорость выбирания шкентеля бортовой стрелы уменьшается и за счет выбирания шкентеля люковой стрелы груз начинает перемещаться в сторону трюма. На участках 3—4, 4—5 и т. д. лебедка бортовой стрелы срабатывает шкентель. Начиная с участка 5—6 длина шкентеля люковой стрелы увеличивается, и груз начинает опускаться в трюм. Траектория движения пустого гака также показана на рис. 106 (участки 6—9, 9—10 и т. д.). Режимы работы грузовых лебедок при спаренной работе приведены в табл. 14.

Грузоподъемность при работе спаренных стрел меньше, чем грузоподъемность одиночной стрелы, что объясняется увеличением

При совмещенной работе стрел их номинальный грузоподъем может быть использован полностью. Производительность в этом случае несколько уступает производительности сваренных стрел.

Раздельная работа стрел. В грузопых операциях одновременно могут участвовать две стрелы. При погрузке одна стрела, расположенная ближе к рабочему борту, перемещает груз с причала на палубу; другая завершает операцию, доставляя груз к палубе в трюм. Как и при работе одной стрелы, грузоподъемность каждой стрелы может быть использована полностью, причем с большей производительностью. Это объясняется тем, что путь перемещения груза береговой стрелой сокращается, благодаря чему соответственно сокращается и рабочий цикл.

Аналогичный принцип транспортировки груза используется иногда при совмещении судовых и портовых средств. Часто это практикуется при разгрузке судов. Иногда груз перемещают на палубу заранее, еще до подхода судна к порту.

§ 47. Оснастка стрел-тяжеловесов

Как правило, стрелы-тяжеловесы (рис. 108) располагают в дна метральной плоскости для обслуживания обоих бортов.

Стрела закрепляется шарнирно на специальном фундаменте; этим исключается передача действующих на стрелу сил на мачту и неизбежное усложнение ее конструкции.

В отличие от легких стрел стрелы-тяжеловесы имеют три рабочих движения, так как перемещение тяжелых грузов в трюме и на пирсе связано со значительными трудностями. Грузы этой категории необходимо доставлять непосредственно на место, где они будут закреплены, а это возможно лишь в том случае, если грузовое устройство имеет хорошую распределительную способность.

Очень часто для обслуживания стрел-тяжеловесов используют лебедки легких стрел, потому подъем груза и изменение наклона стрелы могут быть обеспечены только при использовании многошкворных талей. В судовой практике суммарное количество шкивов в блоках талей редко превышает 10, так как при дальнейшем увеличении числа шкивов натяжение ходового конца довары талей из-за поперь в блоках изменяется очень мало. Например, если вместо 10 шкивов использовать 11, то изменение натяжения составит всего 1,5% от грузоподъемности стрелы.

В оснастке, показанной на рис. 108, довары грузопых талей пробегает арзной блок на стреле и через отводной блок на мачте направляется на лебедку. При такой оснастке за счет натяжения в шкворте несколько разгружается топенант который также оснащается многоталевыми талими.

Тали откидки часто предназначаются не столько для выгрузки в силе, сколько для достижения плавного поворота стрелы с грузом.

В некоторых случаях для оснастки стрел-тяжеловесов используют сдвоенные тали (рис. 109). Иногда канатность барабанов стандартных лебедок бывает недостаточной для работы с тяжелыми весами.

В этих случаях сдвоенные тали дают возможность вместо изоготовления сложной специальной лебедки использовать две стан-

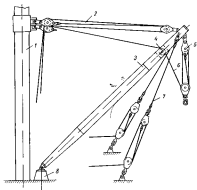


Рис. 108. Оснастка тяжеловеса

1 — мачта; 2 — отводной блок; 3 — стрела; 4 — арзной блок; 5 — грузопых тали; 6 — отводной блок; 7 — лебедка; 8 — фундамент

дартные лебедки с обычными барабанами. Число лебедок удваивается, однако и величина тягового усилия может быть снижена вдвое.

Перекидной тяжеловес. Стрелы-тяжеловесы с обычной оснасткой могут обслуживать только один трюм, что при ограниченном числе таких стрел сокращает возможность погрузки тяжелых грузов. Поэтому прибегают к перекидным тяжеловесам: обслуживающим одновременно два смежных трюма (рис. 110).

Стрела, расположенная между двумя грузовыми полумачтами, благодаря особой конструкции шарнирной опоры может занимать

положение над двумя смежными лебедками. Для оснастки перекидного тяжеловеса используется двойной топенант, поэтому же общностью в оттяжках отпадает. Изменение вылета достигается одновременным изменением длины обеих топенантов; при увеличении длины одного и уменьшении длины другого топенанта стрела поворачивается. Таким образом, двойной топенант выполняет функции топенанта и оттяжки. Грузовой шкентель оснащается двойными талиями.

Все блоки крепятся с помощью специальных вращающихся ободов, поэтому отпадает необходимость переоснащать стрелу при обслуживании другого трима.

Нужно отметить, что конструкция перекидного тяжеловеса достаточно сложна, и применение стрел такого типа оправдывается только для подъема особенно тяжелых грузов.

Оснастка Велле. Идея использования двойного топенанта для поворота и изменения вылета стрел возникла еще в начале этого столетия, однако первые стрелы с такой оснасткой появились сравнительно недавно. Интересный вариант оснастки предложил норвежский капитан Велле.

Для работы стрелы необходимы три лебедки, одна из которых предназначена только для обслуживания грузового шкентеля, а две другие обеспечивают поворот стрелы и изменение вылета. Схематическое изображение оснастки топенанта показано на рис. 111. Весь топенант состоит из одного троса, оба конца которого намотаны на барабан лебедки 3. Сбоку с лебедки и проходя блоки 4, 9, 5, трос попадает на барабан лебедки 2, на который он наматывается в несколько витков (шлягов). Далее трос через блоки 6, 8, 7 возвращается к лебедке 3.

При вращении барабана лебедки 3 обе ветви топенанта одновременно изменяют свою длину, в результате чего изменяется вылет стрелы. При вращении барабана лебедки 2 длина одной ветви топенанта увеличивается, а другой — уменьшается; стрела поворачивается.

Оснастка Велле имеет для достоинства. Стрела с такой оснасткой может быть установлена без каких-либо существенных изменений в конструкции мачты; ее обслуживание значительно проще, так как нет необходимости добиваться согласованной работы двух лебедок.

Оснастка Халлена (рис. 112). В грузовой стреле Халлена для сокращения числа лебедок используется принцип автоматического вываливания. Стрела шарнирно закрепляется на талие, которая

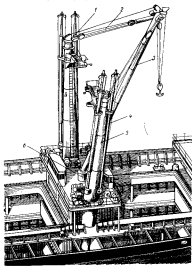


Рис. 110. Перекидной тяжеловес.

1 — тросовый обод для вращения блока талий топенанта; 2 — двойной топенант; 3 — стрела; 4 — блок; 5 — блок; 6 — блок; 7 — блок; 8 — блок; 9 — блок.

при вращении шкента позволяет шкентю совершать поперечные перемещения. Основной топенант от коноса на мачте направляется на блок пона стрелы и через систему направляющих блоков

наклонные распорки (на рис. 114 одна распорка слева, одна — за колонной). От 20-тонной двухбарабанной лебедки два шкентеля через колонну и два направляющих блока идут на крайние шквалы верхнего блока грузовых талей. Топкант от топантальной лебедки также проходит внутри колонны.

Сборка стрелы начинается с установки фундамента и фермы на которой монтируются лебедки. Колонна в горизонтальном положении шарнирно соединяется с основанием и после установки одной из распорок поднимается грузовой лебедкой. Монтаж стрелы заканчивается установкой второй распорки и соединением всех элементов. Весь процесс сборки стрелы на судне занимает около 20 часов.

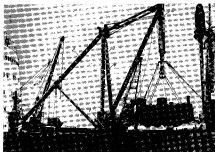


Рис. 114. Временный тяжеловес.

1 — фундамент стрелы 2 — распорка 3 — колонна 4 — стрела 5 — блок грузовых талей

Временный тяжеловес грузоподъемностью 125 т имеет угол поворота — 200° , скорость подъема груза — 1 м/мин, максимальную высоту гака над уровнем палубы — 12,3 м, максимальный вылет — 13 м, общий вес — около 50 т.

Особенностью временных тяжеловесов этой фирмы является то, что вес даже самого тяжелого элемента не превышает 5 т. Это позволяет при монтаже временного тяжеловеса обходиться только легкими судовыми стрелами.

§ 40 Конструкции стрел

На современных морских судах деревянные стрелы практически полностью вытеснены более прочными и значительно более долговечными стальными. Использование сварки для соединения конструктивных элементов стрел позволило настолько снизить стоимость изготовления стальных стрел, что деревянные стрелы лишались их основного преимущества — дешевизны.

В настоящее время применяются следующие типы стрел: цилиндрические (рис. 115, а); цилиндрические ступенчатые с коническими переходами (115, б); цилиндрические с двумя коническими участками (рис. 115, в); ферменные (рис. 115, г).

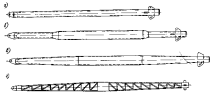


Рис. 115. Типы судовых стрел: а — цилиндрическая; б — ступенчатая цилиндрическая; в — цилиндрическая с коническими участками; г — ферменная.

В конструктивном отношении самыми простыми являются цилиндрические стрелы, для изготовления которых обычно используют трубы. Однако сортмент на трубы не всегда позволяет получить рациональное с точки зрения веса и прочности стрелы соотношение ее диаметра и толщины стенки. В этом отношении более рациональны стрелы, выполненные из листовой стали.

Для изготовления ступенчатых цилиндрических стрел также могут быть использованы трубы, соединяемые при помощи конических переходов. Опыт показывает, что при недостаточной длине конического перехода возникает концентрация напряжений, значительно снижающая несущую способность стрелы. Для уменьшения концентрации напряжений в коническом участке угол наклон образующей к оси стрелы должен быть не больше 15° .

Цилиндрические стрелы с коническими участками выполняются полностью из листовой стали. Каждый участок — цилиндрический и конический — изготавливают отдельно. Оборудование современных корпусостроительных цехов позволяет с достаточной

точно получать обечайки нужной длины гибком листов на вальцах в холодном состоянии.

Для определения относительных размеров отдельных участков стрелы можно воспользоваться анализом усилий и моментов, изменяющихся по длине стрелы (собственным весом стрелы, весом том сжимающей силы при прогибе стрелы и др.). Диаметр ее кон

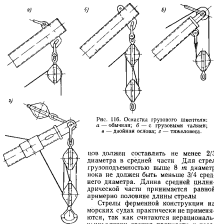


Рис. 116. Оснастки грузового шкентеля: а — обечайка; б — с грузовой талией; в — двойная оснастка; г — тяжёловес.

цов должен составлять не менее $2/3$ диаметра в средней части. Для стрел грузоподъемностью выше 8 м диаметр нока не должен быть меньше $3/4$ среднего диаметра. Длина средней цилиндрической части принимается равной примерно половине длины стрелы.

Стрелы ферменной конструкции на морских судах практически не применяются, так как считаются нерациональными с точки зрения прочности и веса.

К тому же очистка и окраска этих стрел является сложной трудоемкой операцией.

Конструкция ноков стрел в значительной степени зависит от вида оснастки грузового шкентеля. На рис. 116 показаны применяемые в настоящее время варианты оснастки. В первом и втором вариантах (рис. 116, а б) нок имеет обычную конструкцию. В третьем варианте (116, в) применена так называемая двойная основа шкентеля. Блок на ноке укрепляется при помощи специальной вилки, характерной для стрел-тяжеловесов (рис. 116, г)

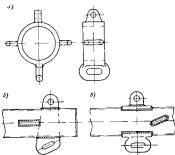


Рис. 117. Конструкция ноков: а — нокомый б/ч чок; б — сварная конструкция.

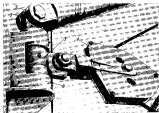


Рис. 118. Крепление нока стрелы

1 — шпиль; 2 — шпиль стрелы; 3 — вращающаяся обечайка; 4 — стальной блок; 5 — обечайка башмака.

Нок стрелы должен иметь скобы для крепления топчанита или блока топчанитных талей и оттяжек. Из-за большой сложности производства кованые ноковые бугели (рис. 117, а) уступают место конструкциям, изготавливаемым при помощи сварки (рис. 117, б, в).

Конструкция крепления шпора стрелы. Конструкция нижней опоры стрелы должна обеспечивать ее вращение относительно вертикальной и горизонтальной осей. Крепление стрелы при помощи вертикала используется для стрел любой грузоподъемности и является практически единственным типом конструкции нижней опоры (рис. 118). Нижняя часть стрелы заканчивается вилкой. Горизонтальной осью вилки соединяется с проушиной вертикала, который представляет собой короткий вертикальный вал, закрепленный в обоймах башмака. Башмак приваривается к макушке стрелы. Между обоймами башмака на вертикале крепятся стопорное кольцо, предотвращающее движение вертикала вверх. Вращающиеся обоймы служат для крепления отадного блока грузовой шкентели.

У стрел-тажловесов вертикал обычно соприкасается на обоймах, закрепляемых в специальном фундаменте. Для изготовления деталей крепления стрел используется легкая углеродистая сталь.

ГЛАВА 13

ТАКЕЛЖ СТРЕЛ ГРУЗОВЫЕ ЛЕБЕДИ

§ 49 Грузовой шкентель

Грузовой шкентель служит для подъема и опускания груза. Наиболее распространенная в настоящее время конструкция грузовой шкентели включает так, вертелок, цепной провисающий и стальной трос, или собственно шкентель. Если грузоподъемность стрелы не превышает 5 т, то для оснастки шкентеля используются обычные гаки (рис. 119, 1). Судовой так отличается тем, что его хвост приваривается специальными хоботком, благодаря которому так же задевается за концы лево и т. п.

У стрел большой грузоподъемности вместо обычных применяются двуровне гаки (рис. 119, II) или грузовые скобы. Для изготовления грузовых скоб и гаков используют обычную углеродистую сталь.

В одиночном шкентеле непосредственно за гаком располагается вертелок, исключающий возможность скручивания шкентеля при вращении груза. Табличная конструкция вертелка показана на рис. 120, а. При использовании грузовых талей вертелок совмещается с нижним блоком.

Одно из отрицательных свойств тросов — это способность скручиваться, т. е. занимать то положение, в котором трос находится при хранении. Часто это приводит к образованию петель и пере-

гибов (кальшек) и значительно усложняет наматывание троса на барабан лебедки. Выходящий из шкентеля противовес сохраняет в тросе некоторое натяжение даже в тех случаях, когда так сбивается от груза, и полностью исключает свивание троса.

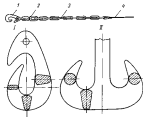


Рис. 119. Грузовой шкентель.

— рис. 2 — вертикал; 3 — нижний шпорец; 4 — верхний шпорец; 5 — трос; I — односторонний так; II — двусторонний так.

Самый простой из применяемых в современной практике противовесов — цепной. Это короткая цепь, расположенная между вертелком и тросовым шкентелем (см. рис. 119). Однако цепные противовесы не могут пробегать по блокам, и в тот момент, когда цепь подходит к грузовому блоку, подъем груза приходится останавливать. Иногда это обстоятельство заставляет увеличивать длину стрелы.

Более компактная конструкция может быть получена при совмещении противовеса с вертелком как показано на рис. 120, б.

Для стрел с грузовыми талями роль противовеса выполняет нижний (подвижный) блок и так.

Стальные тросы, используемые в качестве грузовых шкентелей, должны быть гибкими (с числом проволок не менее 114). Не рекомендуются тросы с шестью и более органическими сердечниками так как они не обладают

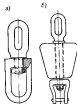


Рис. 120. Вертелки: а — обычный; б — совмещенный с противовесом.

достаточной поперечной жесткостью и не допускают многослойную намотку на барабан.

Длина шкентеля легкой стрелы определяется из условия обеспечения спаренной работы. Шкентель бортовой стрелы должен достигать до самых отдаленных участков трюма; при этом на барабаны должны остаться для намотки три витка (палага), чтобы исключить передачу основной нагрузки на узел соединения троса с барабаном.

§ 50. Топенант и оттяжки

Для легких стрел часто применяют одиночный топенант. Он закрепляется на ноке стрелы, проходит топенантный блок на мачте и сбегает к палубе. Рассмотрим два варианта крепления одиночного топенанта на палубе:

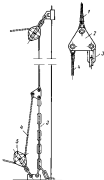


Рис. 121. Крепление топенанта для легкой стрелы.

1 — тросовый топенант; 2 — топенантный блок; 3 — грузовой стопор; 4 — вышка; 5 — канифас-блок.

бом положении. При работе стрелы топенант удерживается за счет стопорения вышки.

Топенантные вышки необходимы в тех случаях, когда стрела осуществляется топенант-талем

1. Топенант с грузовой стопором. Топенант заканчивается треугольным звеном (рис. 121) с проушинами для крепления грузовой стопора и хвостовика. Грузовой стопор — это цепь, каждое звено которой может быть надежно закреплено на палубе при помощи скобы. Хвостовик меняющий положение (угол наклона) стрелы, через канифас-блок подается на вращательный барабан грузовой лебедки. Канифас-блок имеет откидывающуюся щеку облегчающую заводку троса в блок.

Однако треугольное звено ограничивает рабочую длину тросового топенанта и иногда делает невозможным крепление стрелы в горизонтальном положении, что является большим недостатком.

2. Топенант с вышкой. Все чаще для обслуживания топенантов применяют специальные вышки. В этом случае топенант может иметь неограниченную длину, допускающую удобное крепление стрелы в любом положении. При работе стрелы топенант удерживается за счет стопорения вышки.

Обычно вышки не имеют собственного привода. Их работа осуществляется по принципу, который назовем при описании безмоторных шлюпочных лебедок (см. стр. 131).

Для обслуживания топенант-талей стрел-тяжеловесов всегда предусматриваются специальные топенантные лебедки.

Оттяжки, применяемые при одиночной работе легких стрел состоят из тросовой оттяжки (маятника) и талей оттяжки, основанных растительным тросом. Окружность лопари должна быть не менее 60—70 мм, что делает работу руками более удобной.

Оттяжки, предназначенные для спаренной работы легких стрел изготавливаются целиком из стального троса. Для закрепления оттяжек на палубе и фальшборте используются специальные бушприты и шпалы. Их положение выбирается с таким расчетом, чтобы угол, образуемый оттяжками и стрелой, был возможно большим.

Как отмечалось выше, для работы оттяжек стрел-тяжеловесов всегда предусматриваются лебедки. Лопари талей оттяжки подаются на эти лебедки через канифас-блоки, для закрепления которых на палубе установлены скобы.

При работе стрелы тяжеловесы могут разворачиваться на большие углы, в связи с чем приходится производить перестановку оттяжек. На рис. 122 показаны три положения стрел-тяжеловесов при перемещении груза из люка за борт. Исходному положению 1 соответствуют две точки закрепления оттяжек (А, В). При некотором промежуточном положении (II) оттяжка со стороны рабочего борта не может осуществить дальнейшего вываливания стрелы с грузом, поэтому необходимо перенести точку ее крепления в точку А'. Для оттяжки противоположного борта не целесообразно сохранять точку крепления в точке В, так как эффективность оттяжки в предельном положении стрелы уменьшится. В этом случае закрепление оттяжки переносится в точку В', и угол, образуемый оттяжками и осью стрелы, увеличивается.

Очень часто работа оттяжек осложняется из-за наличия стопора тяжеловеса т. е. шпалей, закрепляющих мачту.

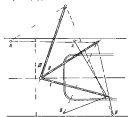


Рис. 122. Положение оттяжек тяжеловеса

Необходимость контролировать положение стрелы при переоснастке оттяжек заставляет в отдельных случаях применять двойной комплект оттяжек.

§ 51 Судовые грузовые лебедки

Лебедки являются неотъемлемой частью грузового устройства со стрелами. Об их значении для судов в целом можно судить по следующим примерам.

Стоимость грузовых лебедок транспортного судна грузоподъемностью 10 000 т составляет до 1,5% стоимости судна, не считая средств, затрачиваемых на их установку и монтаж сети. При ведении грузовых операций в порту лебедки поглощают в среднем 60% энергии, вырабатываемой вспомогательными энергетическими источниками судна. Скорость перемещения груза и соответственно скорость выполнения погрузочно-разгрузочных операций во многом зависят от скоростных режимов лебедок. В связи с этим лебедки могут непосредственно влиять на стоимостное время судна.

Рассмотрим в общих чертах условия работы грузовых лебедок и предъявляемые к ним требования.

Производительность грузовых стрел во многом зависит от режимов работы лебедок, от надежной и плавной регулировки скорости и натяжения.

Скорость перемещения грузов нельзя увеличивать беспредельно, так же, как нельзя сохранять высокую скорость на всем пути движения груза: согласно действующим нормативам скорость при приеме груза не должна превышать 0,5 м/сек. В то же время торможение и ускорение связаны с возникновением больших инерционных усилий. При отсутствии груза нет необходимости вводить это ограничение и можно считать целесообразным значительное увеличение скорости перемещения пустого гака. В целом к грузовым лебедкам предъявляются следующие основные требования:

1. Лебедки должны иметь широкий диапазон регулировки скорости и натяжений, обеспечивать мягкое, без рывков перемещение грузов.

2. Устройство лебедки должно полностью исключать возможность аварии при отсутствии питания. Падение груза предотвращается мгновенным автоматическим торможением двигателя или барабана лебедки.

3. Конструкция лебедки должна быть достаточно простой и допускать обслуживание ее людьми, не имеющими опыта. Например, необходимо иметь устройство, ограничивающее ускорение на безопасном уровне при переключении лебедки с одного переднего хода на задний. Обязательно должна быть преду-

смотрена остановка лебедки в предельных случаях. Так, при спаривной работе натяжение шкентеля может увеличиваться до тех пор, пока он не будет разорван. Необходимо, чтобы лебедка автоматически останавливалась при достижении определенной перегрузки шкентеля.

Многие конструктивные особенности грузовых лебедок обусловлены специфическими условиями их эксплуатации. Палубные механизмы постоянно находятся в среде, способствующей интенсивной коррозии. Кроме того, суда, как правило, плавают в различных климатических условиях, что приводит к большому разнообразию тепловых режимов работы палубных механизмов. Поэтому при проектировании паровых лебедок следует учитывать температурное расширение, возможность конденсации пара и образование в трубопроводах водяных пробок, возможность замерзания воды и смазки и т. д.

Судовые механизмы подвергаются также значительным нагрузкам за счет качки. Это тоже должно быть учтено при проектировании механизмов, фундаментов и корпусных конструкций на которых эти механизмы расположены.

Независимо от привода грузовые лебедки имеют практически постоянные элементы: основной и вспомогательные барабаны, редуктор, приводной двигатель, тормоз, пост управления и фундамент.

У современных лебедок при увеличении нагрузки среднее значение скорости уменьшается.

Скорость движения пустого гака в среднем в два раза превышает скорость перемещения груза.

Рабочая скорость перемещения груза

Груз, т	до 2	3	5	10
Скорость м/сек	1,0—1,5	0,8	0	0,3—0,5

В настоящее время широкое распространение получили асинхронные грузовые лебедки постоянного и переменного тока (рис. 123). Электродвигатели постоянного тока обеспечивают гибкую регулировку скоростей в широком диапазоне, что вполне отвечает требованиям, предъявляемым к механизмам грузового устройства. Но лебедки, работающие на переменном токе, надежнее и легче вписываются в общую судовую систему электропитания, хотя и не обеспечивают желательную регулировку скорости.

Для грузовых лебедок иногда применяют комбинированный привод: двигатель переменного тока и гидравлические исполнительные механизмы или двигатели постоянного тока с преобразователями переменного тока и т. д.

РАСЧЕТ ГРУЗОВЫХ СРЕЛ

§ 52 Длина стрелы

Важным показателем эффективности грузового устройства является вылет стрелы (рис. 124), равный расстоянию от наиболее удаленной точки грузовой зоны до борта судна. Величина вылета определяется длиной стрелы x и может быть найдена из очевидного соотношения

$$x = \frac{B}{\sin \alpha} \cdot \frac{y}{L} \quad (75)$$

где B — ширина судна, м

L — длина стрелы, м

y — отстояние шпора от диаметральной плоскости, м

α — угол наклона;

φ — угол поворота стрелы.

Смещение легких стрел к борту обязательно по двум причинам. Во-первых, только таким образом можно установить две стрелы, необходимые для обслуживания каждого борта и для спаренной работы. Во-вторых, за счет смещения можно значительно уменьшить длину стрелы, сохраняя достаточный вылет.

На современных судах расстояние от шпора стрелы до ДП изменяется в пределах 2—6 м в зависимости от конструкции мачты.

Угол наклона стрелы должен быть достаточным для безопасного переноса груза над фальшбортом. По существующим рекомендациям угол должен возрастать над фальшбортом для легких стрел не меньше чем на 4°, для тяжеловесов — не менее чем на 6°. Обычно для легких стрел это условие выполняется при угле наклона в 30°.

Следует отметить, что при спаренной работе угол наклона бортовой стрелы может быть значительно меньше (15—20°), чем достигается больший вылет. Переносу груза через фальшборт способствует также положение локовой стрелы. Легкие стрелы могут иметь маленький угол наклона также при выполнении различных вспомогательных работ (подтаскивание груза в проем люка и т. д.).

Средний наклон стрел тяжеловесов во время работы обычно равен 25°.

Предельный угол поворота стрелы зависит от многих факторов: конструкции мачт, расположения стоечного такелажа, конструкции крепления стрелы, положения оттяжек и т. п. Допускается, чтобы легкие стрелы при повороте касались вант (систем, распределяющих мачту в поперечном направлении). Для стрел-тяжеловесов такое касание было бы опасным. Предельным положением для

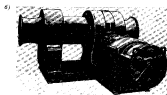


Рис. 123. Грузовые лебедки:
а — вид сверху; б — вид сбоку; в — вид сверху

стрел этой категории считается такое, при котором в плане стрела становится параллельно крайней ните.

Если же нити отсутствуют, то вылет измерится при таком положении стрелы, когда в плане отношение нока от линии ближнего к стреле коммента равно четверти длины люка (при стрелах, расположенных только с одного торца) или пята части (при стрелах, расположенных по обоим торцам).

Требования, предъявляемые к величине вылета определяются размерами габаритов груза и способом ведения грузовых опе

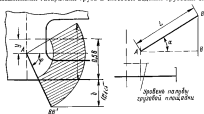


Рис. 124 К соотношению длин стрел

риций. Чем больше вылет, тем более эффективно может работать грузовой стрела. Практика показывает, что вылет должен быть не меньше 2 м для легких стрел и 4 м для стрел-тяжеловесов. Считается вполне достаточным для легких стрел иметь вылет 4 м, для стрел-тяжеловесов — 5—6 м. Возможность нормирования всех параметров, входящих в формулу (75), позволяет использовать эту зависимость для определения длины стрелы, необходимой для одиночной работы

$$L = \frac{b + \left(\frac{b}{3} - h\right)}{\sin \alpha} \quad (76)$$

Длина стрелы, обеспечивающая эффективную одиночную работу, должна быть достаточной для спаренной работы стрел. Высота нока люковой стрелы над комментом люка принимается не меньше

$$A + \frac{w}{3}$$

где A — возвышение гака над фальшбортом (принимается равным 5 м);

w — расстояние между ноками стрел

Величина $\frac{w}{3}$ характеризует провисание гака в предположении, что обе стрелы имеют одинаковый наклон (рис. 125).

При наклоне в 30° стрела должна перекрывать $\frac{1}{2}$ длины люка при двух парах стрел на люк и $\frac{1}{4}$ длины, если стрелы расположены только с одного торца люка.

Для бортовой стрелы при угле наклона не менее 30° на линию, отстоящей от позоречного коммента на $\frac{1}{2}$ длины люка, обеспечивается 4-метровый вылет. Минимальная высота люка над фальшбортом

$$A + \frac{w}{3}$$

На длину стрелы могут влиять и некоторые дополнительные факторы, например походное крепление стрел в горизонтальном положении. Существует правило, согласно которому при походном положении длина стрелы должна быть достаточной чтобы перекрывать три по длине.

Таким образом при определении длины стрелы необходимо рассматривать три случая: одиночную работу стрелы; положение стрелы над люком при спаренной работе и положении бортовой стрелы при спаренной работе стрел. Большая из полученных величин и будет искомым длиной стрелы.

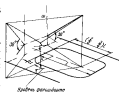


Рис. 125 К соотношению длин стрел при спаренной работе

§ 53 Определение усилий, действующих на стрелу и ее такелаж

Чаще всего при определении усилий, действующих на стрелу и ее такелаж, пользуются графическим методом, который отличается простотой, наглядностью и обеспечивает необходимую точность. Удобнее для расчетов аналитические зависимости можно получить только для самых простых случаев останки стрел.

Рассмотрим усилия, действующие на нок стрелы при одиночной работе. К верхнему обуху на нок крепится тросовый узел, удерживающий стрелу в рабочем положении. К нок же приложим вес груза и грузовых блоков, натяженные в обсаженной ветви шенгел и вес стрелы. Влияние оттяжек оказывается существенным только при спаренной работе стрел, на которой мы остановимся ниже. Все рассматриваемые усилия находятся в вертикальной плоскости проходящей через ось стрелы.

Исходными величинами для построения силовых диаграмм являются:

грузоподъемность стрелы
размеры всех элементов и их положение (длина стрелы, высота крепления топеантных блоков, положение всех направляющих блоков и т. д.). Расчетный угол наклона стрелы принимается равным 15° для легких стрел и 25° — для стрел тяжеловесов; т. е. осязки грузового цангента и топеанта;
вес стрелы и вес поковой подвески (гака, грузового блока и противовеса).

С достаточной для практических расчетов точностью вес стрелы может быть предварительно определен по формуле

$$P_c = 140^2 (3,4L - 16) \text{ кг} \quad (77)$$

где G — грузоподъемность стрелы т

L — длина стрелы, м ;

P_c — вес стрелы, кг

Многообразие остатков судовых грузовых стрел не позволяет проанализировать особенности построения силовых диаграмм для всех вариантов. Поэтому остановимся лишь на некоторых наиболее характерных общих моментах и самом порядке построения диаграмм.

Влияние блока на усилие и натяжение. Различные остатки стрел отличаются в основном числом и положением блоков. Усилие, которое нужно приложить к лопарю — тросу, проходящему через блок, — заметно отличается от веса поднимаемого груза. Изменение натяжения определяется трением шкивов блоков, трением лопаря о шкив и внутренним трением между прядями и проволоками троса при его изгибе. Коэффициент ξ , учитывающий потери на трение, равен 1,05 для стального троса и 1,10 — для пенькового (блок с подшипником скольжения).

Вместо коэффициента ξ часто используется коэффициент η (к. п. д. блока). Для одношкивного блока, работающего со стальным тросом $\eta = 1/\xi = 0,95-0,96$. Для блоков с подшипниками качения $\eta = 0,98$.

В табл. 15 приведены выражения для определения натяжения в тросе и к. п. д. талей в зависимости от числа шкивов для тросов сбегающих с подвижного и неподвижного блоков, а в табл. 16 — численные значения этих величин при подъеме груза.

Обычно угол охвата шкива тросом близок к 180° . При уменьшении угла охвата коэффициент ξ соответственно уменьшается.

Натяжение движущих грузов. Натяжение в лопаре грузовых талей существенно изменяется в зависимости от направления движения груза. Например, при подъеме груза усилие в лопаре должно быть достаточным как для совершения полезной работы

Выражения для натяжения и сбегающей ветви лопаря P
в к. п. д. талей η_n

Усилие в тросе, поднимающем груз	Лопарь сбежит с неподвижного блока			Лопарь сбежит с подвижного блока		
	$G \neq P$			$P = G$		
	Подъем	Пуск	Спуск	Подъем	Пуск	Спуск
P	$\frac{G(e^n - 1)}{e^n - 1}$	$\frac{G}{n}$	$\frac{G(e - 1)}{e(e^n - 1)}$	$\frac{G(e^n - 1)}{e^{n+1} - 1}$	$\frac{G}{n + 1}$	$\frac{G(e - 1)}{e^{n+1} - 1}$
η_n	$\frac{e^n - 1}{ne^n(e - 1)}$	1	$\frac{e(e^n - 1)}{n(e - 1)}$	$\frac{e^{n+1} - 1}{(n+1)e^n(e - 1)}$	1	$\frac{e^{n+1} - 1}{(n+1)(e - 1)}$

Таблица 16

Значения η и P при подъеме груза

Число шкивов n									
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Лопарь сбежит с неподвижного блока									
η_n	0,96	0,92	0,91	0,89	0,87	0,86	0,84	0,83	0,81
$P = \frac{1}{\eta_n}$	0,53	0,36	0,28	0,23	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12
Лопарь сбежит с подвижного блока									
η	0,96	0,94	0,92	0,91	0,89	0,87	0,86	0,84	0,83
$P = \frac{1}{(n+1)\eta_n}$	0,35	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,11

так и для преодоления трения в блоках. При опускании груза натяжение в холостом конце лопаря уменьшается.

От величины натяжения лопаря в значительной мере зависят силы, действующие на стрелу и элементы ее такелаж. Поэтому необходимо вести расчет для двух случаев — подъем груза и опускание. Большие из усилий, действующих на тот или иной элемент, должны быть приняты в качестве расчетного.

Построение силовых диаграмм. Рассмотрим порядок построения силовой диаграммы для легкой стрелы с одиночным

шкентелем (рис. 126). Построение начинается с нанесения положений стрелы AC , мачты AB и толканила BC . Расчетный угол наклона стрелы $\alpha = 15^\circ$. За полюс принимается точка C , соответствующая положению кока стрелы. Из полюса в определенном масштабе вертикально вниз откладывается вес груза и коковой подвески (суммарный вес така, вертлюга и противовеса). На рис. 126 этой силе соответствует вектор CM .

Усилие, действующее на нижнюю скобу нока, складывается из силы CM и натяжения в ветви шкентеля, обогнувшей с грузового блока (вектор CD). Вектор CE является геометрической суммой векторов CM и CD .

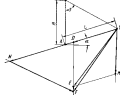


Рис. 126. Силосая диаграмма крюка стрелы

соответствовать усилию в лопаре грузовых талей.

Для рассмотренного случая могут быть получены аналитические выражения, позволяющие определить осевую силу и натяжение толканила. Из подобия треугольников ABC и NDF следует соотношение

$$\frac{DN}{DF} = \frac{AC}{AB}$$

Если обозначить длину стрелы AC через L , а возвышение толканильного блока над шпором стрелы AB через H , то

$$DN = DF \frac{L}{H}$$

Учитывая, что полное сжимающее усилие в стреле

$$P_s = ND + CD$$

где $CD = \frac{G}{\eta}$

можно записать

$$P_s = aG \frac{1}{\eta} + \frac{G}{\eta} \quad (78)$$

где a — коэффициент, учитывающий увеличение грузоподъемности G за счет веса стрелы.

Полученное выражение позволяет убедиться в том, что осевое сжимающее усилие не зависит от наклона стрелы. Натяжение толканила может быть получено из соотношения

$$\begin{aligned} \frac{T}{\sin(90^\circ - \alpha)} &= \frac{aG}{\sin(90^\circ - (\beta - \alpha))} \\ \text{откуда} \quad T &= aG \frac{\cos \alpha}{\cos(\beta - \alpha)} \quad (79) \end{aligned}$$

где углы α и β показаны на рис. 126.

Таким образом, при уменьшении угла наклона α натяжение в толканиле увеличивается.

Величина осевого сжимающего усилия при данной грузоподъемности определяется соотношением $\frac{T}{H}$.

Чем ближе расположен толканильный блок, тем меньше величина $\frac{P_s}{H}$.

Построение силосой диаграммы для толканила с врезным шкентелем в случае, когда лопарь грузового шкентеля металласен толканилу (рис. 127). Осистка нока тяжелее с врезным шкентелем показана на рис. 116, г. Так же, как и в предыдущем случае, построение диаграммы начинается с вычерчивания положения всех элементов оссистки стрелы включая положение лопаря грузовых талей CK (рис. 127).

Из точки C (полюса) вертикально вниз откладывается вектор CM , соответствующий весу груза, коковой подвески и полному весу стрелы. В этом случае нет необходимости выделять вес стрелы, так как все усилия передаются на коковую вилку, что исключает возможность появления конструктивного эксцентриситета.

Из точки M параллельно направлению лопаря (CK) откладывают два вектора, равные натяжению лопаря при подъеме и опускании груза (ME' и ME). Полученные при сложении усилий равнодействующие CE' и CE раскладываются на направления стрелы и толканила. Из построенной силосой диаграммы очевидно,

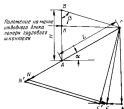


Рис. 127. Силосая диаграмма толканила

что максимальное усилие CN в стреле соответствует случаю подъема груза в топеанте усилие больше при опускании груза NE .

Натяжение оттяжек при работе стрелы зависит от нескольких факторов, основными из которых являются инерционность груза, креп судна и моменты от трения при повороте стрелы.

При определении усилий одиночной работающей стрелы натяжение оттяжек, как правило, не учитывается, так как его влияние незначительно. При одиночной работе легких стрел принято считать, что усилие в оттяжках составляет 25% грузоподъемности. Для определения натяжения в оттяжках тяжеловесов учитывается возможный крен судна, а также моменты трения в опорах стрелы и топеантного блока.

§ 54. Определение усилий в стреле и топеанте при спаренной работе

Построение пространственных силовых диаграмм для определения усилий в стреле, топеанте и оттяжках при спаренной работе связано с большими трудностями и зачастую бывает недо-

определения усилий во всех элементах оснастки могут быть получены из условия равновесия кока стрелы.

Разложим натяжение шкентеля таким образом чтобы одна из проекций была направлена перпендикулярно к плоскости стрелы и топеанта Q_s . Две другие проекции — Q_h и Q_v — покажем на рис. 128. При заданном натяжении шкентеля Q величину этих проекций можно определить по формулам

$$Q_h = Q \cos \varphi; \quad Q_v = Q \sin \varphi \sin \psi; \quad Q_v = Q \sin \varphi \cos \psi \quad (80)$$

Аналогично можно получить зависимости для определения проекций натяжения оттяжки

$$R_h = R \cos \beta; \quad R_v = R \sin \beta \sin \alpha; \quad R_v = R \sin \beta \cos \alpha \quad (81)$$

Величина натяжения оттяжки определяется зависимостью

$$R = \frac{Q \sin \varphi \sin \psi}{\sin \beta \sin \alpha} \quad (82)$$

которая получена из условия равенства $Q_h = R_h$. Усилие в стреле и топеанте складывается из составляющих, получающихся при разложении сил Q_h , R_h , Q_v , R_v на направление осей стрелы и топеанта. Сумма составляющих вертикальных сил Q_v и R_v , направленных по оси стрелы

$$P_{st} = (R + Q) \frac{1}{H}$$

На основании теоремы синусов составляющие натяжения топеанта

$$T_1 = (R_h + Q_h) \frac{\cos \alpha}{\cos (\beta - \alpha)} =$$

$$Q \left[\frac{\cos \varphi \cos \alpha}{\cos (\beta - \alpha)} + \frac{\sin \varphi \cos \psi \cos \alpha \sin \psi}{\sin \beta \sin \alpha \cos (\beta - \alpha)} \right]$$

Горизонтальные усилия Q , R , дают дополнительные составляющие

$$P_{os} = (Q_h + R_h) \frac{\cos \beta}{\cos (\beta - \alpha)} =$$

$$Q \left[\frac{\sin \varphi \cos \psi \cos \beta}{\cos (\beta - \alpha)} + \frac{\sin \varphi \sin \psi \cos \alpha \cos \beta}{\sin \beta \sin \alpha \cos (\beta - \alpha)} \right]$$

$$T_2 = (Q_v + R_v) \frac{\sin \alpha}{\cos (\beta - \alpha)} =$$

$$= Q \left[\frac{\sin \varphi \cos \psi \sin \alpha}{\cos (\beta - \alpha)} + \frac{\sin \varphi \sin \psi \cos \alpha \sin \alpha}{\sin \beta \sin \alpha \cos (\beta - \alpha)} \right]$$

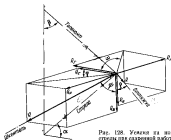


Рис. 128. Усилия на коке стрелы при спаренной работе

статочны точным. Поэтому вместо графического можно рекомендовать способ, предложенный Б. В. Яшуринским.

На коке стрелы действуют натяжения шкентеля и оттяжки. Как и при одиночной работе, стрела удерживается топеантом. Положение шкентеля характеризуется углами ψ и φ (рис. 128); углы β и α определяют направление оттяжки. Зависимости для

В заключение определим суммарные усилия (после некоторых упрощений):

натяжение оттяжка

$$R = Q \frac{\sin \psi \sin \varphi}{\sin \beta \sin \alpha}$$

осевое усилие в стреле

$$P_s = Q \left[\frac{L}{H} \left(\cos \psi + \frac{\sin \psi \sin \varphi \cos \beta}{\sin \beta \sin \alpha} \right) + \frac{\sin \psi \cos \beta \sin (\alpha + \varphi)}{\sin \alpha \cos (\beta - \alpha)} - \frac{1}{\eta} \right] \quad (83)$$

натяжение топенанта

$$T = Q \left[\frac{\cos \alpha (\cos \psi \sin \beta \cos \alpha + \sin \psi \cos \beta \sin \varphi)}{\cos (\beta - \alpha) \sin \beta \sin \alpha} - \frac{\sin \psi \sin \alpha \sin (\varphi + \alpha)}{\sin \alpha \cos (\beta - \alpha)} \right] \quad (84)$$

Из формулы (84) видно, что натяжение топенанта может иметь отрицательное значение, т. е. при определенном положении оттяжек и шкентеля стрела может подняться вверх. Поэтому при проектировании оснастки следует исключить эту возможность так как она может привести к серьезной аварии.

При расчете сваренной работы стрел по этому методу необходимо сперва вычертить положение всех элементов оснастки в двух проекциях и измерить углы φ и α непосредственно на плахе. Для определения углов ψ , β и α предварительно определяю истинное положение соответствующих элементов оснастки (это можно выполнять графически).

Метод Сольды. Аналитический метод для определения усилий при сваренной работе стрел был предложен А. Сольды.

Условимся, что начало координат совпадает с носком стрелы, а положительные значения x , y и z направлены соответственно в нос, на правый борт и вниз. Вычисление начинается с определения координат конечных точек стрелы, топенанта, оттяжка и вектора натяжения шкентеля, построенного в определенном масштабе. Обозначим длину перил трех элементов через l , l , r а усилия в них через L , T , R . Направляющие косинусы для l , l и r могут быть легко получены, так как известны размеры проекций этих элементов на оси x , y , z :

$$l_x = X_l; \quad l_y = Y_l; \quad l_z = Z_l; \quad r_x = X_r; \quad r_y = Y_r; \dots$$

где X_l , X_r , Y_l , Y_r , ... — координаты конечных точек. Направляющие косинусы:

$$\alpha_l = \frac{l_x}{l}; \quad \beta_l = \frac{l_y}{l}; \quad \gamma_l = \frac{l_z}{l}$$

$$\alpha_r = \frac{r_x}{r}; \quad \beta_r = \frac{r_y}{r}; \quad \gamma_r = \frac{r_z}{r}$$

$$\alpha = \frac{L_x}{L}; \quad \beta = \frac{L_y}{L}; \quad \gamma = \frac{L_z}{L} \quad (85)$$

Проекция натяжения шкентеля могут быть определены как сумма проекций усилий во всех элементах на ось:

$$Q_x = L\alpha_l + T\alpha_r + R\alpha$$

$$Q_y = L\beta_l + T\beta_r + R\beta$$

$$Q_z = L\gamma_l + T\gamma_r + R\gamma \quad (86)$$

Итак мы получили три линейных уравнения с тремя неизвестными — усилиями в стреле, топенанте и оттяжке.

Система может быть проще всего решена методом последовательного исключения неизвестных. Для оттяжки и топенанта величины T и R представляют собой полные усилия. Осевое сжимающее усилие в стреле складывается из силы L и натяжения в сбегающей ветви шкентеля, которое равно $\frac{Q}{\eta}$ т. е.

$$P_s = L - \frac{Q}{\eta}$$

Метод Сольды менее трудоемок, не требует сложных графических построений и может быть выполнен только по чертежу общего расположения грузового устройства. Однако его можно рекомендовать как проверочный, так как метод Б. В. Яшурицкого наиболее удобен для анализа положений элементов оснастки при проектировании грузовых средств.

При расчете сваренной работы стрел нужно определить характер изменения усилий в элементах оснастки при изменении положения груза, перемещаемого шкентелем. В том случае, когда получаемые при этом максимальные значения нагрузок превышают силы при одиночной работе, их следует принять в качестве расчетных для определения прочностных размеров.

Остановимся несколько подробнее на соотношении грузоподъемности при одиночной и сваренной работе легких стрел. Обычно отношение $\frac{L}{H}$ колеблется в пределах 1,0—1,4. Отношение собственного веса стрелы к ее грузоподъемности редко превышает 0,2 поэтому правым $\alpha = 1$. Осевое сжимающее усилие в стреле

$$P_s = G \left[\alpha \frac{L}{H} + \frac{1}{\eta} \right] = G [1,1 \div 1,2 + 1,05] = 2,37G$$

где принято среднее значение отношения $\frac{L}{H}$.

Примем допущение, что при сваренной работе усилие в шкентеле Q равно грузоподъемности стрелы. Используем для

определения осевой сжимающей силы формулу (83) и зададимся средними значениями входящих в нее углов:

$$\begin{aligned}\alpha &= 30^\circ & \rho &= 40^\circ \\ \beta &= 70^\circ & \varphi &= 45^\circ \\ \psi &= 50^\circ & \omega &= 30^\circ\end{aligned}$$

Осевая сжимающая сила

$$P_0 = Q \left[1,2 \left(\cos 50^\circ + \frac{\sin 60^\circ \sin 45^\circ \cos 49^\circ}{\sin 49^\circ \sin 30^\circ} \right) + \frac{\sin 45^\circ \cos 70^\circ \sin 75^\circ}{\sin 40^\circ \cos 45^\circ} + \frac{1}{0,98} \right] = 3,98Q$$

Условие равнопрочности стрелы при одиночной и спаренной работе будет выполнено, если

$$3,98Q = 2,37Q$$

откуда

$$Q = \frac{2,37}{3,98} G \approx 0,6G$$

Следовательно, среднее значение грузоподъемности стрел при спаренной работе не должно превышать $\frac{2}{3}$ грузоподъемности одиночной стрелы.

§ 55 Устойчивость и прочность стрел

Грузовая стрела представляет собой длинный стержень со свободно вращающимися концами, который испытывает действие значительной сжимающей силы.

Как известно из строительной механики эйлерова нагружена для такого стержня может быть определена по формуле

$$P_0 = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (87)$$

Применение этой формулы возможно в том случае, когда эйлеровы напряжения рассматриваемого стержня не превосходят предела пропорциональности материала. Критерием для оценки возможности использования теоретической формулы устойчивости является гибкость стержня

$$\lambda = \frac{L}{i}, \quad (88)$$

где L — длина стрелы

$$i = \text{радиус инерции} \left(\sqrt{\frac{I}{F}} \right)$$

Для стрелы, имеющей кольцевое поперечное сечение и большое отношение диаметра стрелы D к толщине стенки δ ($\sim \frac{D}{\delta}$ — из-

меняется в пределах 35—40), можно использовать приближенные формулы для определения момента инерции сечения и его радиуса

$$I = \frac{\pi}{8} \delta D^4, \quad F = \pi \delta D \quad (89)$$

Радиус инерции

$$i = \frac{D}{2\sqrt{2}}$$

гибкость

$$\lambda = \frac{L}{D} 2\sqrt{2} \quad (90)$$

У судовых стрел отношение длины к диаметру всегда больше 40 (среднее значение $\frac{L}{D} = 50$), откуда $\lambda > 110$

При $\lambda > 100,0$ величины эйлеровых напряжений меньше предела пропорциональности, поэтому для грузовых судовых стрел теоретические формулы устойчивости могут быть использованы без внесения поправок, учитывающих отступление от закона Гука.

Рассмотрим рекомендации некоторых Правил постройки для определения диаметра грузовых стрел.

В Речном Регистре СССР для определения диаметра деревянных стрел рекомендуется формула

$$D = K_1 \sqrt{L \sqrt{P_0}} \quad (91)$$

где D — диаметр стрелы, см,

P_0 — сжимающее усилие, м

L — длина стрелы, м;

K_1 — коэффициент пропорциональности

Если формулу (91) переписать в виде

$$P_0 = \frac{D^4}{K_1^2 L^2}$$

то можно с полной определенностью сказать, что эта рекомендация базируется на рассмотренной формуле для определения эйлеровой нагрузки сжатого стержня.

В Правилах постройки Регистра СССР и некоторых других классификационных организаций для нахождения размеров поперечного сечения стрел рекомендуется использовать формулу Эйлера

Для анализа Правил постройки, а также для расчета устойчивости стрел в первом приближении В. В. Яценковским было введено понятие условной зоны пропорциональности, для определения которой принимается допущение о неизменности диаметра стрелы по длине. При этом для стрел второго и третьего типа (см. рис. 115, б) сохраняется диаметр средней части.

Коэффициент K для стрел с коническими участками

l_0/l_2	l_0/L			
	0	0,4	0,6	0,8
	Значения K			
0,1	5,05	6,32	7,88	9,14
0,2	6,14	7,31	8,49	9,81
0,4	7,02	8,38	9,10	9,84
0,6	8,50	9,02	9,46	9,85
0,8	9,23	9,50	9,69	9,86

Таблица 18

Коэффициент K для ступенчатых стрел с коническими переходами

l_0/l_2	l_0/L			
	0,2	0,4	0,6	0,8
	Значения K			
0,1	1,47	2,40	4,50	8,59
0,2	2,80	4,22	6,69	9,38
0,4	3,09	5,68	8,51	9,68
0,6	6,99	8,19	9,34	9,78
0,8	8,55	9,17	9,63	9,81

Максимальные суммарные напряжения в стреле

$$\sigma = \frac{P_2}{F} - \frac{1}{W} (M_0 - M_1, M - M_2) \quad (93)$$

где M_0 — момент от собственного веса M_1 — момент от эксцентричного приложения сжимающим силам; M_2 — момент, возникающий за счет прогиба стрелы M — момент от смещения обухов на выкате.

1. Для цилиндрических стрел у которых вес распределяется равномерно по длине

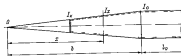
$$M_0 = \frac{P_0 L}{6} + C \quad (94)$$

При отступлении от цилиндрической формы происходит концентрирование веса в средней части стрелы и некоторое увеличение изгибающего момента. Расчеты показывают, что для стрел 11 и 111

Условный запас устойчивости для деревянных стрел из березы в пределах 6,5—8; для стальных стрел он равен 5.

Для окончательного расчета устойчивости стрел обычно используется действительный запас устойчивости, учитывающий возможное отступление от цилиндрической формы. Академиком А. Н. Данилиным использовалась устойчивость стержней, у концевых участков которых момент инерции изменяется по степенному закону

$$I_x = I_0 \left(\frac{x}{b} \right)^m$$

где I_0 — момент инерции сечения в средней части стрелы см^4
 b — полная длина конуса (рис. 129), м
 x — отстояние рассматриваемой точки от вершины конуса, м
 m — показатель степениРис. 129 K определяемо поправкой Δm к m Для концевых участков стальных стрел с учетом завышенности (89) $m = 3$.

В формуле для определения критического сжимающей силы

$$P = K \frac{EI_x}{L^2} \quad (92)$$

коэффициент K учитывающий отступление от цилиндрической формы, может быть определен по табл. 17 и 18 в зависимости от отношения

$$\frac{x}{L} = \frac{l_0}{l_2}$$

где l_0 — длина средней части стрелы; l_2 — момент инерции конвекного сечения стрелы.Анализ практических данных показывает, что действительный запас устойчивости равный отношению $\frac{P_k}{P_0}$ не должен быть меньше 4,5.

Против грузовой стрелы Стрела испытывает действие сжимающей силы и изгибающих моментов, возникающих от собственного веса, эксцентричного приложения осевой силы и смещения обухов для шкентеля и топора на выкате стрелы.

типов (см. рис. 115 б а) коэффициент C следует принимать равным 7,5.

2 Сжимающее усилие в стреле складывается из двух составляющих: прогиба на ось стрелы натяжения тросованта (T_1 , рис. 130) и прогиба на эту же ось усилия, действующего из навесного скобу нока (T_2). Так как эти составляющие не равны по величине и точки их приложения имеют различные расстояния (l_1 и l_2) от оси стрелы, то сжимающая сила P_s имеет эксцентриситет величина которого

$$e = \frac{T_2 l_2 - T_1 l_1}{T_1 + T_2}$$

Момент от эксцентриситета M_s , $P_s e = T_2 l_2 - T_1 l_1$. (95)

Если по абсолютной величине $T_2 l_2 > T_1 l_1$, то момент, возникающий от эксцентриситета, уменьшает прогиб от собственного веса и благоприятно влияет на работу стрелы.

3 При изгибе стрелы за счет действия сжимающей силы возникает дополнительный изгиб стрелы. Для подсчета его величины Б. В. Якушкинский рекомендует использовать приближенную формулу

$$M_0 \sim P_s f = P_s \frac{l_0}{1 - \alpha^2}, \quad (96)$$

где f — максимальная стрелка прогиба,
 l_0 — прогиб от действия собственного веса

$$l_0 = \frac{5}{384} \frac{P_s l^3}{EI} \quad (97)$$

$$\alpha^2 = \frac{P_s}{P_c}$$

4 Прогиб стрелы и напряжения, возникающие при ее изгибе, можно уменьшить, создав на ноке стрелы дополнительный момент

$$M_k = T_k k \quad (98)$$

который может быть получен при сжатии обухов для крепления тросованта и грузового блока, как показано на рис. 130.

Максимальные суммарные напряжения

$$\sigma = \frac{P_s}{F} - \frac{1}{W} \left[\frac{P_s l}{C} - P_s e + P_s \left(\frac{l_0}{1 - \alpha^2} + T_k k \right) \right] \quad (99)$$

В формуле (99) есть члены, которые содержат геометрические характеристики поперечного сечения стрелы, что позволяет использовать ее для проверки выбранного или заданного сечения.

Допускаемые напряжения приведены в табл. 19. В зависимости от динамичности нагрузок, возникающих при работе грузового устройства, все стрелы делаются на три группы:

- A — легкие стрелы с быстрозадаыми лебедками;
- B — легкие стрелы с нормальными лебедками;
- C — стрелы-тяжеловесы.

Таблица 19

Марка стали	Допускаемые напряжения		
	Допускаемые напряжения $[\sigma]$, кгс/см ²		
	A	B	C
Ст.2	1000	1100	1200
Ст.3	1 000	1200	1300
Ст.4	1200	1300	1400

Расчет талевых. Наиболее распространенные в настоящее время методы расчета талевых учитывают только статические усилия. Для определения этих усилий принимается во внимание изменение натяжения при проходе снасти через шкивы блоков.

Запас прочности, т. е. отношение разрывного усилия троса к расчетному, для всех элементов талевых легких стрел равен 5 и расчетному, для всех элементов талевых тяжелых стрел равен 4, что объясняется тем, что для талевых динамическим нагрузкам. При одинаковой скорости вытаскивания троса скорость перемещения груза у стрел-тяжеловесов (имеющих высокую кратность талей) в несколько раз меньше, чем у легких стрел. Следовательно и ускорения, возникающие в начале и в конце движения.

Однако этот метод расчета не позволяет оценить влияния гибкости троса, размеров шкивов частоты прогибания троса по блокам и т. д.

Рациональнее было бы заменить разрывное усилие (являющееся критерием опасного состояния) натяжением, при котором которого учитывались бы некоторые из перечисленных выше факторов, например, критическим натяжением.*

Для шкентелей легких стрел, лопарей грузовых и тросовантных талей стрел-тяжеловесов запас прочности по отношению к критическому усилию принимается равным 2,5—3.

* Критическое натяжение — это усилие, при котором трос способен начать скользить по шкиву по заданному диаметру. Более подробно с этим понятием можно ознакомиться в разделе «Гибкие связи в судовых устройствах» (стр. 600).

Расчет по критическому условию применяется в настоящее время ограниченно из-за недостатка экспериментальных данных по усталостной прочности стальных тросов.

§ 56 Расчет легкой грузовой стрелы

Числовой пример

Основные данные для расчета конструктивных элементов грузовой стрелы для судогрузного судна:

Грузоподъемность стрелы	3 м
Тяговое усилие лебедки	3 м
Ширина судна	17 м
Высота саванга над уровнем палубы	15,5 м
Высота грузовой площадки	2,3 м
Высота балкина шпери над ВП	4,8 м
Высота фальшборта	1,1 м
Остояние изора стрелы от ДП	3,0 м
Ширина грузовой доки	10,0 м
Длина грузовой доки	12,0 м
Расстояние от поперечного кванта до переборки	2,5 м

Для определения длины стрелы задан вылет $b = 5$ м. Ис пользуем формулу (76)

$$L = \frac{b + \left(\frac{B}{2} - y \right)}{\cos \alpha \sin \beta}$$

где $\beta = 30^\circ$ (матта не имеет стелого такодажа)

$$L = \frac{5 + (10,0 - 3)}{\cos 30^\circ \sin 80^\circ} = 12,3 \text{ м}$$

Прямая длина стрелы $L = 12,3$ м и пролетом, в какой степени она удовлетворяет требованиям спаренной работы. Бортовая стрела по длине, остоящая на $1/2$ длины доки (2,4 м) от поперечного кванта, должна иметь вылет не менее 4 м (см. стр. 900). Схема спаренной работы стрел (рис. 131) позволяет убедиться, что это требование выдано. При угле наклона в 30° левая стрела перерывает док на 8 м (факте $1/2$ длины доки). Этого овершения достаточно, особенно если учесть, что стрелы расходятся по ооим сторонам доки.

Услова, действующие на стрелу при спаренной работе

Определим ооное сжимающее усилие графически, проекая угол наклона стрелы $\alpha = 15^\circ$. Натяжение в оолазай с олоа оеа грузовой шкелетай

$$\frac{Q}{n} = \frac{8}{0,96} = 8,33 \text{ м}$$

В ооответствии с оловой диаграммой (рис. 132):

Ооное сжимающее усилие	$P_0 = 7,9 \text{ м}$
Натяжение талелата	$T = 4,4 \text{ м}$
Проекция на ось стрелы ооула, приложенного к ооим ооим ооам доки	$T_0 = 4,0 \text{ м}$
Проекция натяжения талелата	$T_1 = 3,0 \text{ м}$

Вес стрелы найдем по формуле

$$P_0 = 160^2 (3,47 - 16) = 14 \sqrt{3} (3,4 - 13) = 560 \text{ кг}$$

Определение значения оооеа сжимающей ооаи аналитически

$$P_0 = Q \left[\alpha \frac{L}{H} + \frac{1}{n} \right] = 3 \left[1,094 \frac{12,0}{11,0} + \frac{1}{0,96} \right] = 7,0 \text{ м}$$

Натяжение талелата

$$T = \alpha Q \frac{\cos \alpha}{\cos (\beta - \alpha)} = 4,3 \text{ м}$$

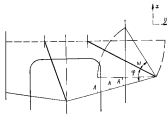
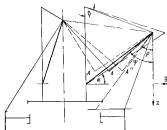


Рис. 131 Схема для расчета усилия при спаренной работе стрел

Услова, действующие на стрелу и талелат при спаренной работе стрел. Метод Мухоморова. Расчет выполняется для бортовой стрелы. На рис. 131 было показано положение стрел и талелата при спаренной работе. Значения углов α и β можно определить непосредственно из плана. Чтобы найти значения

углов α , β , ψ и ρ , нужно построить истинные показание стрелы, шкентеля и отклонки (на рис. 131 они показаны жирно-пунктиром). Значения углов и вообще данных тригонометрических функций приведены в табл. 20.

Натяжение отсечки

$$R = Q \frac{\sin \psi \sin \alpha}{\sin \rho \sin \omega} = Q \frac{0,760 \cdot 0,694}{0,602 \cdot 0,530} = 1,65Q$$

где Q — значение грузовой шкалы

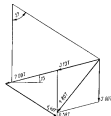


Рис. 132 Система тягловых

Таблица 20

Истинные углы и значения тригонометрических функций

Угол	Истинный угол, град.	\sin	\cos
α	38,5	0,621	0,782
β	70,6	0,940	0,341
ψ	49,5	0,760	0,680
ρ	37,0	0,602	0,798
ω	44,0	0,694	0,720
ω	32,0	0,530	0,845

О нем условии в стреле

$$P_A = Q \left[\frac{L}{H} \left(\cos \psi + \frac{\sin \psi \sin \alpha \cos \rho}{\sin \rho \sin \omega} \right) + \frac{\sin \psi \cos \beta \sin (\alpha + \psi)}{\sin \alpha \cos (\beta - \alpha)} + \frac{1}{\eta} \right] \cdot Q \left[\frac{13}{11} \left(0,65 + \frac{0,380 \cdot 0,694 \cdot 0,798}{0,602 \cdot 0,530} \right) + \frac{0,694 \cdot 0,341 \cdot 0,968}{0,530 \cdot 0,792} + 0,4 \right] = 3,92Q$$

Натяжение троса

$$T = Q \left[\frac{\cos \alpha (\cos \psi \sin \rho \sin \omega + \sin \psi \cos \rho \sin \psi)}{\sin \rho \sin \omega \cos (\beta - \alpha)} - \frac{\sin \psi \sin \alpha \sin (\psi + \omega)}{\sin \alpha \cos (\beta - \alpha)} \right] = 1,10Q$$

Метод Салом. Размеры системы стрелы, тросов, отсечки и шкентеля приведены в табл. 21. Там же приведены и значения тригонометрических функций. Значит правильно и совместно с показанной на рис. 131 системой координат

Таблица 21

К расчету стрелы по методу Салом

Конструктивные данные	X	Y	Z	X	Y	Z
Стрела	5,4	0,420	-9,5	0,73	7,2	0,585
Тросовая	5,4	0,465	-9,5	0,82	-4,0	0,345
Отсечка	7,2	0,530	4,2	0,31	11,0	0,890
Шкентель	1,5	-0,170	6,6	0,76	5,5	0,635

Система уравнений для определения всех углов:

$$0,415L + 0,465T + 0,530R = 0,17Q \\ -0,730L - 0,820T - 0,310R = -0,76Q \\ 0,555L - 0,845T + 0,890R = -0,685Q$$

Решив систему последовательным исключением неизвестных получим следующие значения неизвестных:

$$L = -29^{\circ}Q \quad T = 1,06Q \quad R = 1,65Q$$

Соединяем углы

$$P_A = \left(L + \frac{Q}{\eta} \right) = 3,96Q$$

Результаты, полученные по методу Салом и Наумовского, согласуются достаточно хорошо. Некоторая разница может быть объяснена ошибками при измерениях углов и линейных размеров.

Рисунками, давая образцы изменения углов в стреле при перемещении груза в точки A' и A'' (см. рис. 131). В системе уравнений все члены остаются неизменными, за исключением направлениях косинусов шкентеля.

Для случая, когда груз находится в точке A' , система уравнений будет иметь вид:

$$0,415L + 0,465T + 0,530R = 0,19Q \\ -0,730L - 0,820T - 0,310R = 0,835Q \\ 0,555L - 0,845T + 0,890R = -0,530Q$$

Ее корни: $T = 0,97Q$, $R = 1,85Q$, $P_A = \left(L + \frac{Q}{\eta} \right) = 4,96Q$. Если груз расположен в точке A'' , то корни системы уравнений будут: $T = 1,12Q$, $R = -1,43Q$, $P_A = -3,77Q$. Для каждого положения груза легко найти связь между значениями Q и весом груза за глаз D и остальными условиями P_A .

Положение A' : $Q = 0,420$; $P_A = -1,83Q$

Положение A : $Q = 0,850$; $P_A = -3,76Q$

Положение A'' : $Q = 0,905$; $P_A = -3,03Q$

Можно иметь положение, соответствующее максимальному соединяемому усилию, так как для случая, когда шкентель вертикален, $P_A = 2,33Q$ (идеальный вариант).

Следует учесть в стреле не только усилие T и, т. е. усилие, прилагаемое в стреле при одинаковой работе. Поэтому расчет старшей работы стрелы может быть использован для определения величины максимального груза, допускаемого при этом способе работы!

$$Q_2 \geq \frac{2,33}{3,76} G = 0,77G$$

Подбор стрелы. После расчета длины стрелы и выделены основы усилия можно подобрать тип стрелы, ее сечение и размеры, пользуясь таблицами: длина стрелы $L = 13$ м; основное усилие $P_0 = 7$ мн (из групп с двумя коническими обечайками); размеры промачины по рис. 133.

Проверка устойчивости стрелы. Момент инерции сечения стрелы в средней части

$$I_x = \frac{\pi}{8} R^4 = \frac{3.14}{8} 0.7^4 24.5^3 = 4750 \text{ см}^4$$

Момент инерции сечения стрелы у ношей

$$I_k = 1120 \text{ см}^4$$

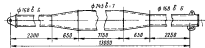


Рис. 133. Размеры стрелы

Критическая сила может быть определена по формуле (95). Коэффициент K из таблиц по табл. 18 в зависимости от отношений $\frac{l_0}{l_k} = 0.275$ и $\frac{l_0}{L} = 0.55$; $K = 6.88$. Отсюда

$$P_k = K \frac{EI_x}{L^3} = 6.88 \frac{2 \cdot 10^9 \cdot 4750}{1300^3} = 33000 \text{ кгс}$$

Фактически запас устойчивости

$$K_p = \frac{P_k}{P_0} = \frac{33000}{7000} = 4.7 > 4.5$$

т. е. устойчивость стрелы обеспечена.

Проверка прочности стрелы. Момент сопротивления стрелы в средней части

$$W = \frac{\pi}{4} R^3 = \frac{3.14}{4} 0.7^3 24.5^3 = 530 \text{ см}^3$$

Площадь $F = \pi R^2 = 3.14 \cdot 24.5^2 0.7^2 = 94 \text{ см}^2$

Максимальное напряжение

$$\sigma = \frac{P_0}{F} + \frac{1}{W} \left[\frac{P_0 L}{C} + P_0 + P_k \frac{l_0}{1 - \alpha^2} \right]$$

Собственный вес стрелы 450 кгс, момент от собственного веса

$$M_0 = \frac{P_0 L}{\gamma S} = \frac{450 \cdot 1300}{\gamma S} = 78000 \text{ кгс см}$$

Момент от вертикального давления ошей стрелы (цилиндрическая)

$$M_2 = T_2 l_2 - T_2 l_1$$

где T_2 — проекция на ось стрелы силы, приложенной к нижней скобе ноша (1 м); T_1 — проекция натяжения троса (3 м);

$$l_2 = l_1 = 15 \text{ м} \quad M_2 = 15 (4300 - 3000) = 15000 \text{ кгс см}$$

Против стрелы от собственного веса

$$I_0 = \frac{B}{360} \frac{P_0 L^3}{E I} = \frac{5 \cdot 450 \cdot 13^3 \cdot 9^3}{360 \cdot 2 \cdot 10^9 \cdot 4750} = 1.6 \text{ см}$$

Момент от действия сжимающей силы

$$M_3 = P_0 \frac{l_0}{1 - \alpha^2} = 7000 \frac{1.6}{1 - \frac{7000}{33000}} = 14000 \text{ кгс см}$$

Максимальное напряжение

$$\sigma = \frac{7000}{94} + \frac{1}{530} [78000 + 15000 + 14000] = -365 \text{ кгс/см}^2 < 1000 \text{ кгс/см}^2$$

следовательно прочность стрелы обеспечена

ГЛАВА 15

ГРУЗОВЫЕ МАЧТЫ ТРАНСПОРТНЫХ СУДОВ

§ 57 Терминология и классификация

Грузовые мачты транспортных судов являются органической частью грузового устройства, так как без них не возможна работа судовых стрел. Грузовые мачты могут нести антенны, огни и выполнять все функции сигнальных мачт, однако их прочностные размеры и конструкция определяются из условия обеспечения рациональной работы грузовых стрел.

Остановимся вкратце на терминологии. Система стержней образующих мачту, называется ракурсом; комплекс стержней, раскрывающих мачту в продольном и поперечном направлениях, — статическим телом.

Известна большая сложность раскода и такелажка парусных судов, мачты которых предназначались для несения парусов и управления ими. Маневрирование парусами осуществлялось по команде, подаваемой голосом. Необходимость четкого указания нужного элемента оснастки послужила основой для создания звуковой богатой терминологии. Каждый термин точно определял положение элемента по длине судна и по высоте на мачте.

Для ориентации по длине судна к названию снасти добавлялась приставка, заимствованная из названия мачты. Например для передней мачты (фок-мачты) — приставка «фок»; для задней за ней грот-мачты — приставка «грот» и т. д. Для ориентации по высоте использовались как бы деление мачты на яруса каждому из которых соответствовала также определенная приставка к названию снасти. Так, для яруса первой стеньги сущест- вовала приставка «брам», а для яруса второй стеньги была двойная

Одиночные мачты могут быть изолированы и могут иметь стоечный такелаж, воспринимающий некоторую долю передаваемой на мачту нагрузки.

Рассмотрим совместную работу мачты и стоечного такелажа. При работе легкой стрелы грузовой мачты поддерживается действующей силой P_0 и сил, передаваемых от топенанта и шкентеля на обуха блоков (рис. 137). У стрел-тяжеловесов осевое усилие передается на специальный фундамент, а на мачту действуют усилия, складывающиеся из натяжений в ветвях топенанта и грузовой шкентели.

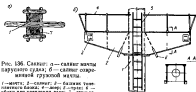


Рис. 136. Схематические чертежи мачты парусного судна; б — мачты современной грузовой мачты.

1 — мачта; 2 — шкентель; 3 — блоки топенанта; 4 — шкентель; 5 — стрела; 6 — обухи для крепления ветви; 7 — шкентель.

В общем случае действующие на грузовую мачту силы придают ей сжатие, изгиб и кручение.

Изолированную мачту можно рассматривать как консольную стрелу, имеющей два варианта конструкции нижней опоры. В том случае, если мачта соединяется с продольной и поперечной переборками, ее можно рассматривать как жестко заделанную на верхней палубе. Если переборки отсутствуют, мачта имеет свободное опирание на двух палубах.

Опасное сечение изолированной мачты находится на уровне верхней из палуб, обеспечивающих крепление мачты. В этом сечении момент везущих сил, действующих на мачту, будет иметь максимальное значение.

Одиночная мачта со стоечным такелажом.

Рассмотрим мачту, поддерживаемую в плоскости действия сил азимутно (см. рис. 137).

Горизонтальная сила N , действующая на верхнюю часть мачты вызывает ее изгиб. При перегибании верхней части мачты снасть, поддерживающая мачту, растягивается и воспринимает некоторую долю силы N . Очевидно, что величина этой доли зависит от соотношения изгибной жесткости мачты A_m и жесткости снасти A_c . В обоих случаях жесткость равна силе, вызывающей единичное перемещение точки A в направлении действия силы N .

* Этот случай подробно рассмотрен в книге Б. В. Януковича.

Для мачты

$$A_m = \frac{3EI}{l_m^3} \quad (100)$$

где E — модуль упругости материала,
 I — момент инерции сечений мачты;
 l_m — длина мачты.

Формула (100) получена в предположении, что сечение мачты не изменяется по высоте, а конец мачты жестко заделан. Если нижний конец мачты опирается на две опоры (палубы) то

$$A_m = \frac{3EI}{l_m^3 \left(1 + \frac{\alpha}{l_m}\right)} \quad (101)$$

где α — расстояние между палубами.
Для снасти

$$A_c = \frac{E_c \sin^2 \varphi}{l_c} \quad (102)$$

где E_c — модуль упругости троса;
 ω — площадь поперечного сечения троса;
 l_c — длина снасти.

φ — угол наклона снасти к горизонту.

Доли усилий N_m , приходящиеся на мачту (N_m) и снасть (N_c) пропорциональны соответственно значениям A_m и A_c .

$$N_m = N \frac{A_m}{A_m + A_c} \quad N_c = N \frac{A_c}{A_m + A_c} \quad (103)$$

Натяжение снасти

$$T_c = \frac{N_c}{\sin \varphi} = N \frac{A_c}{(A_m + A_c)} \frac{1}{\sin \varphi} \quad (104)$$

Основная трудность при расчете мачт со стоечным такелажом заключается в определении модуля упругости стальных тросов. Особенно существенное влияние на распределение усилий между мачтой и стоечным такелажом имеет изменение модуля упругости в процессе эксплуатации. Модуль упругости старого троса может быть в два и более раза больше, чем нового. Целесообразнее определять усилия в мачте, принимая для расчета модуль

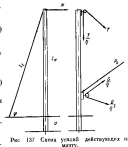


Рис. 137. Условия действия сил на мачту.

упругости нового троса, а натяжение в снасти находить с учетом увеличения жесткости троса примерно в два раза.

Мы рассмотрим мачту, поддерживаемую только одной снастью. Однако стоячий такелаж представляет собой целый комплекс вант и штатов, поэтому для расчета мачты необходимо определить направление наименьшей суммарной жесткости стоячего такелажа.

Вертикальная плоскость, проведенная через снасть, может составить с направлением действующей силы некоторый угол ψ . Жесткость такой снасти в направлении силы

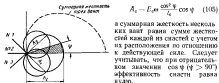


Рис. 138 Диаметр суммарной жесткости вант.

Жесткость снасти будет максимальной при $\psi = 0$ ($\cos \psi = 1$) при $\psi = \frac{\pi}{2}$ ее жесткость равна нулю.

Предположим, что мачта поддерживается с одной стороны тремя вантами (рис. 138) максимальная жесткость каждой из которых A_1 , A_2 и A_3 . Если направить, для второй снасти провести окружность с диаметром A_2 , то легко убедиться, что величина хорды, образующей с диаметром угол ψ , будет равна $A_2 \cos \psi$. Эта величина и будет искомым жесткостью снасти в этом направлении.

Если построить окружности для всех снастей, то эпюра суммарной жесткости может быть построена простым суммированием отрезков хорд в заданном направлении. Направление, в котором суммарная жесткость вант минимальна, является для мачты расчетным при условии, что величина внешней силы остается неизменной. Окончательно расчетное направление может быть получено на основании анализа как эпюры распределения жесткости так и эпюры изменения нагрузки на мачту.

Обычно одиночные мачты имеют круглое поперечное сечение. Толщина листов мачты должна быть не менее $\frac{1}{40}$ ее диаметра. Диаметр мачты у салюнга может быть на 25% меньше ее диаметра у палубы, но при всех условиях должен сохраняться неизменным

до четверти высоты мачты от палубы. У опор рекомендуется увеличивать толщину мачты на 40%.

Ванты грузовых мачт изготавливаются из жестких стальных тросов или из прутковой стали. Прутковые ванты меньше изнашиваются, однако они менее прочны, чем тросовые. Стальные тросы, используемые для изготовления стоячего такелажа, имеют обычно один органический сердечник; реже используются наиболее жесткие спиральные тросы.

Диаметр проволоки на ружных слоях прядей троса должен быть не менее 1 мм, что уменьшает вероятность их обрыва при соприкосновении со стрелой, шкестелем или оттяжками.

Для выбирания слабыми в ванты обязательно включают винтовые шкестеры. Конструкция крепления вант на салюнге и на палубе показана на рис. 139.

Серьезным недостатком одиночных мачт со стоячим такелажом является то, что ванты и штаты стесняют работу грузовых стрел. Это заставляет полностью отказываться от штатов и концы тросовых вант ближе к поперечной плоскости мачты. Кроме того, одиночные мачты не позволяют в некоторых случаях сместить грузовые стрелы на желаемое расстояние от ДП, так как это значительно бы конструкцию мачты, особенно конструкцию салюнга.

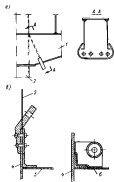


Рис. 139 Крепление вант: а — на салюнге; б — на палубе.
сметет: 1 — мачта; 2 — фалшкестер; 3 — диаметр; 4 — палуба.

§ 58 Портальные и П-образные мачты

Портальная мачта (рис. 140) представляет собой две отдельные мачты без стеньги (полумачты), соединенные в верхней части фермой. Каждая полумачта несет обычно две легкие стрелы для работы на смежных трюмах и позволяет удобно располагать башмаки толкающих блоков и шпоров стрел. Если одиночные мачты позволяют увеличивать расстояние между осями легких стрел

до 6—7 м, то при использовании порталных мачт это расстояние можно увеличить до 10—12 м.

Грузовые колонки или грузовые пандусы не связаны между собой и работают совершенно изолированно. Поэтому их можно разместить там, где это необходимо для более удобной работы грузовых стрел. Целесообразно применять подобные мачты в тех случаях, когда большая ширина судна не дает возможности использовать порталные мачты для расположения стрел.

Иногда порталные мачты и грузовые колонки имеют стоек такелаж.

Двуногие и трехногие мачты. Легкие трехногие мачты применяются для несения средств сигнализации и связи и не требуют стоечного такелажа. Стержни, образующие мачту, работают практически только на сжатие и растяжение, в связи с чем достигается сравнительно небольшой вес конструкции. Однако эти мачты громоздки и неудобны для крепления грузовых стрел.

Широкое распространение на судах получили двуногие, или Л-образные, мачты, состоящие из двух наклонных «ног» (рис. 141). В верхней части, несколько ниже точки пересечения ног, располагается салинг. Чтобы упростить крепление мачты участки ног, заключенные между палубой и салингом, делают вертикальными.



Рис. 140 Портальная мачта

Основные нагрузки передаются на мачту через салинг, к которому крепятся топовые блоки. Усилия, действующие в плоскости мачты, раскладываются на направления ног, вызывая их растяжение или сжатие. В продольном (относительно судна) направлении эффект совместной работы ног мачты практически не проявляется. Необходимая прочность при изгибе мачты достигается усилением, направленным вдоль судна, за счет увеличения площади поперечного сечения мачты и придания ему шатунной в продольном направлении формы.

Можно назвать два режима работ Л-образных и порталных мачт, которые являются определяющими при выборе расчетных нагрузок. Первый — это работа легких стрел в самых различных вариантах: на один троец, на два смежных троеца, одиночно или работа, спаренная работа и т. д. Второй — работа стрел



Рис. 141 Л-образная мачта

тяжеловесов, когда нагрузки, действующие на мачту, значительно превосходят усилия, передаваемые на мачты легкими стрелами.

Однако операции с тяжелыми грузами встречаются в практике морских перевозок достаточно редко, и если нагрузки при этом режиме принять в качестве расчетных, то мачта большую часть времени окажется значительно недонапряженной. Поэтому целесообразно определять конструктивные размеры мачты, рассчитав ее на действие нагрузок, передаваемых от легких стрел и дополнительно — за счет какой-нибудь конструктивной

меры — разгрузить мачту при работе стрел-тяжеловесов. Несущую способность мачты можно увеличить за счет использования одного или нескольких съемных штагов (контригатов). Мачты с такими подкреплениями вполне выдерживают работу стрел-тяжеловесов средней грузоподъемности (до 60 т).

Для расчета Л-образных и порталных мачт можно использовать методы расчета рамных конструкций, излагаемые в курсе строительной механики.

Для изготовления мачт используются сваростроительные углеродистые стали. При расчете конструктивных размеров мачт необходимо обеспечить 5-кратный запас прочности, если рабочая нагрузка на верхнюю часть мачты меньше 10 т. Если рабочая нагрузка превышает 10 т, запас прочности равен 4.

Для мачт запас прочности во всех случаях должен быть не менее 5.

ГЛАВА IV

СУДОВЫЕ КРАНЫ

§ 60 Судовые палубные краны

Появление первых судовых палубных кранов, предназначенных для выполнения погруочно-разгрузочных работ, относится к двадцатым годам минувшего столетия. Это были паровые краны, построенные в Глазго, — промышленном центре Шотландии.

В настоящее время краны занимают значительное место в судовых грузовых операциях.

Рассмотрим устройство палубного крана, который показан на рис. 142. Закрепление крана осуществляется при помощи баллера, который обычно проходит сквозь верхнюю палубу до первой нижележащей палубы. Колонна, площадка и баллер представляют собой прочную основу крана. Площадку вместе с размещенными на ней механизмами следует располагать, насколько можно, так как она практически полностью определяет положение центра тяжести крана. Колонна крана выполняет функцию мачты: в верхней части на ней размещены блоки грузовых и топенантных талей.

Топенант и шкентель крана обслуживаются самостоятельными лебедками, которые обеспечивают два рабочих движения — вертикальное перемещение груза и перемещение груза в радиальном направлении при изменении угла наклона стрелы крана. Третье рабочее движение — вращение крана — осуществляется специальным механизмом, основным элементом которого является зубчатый шестеренный узел, укрепленный на жестком неподвижном фундаменте, ведущий шестерня и дататель.

Поскольку управление краном должно обеспечивать хороший обзор. На некоторых кранах он делается закрытым, чтобы предохранить оператора от непогоды. Однако с открытым постом управление обзор всегда лучше и, кроме того, легче осуществляется связь с оператором при подаче команды голосом.

В отличие от судовых грузовых стрел стрелы кранов большей частью имеют ферменную конструкцию. Нижняя часть стрелы выполняется обычно в виде широкой вилки, охватывающей площадку. Концы этой вилки шарнирно закрепляются на горизонталь-

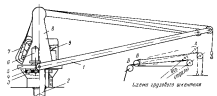


Рис. 142. Палубный кран.

стрелы; 2 — баллер; 3 — канатная опора; 4 — колонна; 5 — лебедка; 6 — противовес; 7 — рычаг управления; 8 — фундамент.

ных полуосях. Такая конструкция соединения стрелы и площадки надежно обеспечивает их совместное вращение при повороте крана.

Оснастка безмачтового палубного крана имеет несколько особенностей: в рабочем положении стрела удерживается топенантом; изменение угла наклона стрелы осуществляется топенантной лебедкой.

Оснастка грузового шкентеля (рис. 143) выполнена таким образом, чтобы уменьшать усилие в топенанте и снизить мощность топенантной лебедки. Шкентель пробегает вниз по ноге стрелы А неподвижный блок на колонне В возвращается к блоку D через второй блок на стреле и идет на грузовую лебедку. Такая оснастка позволяет значительно уменьшить момент груза, который противодействует усилению в тросах шкентеля.

Оснастка крана обеспечивает желаемый уровень перемещения груза в том случае, когда изменяется наклон стрелы и работает только топенантная лебедка. Рассмотрим подъем стрелы (рис. 142). Положение така по высоте останется неизменным, если увеличение длины вертикальной части шкентеля будет равно

сумме изменения длин ветвей шкентеля между стрелой и колонной. Сохранение уровня перемещения груза пошью удобства в работе позволяет уменьшить мощность толкательной лебедки.

Подвешивание груза на перемещающемся по палубе кране имеет три рабочих движения: вертикальное перемещение груза, поворот крана и изменение вылета (изменение угла наклона стрелы). Конструкции кранов, перемещающихся по палубе, в большой степени зависят от того, как происходит передвижение крана — с грузом или без него. Перемещение кранов в продольном направлении осуществляется по рельсовым путям, расположенным вдоль продольных комингсов; при поперечном перемещении рельсовые пути располагаются в промежутках между деками.

Поскольку краны имеют такое же назначение, как и стрелы, для их оценки можно использовать те же самые критерии: грузоподъемность, производительность, распределительную способность, простоту обслуживания, способность работать при крене и т. д.

§ 81 Схемы судного кранового вооружения

Существуют четыре основных варианта оснастки судна палубными кранами (рис. 143):

1. Неподвижные краны, расположенные в ДП.
2. Неподвижные краны, расположенные у бортов.
3. Продольно перемещающиеся краны.
4. Краны с поперечным перемещением.

Рассмотрим положительные и отрицательные стороны каждого из этих вариантов:

1. Краны, расположенные в ДП (рис. 143, а), имеют минимальную начальную стоимость и вес (см. табл. 22), так как при этом отпадает необходимость создавать большие подкрепления палубы. Однако при таком расположении кранов достаточный вылет может быть получен только при очень большой длине стрелы. Недостатком этого варианта является сокращение длины люков.

2. Смещение кранов к бортам (рис. 143, б) позволяет несколько увеличить длину люков и также значительно сократить длину стрелы. Но этот вариант тоже имеет существенные недостатки: число кранов удваивается, сокращается площадь, которая может быть использована для перевозки палубного груза, резко снижается коэффициент использования кранов; вес и стоимость грузового устройства в целом значительно возрастают. Тем не менее только такая схема расположения кранов может быть использована на крупных транспортных судах, когда не удастся добиться нужного вылета при расположении кранов в ДП.

3. Большие преимущества имеют продольно перемещающиеся краны (рис. 143, в). Они обеспечивают на причале равномерную грузовую зону, ширина которой определяется максимальным вылетом стрелы (на рис. 143 грузовые зоны заштрихованы). Обычно

крайне с продольным перемещением комбинируют с механическим люковым закрытием, крышки которого откатываются также в продольном направлении. Это позволяет расположить подкрановые пути непосредственно у продольных комингсов люков. Длина люка определяется длиной трюма с учетом места необходимого для укладки крышек.

Рассматриваемая схема расположения кранов позволяет сократить их число до минимума и в то же время объединить несколько кранов для обслуживания какого-либо одного трюма.

К недостаткам схемы следует отнести небольшой вылет, что ограничивает возможность использовать продольно перемещающиеся краны на круизных судах. Перемещение осуществляется за счет мостовой конструкции перекрывающей люк во шпрингс. С увеличением ширины люка и ростом грузоподъемности кранов эта конструкция становится очень громоздкой. Кроме того она не только утяжеляет грузовое устройство в целом, но и увеличивает его стоимость.

4. Краны, перемещающиеся в поперечном направлении, располагаются между грузовыми люками, в связи с чем длина последних существенно сокращается. Сокращается и площадь для перевозки палубного груза. Однако к преимуществам этой схемы следует отнести хорошие использование кранов, сравнительно короткую стрелу, меньшую стоимость и вес всей конструкции (по сравнению с предыдущими двумя вариантами).

В табл. 22 приведено сопоставление весов и стоимостей различных вариантов кранового оборудования и грузового устройства со стрелами. За единицу приняты стоимость и вес оборудования необходимого для обеспечения спаренной работы стрел, включая

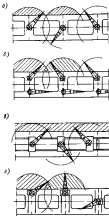


Рис. 143. Схемы кранового вооружения судна: а — краны в ДП; б — краны у бортов; в — краны с продольным перемещением; г — краны с поперечным перемещением.

Ориентировочная стоимость и вес грузовых устройств

Таблица 22

	Средняя стоимость	Средняя стоимость изделий крановых устройств			
		2	1	1.1	1.5
Стоимость	10	0.880	1.580	1.140	1.010
Вес	10	0.885	1.490	1.430	1.175

мачты и лебедки. В качестве исходного было взято судно с 7 парами легких стрел; число кранов при расположении в ДП — 7 при расположении у бортов — 14.

Основными рабочими характеристиками кранов являются максимальный и минимальный радиусы грузовой зоны, скорость перемещения груза в вертикальном направлении, скорость изменения вылета и скорость поворота. Зависимость средней скорости подъема груза от грузоподъемности крана показана на рис. 144; скорость движения пустого гака в среднем в два раза превышает скорость движения стрелы с полным грузом.

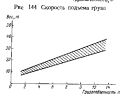


Рис. 144. Скорость подъема груза

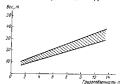


Рис. 145. Вес грузовых кранов

Изменение вылета совершается со скоростью 20—30 м/мин. Скорость вращения колеблется в пределах 1—1,5 об/мин. Изменение веса крана в зависимости от грузоподъемности показано на рис. 145. Эти данные обобщают лучший опыт отечественного и зарубежного краностроения. Отметим в заключение, что большинство современных кранов имеет электрический или гидравлический привод.

§ 82. Сравнительная оценка судовых стрел и кранов

Сравнительную оценку стрел можно произвести в том же последовательности, в какой ныне оценивалась работа грузовых механизмов, используемых на судах:

1. Грузоподъемность кранов, так же как и легких стрел варьируется в основном в пределах 3—5 т. При увеличении грузоподъемности значительно увеличивается вес и усложняется конструкция кранов объясняется низким положением топанового блока. Если для стрел отношение $\frac{L}{H}$ колеблется в пределах 1.2—1.5, то для кранов оно практически не бывает меньше трех, ввиду чего значительно увеличивается сжимающая осевая сила. В судовой практике редко применяются краны грузоподъемностью больше 7,5—8 т.

Грузоподъемность грузовых стрел на судне может достигать 300 т, а обработка груза весом до 50 т является на судне обычной. Таким образом, с точки зрения грузоподъемности судовые стрелы обладают существенным преимуществом.

2. Для определения производительности подъемно-транспортных механизмов периодический действия исходной величиной является теоретический цикл, т. е. время, затрачиваемое на подъем, перемещение, опускание груза и возвращение пустого гака.

Практические наблюдения показывают, что теоретический цикл работы спаренных стрел на 15—20% короче, чем у кранов. Однако этим циклом не учитывается распределительная способность грузового механизма.

Фактически же рабочий цикл в значительной степени зависит от объема работ по перемещению груза в трюме и складывается из следующих составляющих (рис. 146):

- время перемещения груза ПГ; время, в течение которого гак находится в трюме ПГ и на лифте ЛП;
- время возврата пустого гака ВГ.

Если бригады, работающие в трюме, не успевают обработать одну партию груза до прибытия второй, то к фактическому циклу добавляется время, затрачиваемое на «ожидание» гакм освобождения трюма, ОТ.

На рис. 146 приведены диаграммы работы спаренных стрел и кранов, которые были получены в результате учета времени затраченного на операции при погрузке аналогичных грузов и при их размещении только в трюме и провете грузовой зоны. Работы в трюме велась бригадами левого и правого бортов. Фактический цикл работы бригады складывается из распространения груза СГ его размещения П и отхода О.

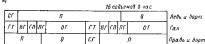
При спаренной работе значительное время затрачивается на перемещение груза, что объясняется плохой распределительной способностью грузовых стрел. Несмотря на то что была принята самая минимальная норма времени для отхода рабочих, значительное время (около 2 минут на дида) затрачивалось на ожидание трюма гакм.

При работе крана времени на перемещение груза в трюме затрачивается значительно меньше, поэтому продолжительность

фактического цикла определяется работой крана, так как бригады грузчиков быстро справляются с работой и имеют достаточно времени для отдыха.

Рассмотренный случай относится к тому периоду погрузки, когда размещение груза производят только в просвете люка. При необходимости транспортировать груз в подпалубное пространство разница будет незначительной. Для таких грузов, как рулоны, бочки и пр., которые легко транспортируются в трюме

а)



б)

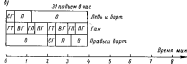


Рис. 146 Производительность стрел и кранов: а — грузовой для стрелы; б — грузовой для крана.

ГГ — скатывание груза
ВГ — погрузка в трюм
ГА — погрузка в палубу
ВГ — погрузка в трюм
ВГ — погрузка в трюм

производительность стрел и кранов практически одинакова. В среднем производительность кранов на 20% больше, чем производительность стрел. Увеличение производительности более существенно для больших «подъемов» (объемов) грузов для транспортировки в трюм) при большом раскрытии палубы.

В целом можно отметить следующие преимущества кранов: хорошую распределительную способность; более высокую производительность, особенно при увеличении веса подъемов и увеличении раскрытия палубы; постоянную готовность к работе; лучший внешний вид, отсутствие мачт и стоевого такелажа; возможность работы с трейфером при операциях с сыпучим грузом.

Недостатком является большой вес, высокая начальная стоимость, ограниченная грузоподъемность (из-за отсутствия высоко-

расположенной точки крепления топенанта) и чувствительность к крену. Последнее в основном относится к механизму поворота заклинивания которого ограничивает допустимый для работы угол крена (5—8°). Кроме того, для обслуживания кранов требуется более квалифицированный персонал.

§ 83. Мачтовые краны

В последние годы появились конструкции, в которых в одном механизме объединены достоинства и стрел, и кранов. Эти подъемные механизмы получили название стрел-кранов или мачто-выл-кранов.

К особенностям мачтовых кранов следует отнести сохранение высокого положения топенантового блока или отводного блока шкентеля и использование специальных механизмов для поворота стрелы и изменения ее вылета. На рис. 147 показан один из вариантов мачтового крана. Его основными элементами являются: стрела с оснасткой, мачта (или грузовой полумачта), механизм поворота, механизм изменения высоты грузовой лебедки и пост управления.

Изменение вылета стрелы чаще всего осуществляется при помощи гидравлического телескопического механизма. Значительному уменьшению момента от веса груза способствует высокое положение отводного блока шкентеля.

Механизм поворота у мачтовых кранов имеет два конструктивных варианта. В одном случае используется гидравлический шарнир, принцип которого был рассмотрен выше (см. стр. 106). В другом случае (рис. 148) поворот осуществляется при помощи рычага на мертвом. С рычагом через вспомогательные звенья связаны шток двух гидравлических цилиндров, которые закреплены шарнирно.

Оснастка и количество мачтовых кранов больших судов проектируются таким образом, чтобы обеспечить не только одиночную, но и сварную работу стрел. В том случае, когда стрелы дополнительно раскрепляются оттяжками, грузоподъемность снижается на 40%; если же стрелы при сварной работе не имеют дополнительного крепления, то грузоподъемность не должна превышать 30% грузоподъемности при одиночной работе мачтового крана.

Мачтовые краны обеспечивают повышение производительности, однако применение их не решает всех проблем, связанных с разгрузочными работами. Поэтому приходится искать более эффективные средства. Интересно, например, универсальное устройство, которое представляет собой порталный кран, перемещающийся в продольном направлении. Благодаря попеременному движению крана по порталу достигается большая распределительная способность, а возможность использования трейферов и транспортеров делает систему универсальной. Однако подобное устройство очень сложно в конструктивном отношении и дорого.

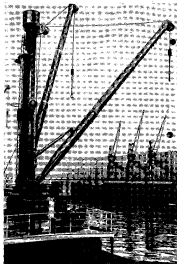


Рис. 147. Мостовый кран

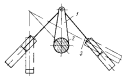


Рис. 148. Механизм зазора мостового крана.

f — рычаг; g — грузик;
 g — шток гидравлического.

В целом пока еще трудно указать определенные пути для совершенствования судовых грузовых средств и эта большая задача еще ждет своего решения.

ГЛАВА 17

ГРУЗОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

§ 64. Транспортеры и элеваторы

Грузовые механизмы непрерывного действия обеспечивают непрерывный поток транспортируемого груза, имеющего однообразную структуру. К этим механизмам относятся различные типы конвейеров или транспортеров, элеваторы, пневматические и гидравлические перегружатели.

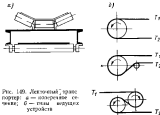


Рис. 149. Ленточный транспортер: а — поперечное сечение; б — типы вращающихся устройств

Наиболее распространенными являются ленточные транспортеры. Они представляют собой бесконечную движущуюся ленту, предназначенную для перемещения грузов горизонтально или с небольшим наклоном. Основными элементами конвейера являются: ведущее устройство, лента с поддерживающими роликами, несущая конструкция. Для увеличения производительности и сокращения потерь ленты на рабочей стороне имеет форму желоба (рис. 149).

Наклон ленты зависит от характера груза. Например, для угля допускается угол наклона $17-30^\circ$, для сухого песка и зерна — 15° . Скорость транспортировки тоже меняется в зависимости от свойств груза. Для зерна и других легких материалов принимается скорость $150-200$ м/мин (более высокая скорость

допускается для транспортеров с более широкой лентой. Для тяжелых материалов скорость не превышает 150 м/мин.

Необходимая сила тяги представляет собой разность натяжений в набегающей и сбегающей лентах конвейера

$$E = T_1 - T_2 \quad T_2 = T_0 \cdot (1 - \mu \cdot \tan \alpha)$$

где T_1 и T_2 — натяжение в лентах конвейера;

μ — коэффициент трения между лентами и шкивом

α — угол охвата шкива.

Тяга привода при прочих равных условиях увеличивается при большем угле охвата ведущего шкива лентой. Для увеличения угла охвата существует несколько конструктивных решений, из которых на рис. 149, б.



Рис. 150. Элеваторы а — обычный; б, в — с устройством для защиты разгрузки конвейера

Одним из разновидностей транспортеров является цепной конвейер, на котором масса груза подхватывается или цепью с прикрепленными к ней поперечными ребрами, или только ребрами (цепь в этом случае не входит в контакт с грузом). Угол наклона конвейера — 25°; при увеличении высоты ребер, предотвращающих пересыпание груза, угол наклона может быть увеличен. Скорость движения груза колеблется в пределах 30—45 м/мин.

В последние годы для транспортировки зерна и муки на мельницах и элеваторах применяются винтовые транспортеры. Они особенно эффективны при малом размере частиц транспортируемого груза.

Основные детали винтового транспортера — желоб, винт и вал. Вал имеет промежуточные опоры, которые располагаются сверху чтобы уменьшить сопротивление перемещению груза.

Элеваторы. Если ленточные транспортеры предназначены для перемещения грузов в горизонтальном направлении, а цепные — для перемещения с некоторым наклоном, то называемый элеватором является перемещением грузов в направлении, близком к вертикальному. Элеватор представляет собой непрерывную цепь

к которой прикреплены ковши. В него входит также привод, расположенный обычно на верхнем конце — к устройства для загрузки и разгрузки.

На рис. 150 показаны схемы трех типов элеваторов. В элеваторе, работающем по схеме а, стенка предыдущего ковша является как бы винтом, обеспечивающим лучшую разгрузку последующего ковша. Более полной разгрузки можно достичь, увеличив охват цепью верхнего шкива, как показано на схеме б.

Обычно ковши заполняются на 60—75% их объема. Рабочая скорость движения ковшей 25—35 м/мин.

§ 65 Пневматические перегружатели

Попытки создать устройство для пневматической погрузки различных сыпучих грузов предпринимались уже давно. Однако только в самом конце прошлого столетия возникла идея использовать для этого поток воздуха, захватывающий частицы груза. Этот принцип пневматической погрузки находит широкое применение и в настоящее время. Он дает возможность перемещать зерно, муку, мелкий уголь и другие легкие грузы на высоту до 150 м и на расстояние до 300 м в горизонтальном направлении.

Пневматическая погрузка требует затрат большого количества энергии; например, первые механизмы этого типа потребляли до 5 л. с./т. час. Современные перегружатели расходуют до 0,8—1,0 л. с./т. час.

Основными элементами перегружателя являются: засасывающее сопло и трубопровод; приемное устройство, осуществляющее отделение груза от воздуха; разгрузочный механизм, по которому груз попадает устройство, не нарушая вакуума. Кроме того, в устройство входит пылепоглотитель и насос, обеспечивающий движение воздуха.

Одним из преимуществ метода является чистота, так как пыль всасывается в трубопровод; это особенно важно, если в трюме должны быть люди. Перемещение груза с гибким шлангом осуществляется без особого труда, следовательно, значительно снижается трудоемкость процесса при загрузке трюма.

Пневматические перегружатели потребляют примерно в четыре раза больше энергии, чем транспортеры. Однако разница не будет столь разительной, если учесть, что непроизводительные расходы энергии составляют для транспортеров около 50%, а то время как у пневматических перегружателей они не превышают 10—15%. Производительность пневматических устройств колеблется от десяти до нескольких сотен тонн в час.

По аналогичному принципу работают и гидрперегружатели, в которых захват груза осуществляется водой. Этот способ применяется лишь для тяжелых грузов, которые не боятся воды и сырости.

§ 66 Саморазгружающиеся суда

Все анды перегружателей, перечисленные в предыдущем параграфе, находят широкое применение на судах, предназначенных для перевозки сыпучих грузов. Однако очень часто они являются не судами, а портовыми грузовыми средствами.

Во всех случаях производительность механизмов непрерывного действия настолько велика, что проблему погрузки и разгрузки судов для насыпных и навалочных грузов можно считать практически решенной.

На рис. 151 показана схема судна с собственными грузовыми средствами. Судно имеет два продольно перемещающихся моста, оборудованных бункерами и грейферами. Транспортировка груза за борт осуществляется основным и вспомогательным ленточными конвейерами.

Судовые грузовые средства достигают максимальной степени развития на саморазгружающихся судах. Условно их называют так суда, конструкция и грузовые средства которых обеспечивают полностью механизированную разгрузку. Первое такое судно появилось на Великих Озерах в США в 1908 г.

Саморазгружающиеся суда используются в основном для перевозки насыпных и навалочных грузов. Грузовые операции на них выполняются в следующем порядке. Из трюмов через специальные отверстия навалочный груз поступает самодвижущимися на ленточные транспортеры, расположенные под трюмом. Транспортеры переподают груз к элеваторам, после чего он по конвейерам подается на берег или в баржи.

На рис. 152 показан американский угольный постройщик 1958 г. Судно имеет по ширине три грузовых трюма, под которыми вдоль судна идет три транспортера. Максимальная производительность — 3600 м³/час.

Производительность грузовых средств саморазгружающихся судов очень велика и позволяет разгружать суда в короткое время, однако эти суда не получили широкого распространения, так как они не универсальны. Грузовые средства позволяют достаточно просто обрабатывать лишь массовые грузы. Следовательно, использовать саморазгружающиеся суда для перевозки других катего-

рий судов приводит к значительному усложнению и грузовых средств, и самих судов.

Как отмечалось выше, насыпные и навалочные грузы идут большими грузовыми потоками, поэтому для их обработки целесообразно концентрировать грузовые средства в конечных портах.

К недостаткам саморазгружающихся судов следует отнести также большие потери полезной кубитурой трюмов и значительную конструктивную сложность.

В заключение остановимся еще на одной категории судов — саморазгружающихся судах-самосвалах, которые

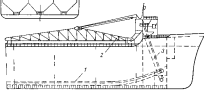


Рис. 151. Грузовое устройство судна для перевозки насыпных грузов.
1 — грейфер; 2 — бункер; 3 — основная конструкция; 4 — ленточный транспортер; 5 — продольный конвейер.

используются для засыпки каменных дамб плотин и для других гидротехнических работ.

Груз помещается в контейнеры и при их вращении высыпается в нужном месте. Эти суда очень эффективны, дают значительную экономию рабочей силы и сокращают время строительства гидротехнических сооружений. Например, разгрузка шаланды самосвала, вмещающей 12 контейнеров емкостью до 10 м³ каждый занимает всего 10 минут.

ГЛАВА 18

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СУДОВЫХ ГРУЗОВЫХ ОПЕРАЦИЙ

§ 67 Транспортное объединение грузов

Судовые погрузочно-разгрузочные операции являются лишь звеном в общей цепи доставки груза от изготовителя к потребителю. Анализируя эти операции более подробно, можно убедиться, что они состоят практически из постоянных элементов.

Начнем с транспортировки грузов к причалу. Эта операция не входит непосредственно в судовые грузовые работы, однако она может повлиять на процесс погрузки в целом, так как с ней иногда связано формирование подьема. Условием называть подъемом объединение грузов, предназначенное специально для транспортировки с причала в трюм и обратно.

Все грузовые операции происходят в такой последовательности: застропливание груза, подъем и перемещение его в трюм (с осью бонина от гика в просвете люка), размещение грузов в трюме и их раскрепление. Основная причина, мешающая полному использованию современных грузовых средств, — это большое



Рис. 153. Палеты



Рис. 154. Погрузка с палетом

разнообразие размеров и упаковок грузов. Поэтому усовершенствование грузовых операций нужно начинать с более рационального объединения грузов для их транспортировки.

Объединение грузов в подьемы предпринимается только для перемещения их стрелами или другими средствами. В трюме такой подъем расформировывается, а составляющие его грузы размещаются и раскрепляются вручную. Более рациональным было бы образование постоянных транспортируемых единиц, которые сохранились бы на всем пути груза, включая его размещение в трюме. Простейшим из них является паллет — объединение грузов в одну жуту или плоской формы (листовая сталь, прокат, пиломатериалы и т. д.).

Все большее распространение находят объединения грузов с использованием паллетов и контейнеров.

Палеты. На рис. 153 показаны два типа паллетов. Паллет с расположенным на нем грузом легко поднимается погрузчиком (рис. 154) и также просто застропливается. Площадь паллетов колеблется в пределах 1—2,5 м² (обычно в паллеты они имеют 0,8×1,2

1,2×1,2; 1,2×1,6 и 1,6×1,6 м). Паллет с грузом, высота которого может достигать 2 м, устанавливается в трюме. Потери полезного пространства в трюме при использовании паллетов определяются размерами самих паллетов и возможной несогласованностью размеров паллетов и трюма. В среднем эти потери составляют 15% полного объема трюма.

Контейнер представляет собой прочный футляр с приспособлением для застропливания. Размеры контейнеров согласуются с размерами паллетов, а объем может изменяться в широких пределах, вплоть до 50 м³. Применение контейнеров практически полностью исключает механические повреждения грузов и их порчу от непогоды. Кроме того, они позволяют полнее использовать пространство под шельтердечной палубой.

Однако при использовании контейнеров увеличиваются общие потери полезного пространства трюма, которые складываются из некоторого пространства не заполненного грузом в самом контейнере, возможного расхождения между размерами контейнеров и размерами трюма, а также объема самого контейнера (футляра). Таким образом, суммарные потери пространства могут достигать —35% полезной кубатуры трюма.

Возврат пустых контейнеров в тех случаях, когда не обеспечен обратный поток грузов, связан с существенными дополнительными расходами.

Сравним затраты на перевозку обычного генерального груза с затратами при перевозке в контейнерах или на паллетах (рис. 155). За единицу примем стоимость перевозки одной тонны груза (генерального) при рейсе длиной в 5000 морских миль а также скорость (тонн) погрузки генерального груза.

Возрастание стоимости перевозки генерального груза при увеличении длины рейса показано на рис. 155 сплошной линией. Использование паллетов и контейнеров позволяет значительно ускорить погрузочно-разгрузочные операции. На рис. 155

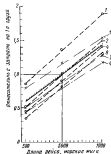


Рис. 155. Затраты при перевозке груза.

1, 2, 3 — тонн погрузки. — — — — — генеральный груз. — — — — — груз на паллетах. — — — — — контейнеры.

штрихпунктарные линии соответствуют перевозке грузов на палетах, с сохранением темпа погрузки генерального груза 1, с увеличением темпа погрузки в два раза 2 и в четыре раза 4. Штриховые линии обозначают затраты при контейнерных перевозках с различными темпами грузозахватов операций (1, 2, 4 и 8).

Анализ показывает, что при сохранении темпа погрузки генерального груза использование палетов и контейнеров приводит к значительному увеличению стоимости перевозки груза. При увеличении темпа погрузки палетов и контейнеров в два раза стоимость перевозки груза в контейнерах становится равной стоимости перевозки генерального груза; палеты же дают ощутимый выигрыш. Эффект становится более значительным при дальнейшем увеличении темпа грузозахватов операций.

Все затраты определены на основании анализа работы судна грузоподъемностью 10 000 т имеющего скорость 14 узлов. Предполагалось 80%-ное загрузка контейнеров при обратном рейсе.

При использовании палетов и контейнеров достигается следующий эффект:

- повышается производительность труда;
- сокращаются работы по размещению и закреплению грузов в трюмах и танках;
- сокращается число операций для транспортировки каждого грузового места;

- уменьшается вероятность повреждения грузов;
- Основными недостатками этих способов являются: дополнительные затраты на изготовление и содержание палетов и контейнеров;
- значительная потеря пространства трюмов,
- необходимость возвращать пустые палеты и контейнеры при недостаточном обратном потоке грузов.

При использовании палетов потеря полезного пространства трюма сравнительно невелика. Поэтому палеты обеспечивают самую низкую стоимость перевозки грузов, особенно при дальних рейсах. Контейнерные перевозки имеют низкую стоимость при коротких рейсах, когда за счет увеличения производительности грузозахватов операций удается значительно сократить время пребывания в порту.

В заключение отметить, что применение контейнеров наиболее целесообразно при широком внедрении их на всех этапах транспортировки груза от производителя к потребителю. Для этого необходимы универсальные контейнеры, размеры которых были бы согласованы с размерами автомобильных кузовов, железнодорожных вагонов и судовых трюмов.

Все преимущества контейнерных перевозок могут быть использованы только на специально спроектированных судах при хорошо налаженном обратном грузопотоке.

Стремление повысить эффективность транспортных судов только за счет увеличения скорости их хода, но при сохранении низкого темпа грузозахватов операций приводит к обратному результату. При увеличении скорости стоимость перевозки возрастает. Так для рассмотренного судна грузоподъемностью 10 000 т при возрастании скорости с 14 до 20 узлов при неизменной скорости выгрузки грузозахватов стоимость транспортировки тонны груза возросла на 7%.

Трейлеры, или автомобильные полуприцепы, при помощи специальных талей легко просто закатываются на судно. Поэтому суда, предназначенные для перевозки трейлеров, как правило, должны отличаться от обычных транспортных судов. У них должна быть совершенно гладкая палуба, минимальное количество переборок и паллерсов, стесняющих перемещение трейлеров. Отпадают также необходимость в палубных люках и специальных грузозахватных устройствах. Время пребывания трейлерного судна в порту в среднем в 10 раз меньше, чем судна, предназначенного для перевозки генерального груза.

К преимуществам трейлерных перевозок нужно отнести сокращение потерь и повреждений грузов, большую безопасность работ, возможность использования шельтердеков пространства и открытых палуб.

Однако при перевозке грузов в трейлерах резко ухудшается использование внутреннего пространства трюмов. Собственно груз занимает всего 15–20% объема грузовых помещений судна. Поэтому большая скорость выполнения погрузочно-разгрузочных операций при одновременно низком коэффициенте использования полезной кубатуры трюмов делают трейлерные суда рациональными только на коротких рейсах с частыми заходами в порты.

§ 86 Трюмная механизация. Усовершенствование конструкции корпуса судна

Анализ показывает, что около двух третей времени, отведенного на грузовые операции, затрачивается на размещение грузов в трюмах и их закрепление. До сих пор эти работы выполняются почти полностью вручную. В некоторых случаях удается использовать грузовые средства судна, например перемещать генеральный и сыпучий груз с помощью шкентелей легких стрел или специальных трюсовых проводков (рис. 156).

Средства трюмной механизации могут быть разделены на собственно судовые средства и переносные механизмы относящиеся к портовому оборудованию.

Судовые средства, специально предназначенные для перемещения грузов в трюмах, в настоящее время почти не применяются, так как все они либо чрезмерно сложны, либо занимают много места. Одна из самых удачных систем трюмной механизации была

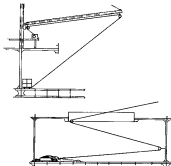


Рис. 156 Перемещение грузов в трюме

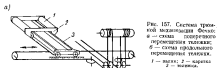


Рис. 157. Система тросовой механизации Фенчон:
а — схема поперечного перемещения тележки;
б — схема продольного перемещения тележки.
1 — шпалы; 2 — тележка;
3 — тросовый канат.

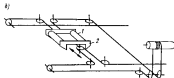


Рис. 158 Погрузка

предложена А. Фенчо. За счет использования шкентеля стрелы эта система позволит исключить паузу для переостройки груза в просвете люка. Схема устройства, обеспечивающего поперечное перемещение груза, показана на рис. 157, а.

При помощи системы тросов тележка, расположенная в верхней части трюма, перемещается в поперечном направлении. Шкентель попадает на один из валков каретки, после чего груз, находящийся на кассе, движением тележки перемещается в подвалутое пространство. Движение в продольном направлении (рис. 157, б) осуществляется движением на рельсах по тележке.

Система Фенчо имеет очень сложную проводку бегучего троса и требует специальной двухбарабанной лебедки.

К портальным средствам механизации относятся переносные транспортеры, элеваторы и особенно распространившиеся в последнее время погрузчики (рис. 158). Большая подвижность и компактность погрузчиков делают их очень удобным средством транспортировки грузов в трюмах и на причалах. Особенно большой эффект достигается при обслуживании палет и контейнеров, конструкции которых специально рассчитаны на использование погрузчиков.

Усовершенствование корпусов судна

Конструкция некоторых элементов корпуса судна может в значительной степени повлиять на эффективность грузоперевозки. Наибольшее значение в этом отношении имеют грузовые люки.

Площадь и размеры люка характеризуются отношением раскрытого люка. Коэффициент раскрытия палубы представляет собой отношение площади люка к площади соответствующего трюма. При увеличении размеров люка уменьшаются подвалуемые пространства — часть пространства трюма или твиндека, расположенная под палубой или просветом люка.

Размер подвалуемых пространств практически полностью определяет объем работ по размещению грузов в трюме и между палубным пространством. С этой точки зрения рационально

увеличивать размеры люков до пределов, которые могут быть ограничены только соотношением необходимой прочности и безопасности плавания. При увеличении размеров люков увеличивается фронт работ, улучшается видимость, облегчается работа крановщиков и почти исключается повреждение грузов.

Однако все эти очевидные положения не находили отражения в проектах судов вплоть до 50-х годов. Основной причиной было, по-видимому, отсутствие достаточно надежных люковых закрытий. С середины 50-х годов традиционные люковые закрытия со съёмными бимсами и деревянными листами — крышками — стали уступать место *механическим люковым закрытиям*. Прочные ме-

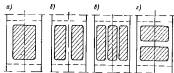


Рис. 159 Грузовые люки: а — одиночный; б — два продольных; в — три продольных; г — поперечных.

таллические люковые крышки позволяли значительно увеличить ширину самих люков: если раньше она не должна была превышать 0,48, то в настоящее время она может достигать 0,68.

В 1955 г. появилось первое открытое судно *Sea Master*, которое имело до ширины три трюма с соответствующим числом люков. Экономическая целесообразность открытых судов не оставляет никаких сомнений. Затраты средств на выполнение работ по размещению и креплению грузов в трюмах составляет от 75 до 85% общих затрат на грузовые операции, поэтому уменьшение подпалубных хармагов может иметь большой экономический эффект.

Опыт эксплуатации первых открытых судов подтвердил это положение. Время на грузовые операции сократилось на 40—45%. Соответственно уменьшилось и время пребывания в порту. По данным американских исследований, для открытого судна грузоподъемностью 10 000 т стоимость грузовых операций сократилась на 20—40%.

Увеличение раскрытия палубы достигается увеличением площади люков и увеличением числа люков. На рис. 159 показаны схемы расположения люков, практикуемые на современных судах. Все преимущества, связанные с увеличением ширины люков равным образом могут быть отнесены и к увеличению их длины.

Длина люка принимается всегда максимально возможной с учетом размещения грузового устройства.

За последние десять лет значительные успехи были достигнуты в области создания механических люковых закрытий. Одной из особенностей конструкции закрытий люков верхней палубы является совмещение плоскости крышек с плоскостью палубы. При надежном обеспечении непроницаемости закрытия такое решение позволяет увеличить количество палубного груза.

В заключение можно заметить конструктивные особенности судна, рационального с точки зрения транспортировки груза и выполнения погрузочно-разгрузочных операций. Такое судно должно иметь: большое раскрытие палубы, свободное от пиллерсов и высоких рамных связей трюма, совмещающие с плоскостью соответствующей палубы люковые закрытия.

Кроме того, за счет расположения машинного отделения в корме часть трюмов должна быть освобождена от туннеля гребного вала.

Якорное устройство

ГЛАВА 19

ЯКОРЯ И ЯКОРНЫЕ КАНАТЫ

§ 95 Назначение якорного устройства

Закрепление судна при стоянке на рейде и в открытом море осуществляется при помощи якорного устройства.

Якорное устройство используется при стоянке судна в ожидании освобождения причальной лека, при погрузке и разгрузке на рейде в необорудованных мортах, для закрепления доков и дноуглубительных снарядов, при выполнении работ в открытом море промышленными базами, судами-спасателями, гидрографическими судами, при перекачке нефти в укрытом месте, для предотвращения дрейфа при поломке механизмов или руля и т. д. Якоря и якорные канаты используются также для закрепления плавучих маяков, бочек и другого рейдового оборудования.

Якорное устройство предназначено для обеспечения стоянки судна в отдалении от берега только за счет собственных судовых средств; основным элементом устройства является якорь, который благодаря своему весу и форме способен ходить в сцеплении с грунтом, создавая тем самым неподвижную точку закрепления для объекта, стоящего на якоре и подверженного действию ветра, течений, волн и пр. На рис. 160 показаны два типа якорей, найденные в литературе.

Основные элементы якорного устройства морского транспортного судна показаны на рис. 161. Якорный канат служит прочной связью судна с орудиями и лежащим на грунте якорем. Специальные механизмы обеспечивают отдачу и выбирание якоря, торможение и стопорение якорного каната. В якорное устройство входят также клюзы, позволяющие якорному канату пройти сквозь элементы корпусных конструкций, и цепные ящики для хранения якорных канатов. Состав якорного устройства и конструктивное оформление его элементов существенно изменяется в зависимости от назначения и условий эксплуатации плавучих сооружений, которые в этом отношении можно разделить на три основные группы:

морские и речные суда

дноуглубительные снаряды;

доки, плавучие маяки и рейдовые оборудование.

Надежность якорной стоянки определяется: держащей силой, вызывающей перемещение судна. Держащая способность характеризуется коэффициентом держащей силы, который представляет собой отношение держащей силы к весу якоря.

Многообразие конструктивных типов якорей во многом зависит от свойств различных грунтов, а значительной степени определяющих величину держащей силы якоря.



Рис. 160. Якорь Холма (а) и адмиралтейский якорь (б)
— штырь; 2 — зацепление; 3 — лопасть; 4 — шарнир; 5 — ко-
робок; 6 — буртик; 7 — рога; 8 — якорь; 9 — цепь.

Так, грунт реки Амударья представляет собой почти однородный ил, в грунте Невы при общей скалостой основе встречаются различные комбинации из более мягких компонентов. Очевидно, что якорь, хорошо работающий в первом случае, не обеспечит судну достаточно надежной стоянки во втором.

Обычно признаком классификации грунтов является размер структурных частиц. В некоторых классификационных таблицах

Классификация грунтов

Глубина	Размер частиц, мм
Кальев	Больше 1000
Галька	От 100 до 990
Гравий	От 10 до 100
Песок	От 1,0 до 0,1
Пылистый грунт	От 0,1 до 0,01
Ил	От 0,01 до 0,001

приводится еще большее количество групп, однако ни в одной из них не отражена фактическая структура грунта на дне акватории

так как этот грунт, как правило, представляет собой смесь нескольких компонентов в самых разнообразных пропорциях.

Морские суда редко предназначаются для плавания в каком-то определенном районе, поэтому якоря этих судов должны быть рассчитаны на какой-то средний грунт или группу грунтов, чтобы в любом районе была обеспечена достаточно надежная якорная стоянка. В качестве такой группы грунтов принимают или песчаную глину.

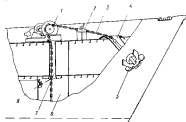


Рис. 161. Якорное устройство.

1 — якорный механизм; 2 — цепной стелор; 3 — цепь; 4 — якорь; 5 — якорь; 6 — цепной якорь; 7 — якорный кант; 8 — устройство для снятия цепи.

§ 70 Развитие якорей

Древний массивный якорь (рис. 162, а) представлял собой камень, обвязанный веревкой, для которой в камне проделывались напавки, увеличивающие надежность соединения и предохраняющие веревку от перегорания. Однако, держащая сила такого якоря, обусловленная только его весом, была незначительна.

Позже, чтобы уменьшить бесполезное воложение якоря по дну, к камню добавляли деревянные крюки или крестовинку (рис. 162, б). Этот якорь, получивший название килека, просуществовал очень долго и даже сохранился до наших дней.

Однако первым якорем, держащий эффект которого создавался не только за счет веса, но и за счет своеобразной формы, увеличивающей сцепление с грунтом, был восточно-индийский якорь (рис. 162, в), в котором деревянное веретено соединялось с деревянным же или каменным рогом. Для придания веретену горизонтального положения в месте закрепления якорного каната привязывался массивный камень.



Рис. 162. К истории якорей: а — древний массивный якорь; б — килека; в — восточно-индийский якорь; г — древний китайский якорь; д — треугольный якорь; е — русский якорь; ж — якорь Третьякова; з — якорь Хутчинсона; и — якорь-крест; к — односторонний якорь.

Интересна конструкция китайского якоря (рис. 162, *ж*), по мнению которого относится примерно к XX веку до нашего летоисчисления. Он имеет шток, состоящий из нескольких прочных бамбуковых стержней, соединенных между собой. Шток делает якорь устойчивым на грунте.

По рисункам из греческих и сирийских монет удалось составить представление о древнегреческих якорях (рис. 162, *з*).

Появление лан связано с римскими якорями (рис. 162, *а*), которые стали прототипом известных адмиралтейских якорей примененных и в настоящее время. Примерно сто лет назад адмиралтейский якорь являлся практически единственным якорем морских судов.

Первый бронзовый якорь был обнаружен на Мальте, однако в раскопках и на территории других стран находили металлические якоря, относящиеся к V и VI столетиям до н. э. — железный в Сардинии (650 лет до н. э.), каменный с железными лапами в Греции (500 лет до н. э.). Примерно в III веке до н. э. военные корабли в Сирии имели железные якоря весом до 200 кг.

В Европе первый железный якорь появился в конце IX века н. э. Он был выкован в Англии. В XIV веке в Англии же изготовили закладку 12 железных якорей весом по 700—800 кг для судов водоизмещением 1500 т.

До XVII в. адмиралтейские якоря изготавливались с длинным веревочным и прямыми рогами, что создавало большое неудобство при уборке и отдаче.

В начале XIX в. наметилась тенденция заменять якоря со штоками другими конструкциями. По мнению историкам, первый якорь с поворотными лапами появился во время Гражданской войны в Северной Америке; причкой послужили затрудения, которые испытывала артиллерия брошеносцев из-за огромных изгибов якорей, торчащих вертикально у бортов. Созданный в этот период якорь Мартина еще сохранял шток, располагавшийся в одной плоскости с лапами.

В течение ста с лишним лет с момента изобретения первого бесштокового якоря появилось большое количество различных типов якорей этого класса.

Остановимся на наиболее удачных конструкциях этого периода. Якорь с одной мариндрой лапой (рис. 162, *а*) удобен во многих отношениях, но некабелен, так как промежуток между лапками его веретена забивается грунтом, который препятствует вращению лапы. Якорь Грешама (рис. 162, *ж*) очень оригинален, но нежесткий, создаваемый заплечком лапы при движении якоря по грунту, часто оказывался недостаточным для поворота лапы в направлении забирания.

Якорь типа ланса (рис. 162, *а*), сконструированный Тейлором был запатентован в 1933 г. Однако так же как и якорь Нордстала

(рис. 162, *з*), он не получил широкого распространения на судах из-за сложности уборки и отдачи.

В конце XIX — начале XX вв. было создано большое число новых типов якорей, что позволило отобрать для практического использования наиболее совершенные конструкции. В первую очередь к ним следует отнести группу бесштоковых якорей с по-

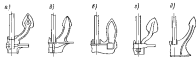


Рис. 163. Типы якорей бесштоковых: а — Крюков; б — Юнкер; в — Байер-Виндмилл; г — Тейлор; д — Спок

воротными лапами, которая может быть представлена якорем Холла. Эта группа включает следующие типы: а) Крюков; б) Юнкер; в) Байер-Виндмилл; г) Тейлор и д) Спок. Несмотря на существенные конструктивные различия, для всех перечисленных видов якорей характерен одинаковый принцип работы в грунте (рис. 163)



Рис. 164. Якоря повышенной держательной силы с поворотными лапами и штоком: а — Крюков-Хейн; б — Юнкер-Бекер; в — Матросова; г — Дамфорта

В группу якорей повышенной держательной силы с поворотными лапами и штоком (или другим устройством для обеспечения устойчивого положения на грунте) можно включить четыре якоря: а) Крюков-Хейн; б) Юнкер-Бекер; в) Матросова и г) Дамфорта (рис. 164). Вплотк к ним и английским ставовой якорь АС разработанный в последние годы.

Якоря с поворотными лапами используются в качестве основных — стояковых — якорей. Многие из названных выше конструкций (даже очень древних) находят применение до настоящего времени в качестве вспомогательных или специальных якорей

например «мертвые якоря» — многолапые якоря кошки адмиралтейский якорь и др.

Для различных специальных целей были созданы доковые колоды, винтовой и другие якоря

§ 71 Конструктивные особенности и основные характеристики якорей

В зависимости от выполняемых функций якоря разделяются на *спасательные* и *асомогательные*. Спасательные предназначены для удерживания судна в заданном месте. Асомогательные используются в тех случаях, когда при стоянке на основном якоре нужно ограничить перемещение судна или ориентировать его определенным образом относительно направления ветра или течения. Асомогательный якорь может быть использован для снятия судна с мели.

К группе асомогательных якорей относится кордовый якорь — стоп-якорь и легкие закорные якоря — верты. Вес стоп-якоря обычно равен одной трети веса стояного якоря.

В практике нашел применение только один конструктивный признак классификации якорей — количество лап и рогов. В этом отношении рог и лапа — понятия равнозначные, так как число их у якорей всегда одинаково.

Количество лап изменяется от нуля до четырех и более, поэтому различают якоря безрогие, однорогие (однолапые), двуорогие и многоорогие. К безрогим относятся мертвые якоря и некоторые своеобразные конструкции — грибовидный якорь, винтовой и т. д., — которые используются обычно для закрепления плавучих маяков и швиртовых рейдовых бочек.

Докровый и ледовый якоря составляют группу однорогих якорей. Наиболее многочисленная группа двуорогих якорей занимает ведущее место в якорных операциях. Двуорогие якоря, в свою очередь, делятся на несколько групп: якоря с неподвижными лапами и штоком, якоря с поворотными лапами, якоря с поворотными лапами и штоками.

В отечественной практике широко применяются адмиралтейские якоря, якоря Холла и Матросова.

Многолапые якоря-кошки в морской практике используются редко.

Безрогие якоря. Самыми простыми и наиболее распространенными в группе безрогих якорей являются массивные мертвые якоря (рис. 165, а). Выполняются они из чугуна или железобетона в виде усеченных многогранных шаров. Донная часть такого якоря имеет обычно выемку, которая облегчает засасывание якоря в грунт. Чтобы исключить возможность появления воздушной подушки, якорь имеет несколько вертикальных трубок для отвода воздуха. В верхней части располагается рым для закрепления якорного каната.

Державшая сила мертвых якорей не превышает их собственного веса (в воздухе). Чтобы увеличить надежность стоянки, мертвые якоря часто укладывают в специально выкопанную воронку.

Равноценностью мертвых якорей можно считать *осежательный ледовый якорь* (рис. 166, б). Он лучше подходит в сцеплении с грунтом и имеет держащую силу, в два с половиной раза превышающую собственный вес якоря.

Грибовидный якорь (рис. 166) используется для закрепления плавучих маяков и других объектов в районах с большими приливо-отливными течениями или сильными ветрами. На судах грибовидный якорь нашел ограниченное применение из-за не-



Рис. 165. Массивный (а) и осежательный (б) якоря



Рис. 166. Грибовидный якорь

удобной в отношении хранения формы. При больших размерах этот якорь имеет хорошую держащую способность. Коэффициент держащей силы изменяется в пределах 6—10, в зависимости от веса якоря.

У малых грибовидных якорей пространство между веретеном и поверхностью гриба часто забивается грунтом, что значительно затрудняет повторное забирание и уменьшает надежность якорной стоянки.

Винтовой якорь при его установке ввинчивается специальным ключом в грунт. Укрепленная в верхней части скоба под действием собственного веса и веса якорного каната отходит вглубь, освобождая место для ключа. Однако несмотря на то что держащая сила винтовых якорей в десятки раз превышает собственный вес, они находят очень ограниченное применение и обычно используются лишь для постановки бочек в районах с малыми глубинами.

Однорогие якоря. В современной морской практике находят широкое применение только два вида однорогих (однолапых) якорей — доковый и ледовый, отличающиеся одной характерной особенностью: при постановке они должны быть ориентированы лапой вниз.

Доковой якорь предназначен для неподвижного закрепления доков и доуглубительных судов. Большая шаровидность закрепляемых

объектов и необходимость точно фиксировать их положение определяет требования, предъявляемые к якорям. Они должны иметь большую держащую силу и минимальные дрейф при зацеплении. Кроме того, относительно малая глубина района возможного использования доковых якорей делает особенно опасной торчащую над грунтом лапу.

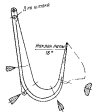


Рис 167 Доковый якорь

На рис. 167 показан современный доковый якорь. Он имеет широкую гладкую лапу, далеко отстоящую от веретена Рим, расположенный на треноге, предназначен для закрепления вспомогательного якорного каната. При постановке якорей на два якорных каната якорь опускается на грунт в горизонтальном положении лапой вниз.

Большое отстояние лапы от веретена привело к необходимости увеличить прочность рога, поэтому его поперечное сечение имеет форму, вытянутую в направлении продольной плоскости якоря.

Доковый якорь имеет длинный шток, который после входа лапы в грунт располагается горизонтально, обеспечивая устойчивое рабочее положение якоря. Якорь хорошо сохраняет держащую силу при изменении направления усадки перемещаемого от якорного каната.

Коэффициент держащей силы доковых якорей изменяется в довольно узких пределах 10—12 (большая цифра относится к песчаному грунту).

Ледовые якоря (рис. 168) используются на ледолах и судах ледового плавания. В качестве якорных канатов применяются стальные тросы. Поставка ледового якоря осу производится следующим образом: после выгрузки на лед якорь относится вручную или отбрасывается на санях на некоторое расстояние от судна и закрепляется на льду.

Держащая сила ледового якоря не имеет прямой связи с его весом, который не должен превышать 130—180 кг. Она определяется прочностью льда и прочностью лапы якоря. Для увеличения жесткости лапы якоря и его веретено обычно имеют двукратное сечение

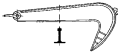


Рис 168 Ледовый якорь

Другие якоря. По конструктивному признаку двуплечные якоря могут быть разделены на три группы: якоря с бесподвижными лапами и штоком, бесштоковые якоря с поворотными лапами и якоря с поворотными лапами повышенной держащей силы. В первую группу входит всего один якорь — адмиралтейский. Конструктивных типов бесштоковых якорей с поворотными лапами очень много, но наибольшее распространение в отечественной практике получил якорь Холла.

Первые якоря с поворотными лапами и штоком появились сравнительно недавно. К этой группе относятся якоря Матросова, Данфорта и желей становой якоря. Можно считать, что их конструктивные особенности отражают тенденции современного развития якорей.

Адмиралтейский якорь (см. рис. 169, б) имеет два рога, каждый из которых заканчивается лапой. Узел соединения рога с веретеном называется треногом. Шток якоря расположен перпендикулярно плоскости лап.

Адмиралтейский якорь отличается прочностью и надежностью. Коэффициент его держащей силы колеблется в довольно узких пределах — 9—12. Так как при увеличении веса якоря полностью сохраняет геометрическое подобие, то размеры элементов якоря можно выразить при помощи постоянных коэффициентов и некоторого характерного размера называемого модулем якоря.

Модулем адмиралтейского якоря является диаметр веретена $\frac{1}{3}$ тренога

$$m = 22,69 \sqrt{Q} \quad (106)$$

где m — модуль якоря мм

Q — вес якоря, кг

Веретено, лапы, шток и скоба якоря обычно выполняются из стали. Только у якорей больших размеров веретено и лапы могут быть литыми. В связи с тем, что торчащий шток усложняет размещение и закрепление якоря при хранении его на палубе используется складывающийся шток с изогнутым концом, который позволяет штоку занять положение вдоль веретена.

Якорь Холла (рис. 169, а). В этом якорь плоские лапы вместе с головой образуют подвижную часть, которая может разворачиваться относительно веретена.

Одним из достоинств якоря Холла является простота соединения веретена с подвижной частью. Устройство этого узла (шарнира) показано на рис. 169. В головке якоря у основания лап делаются сквозные отверстия, в которые снизу вставляются веретено. После того как полуось, расположенная на веретене, войдет в специальные вырезы, вставляются шпильки, ограничивающие движение штока вниз. При повороте лап предельное положение ограничивается кромкой выреза в головке якоря. Модуль якоря Холла равен диаметру поперечного сечения круглого веретена или диаметру

круга, площадь которого равна площади поперечного сечения веретена у тренда. Связь между модулем и весом якоря определяется выражением

$$m = 18,5 \sqrt{Q} \quad (107)$$

Расстояние между центрами тяжести площади лап составляет 6 м. Этот размер в большой степени определяет устойчивость якоря в грунте и величину держащей силы. (Более подробно мы остановимся на этом в следующем параграфе.)

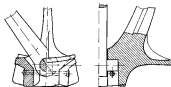


Рис. 160 Устройство шарнира якоря Холла

Якорь Матросова (рис. 170) имеет лапы, выгнутые вдоль веретена. Расстояние между центрами тяжести площади этих лап составляет 3 м. Модуль якоря Матросова

$$m = 14 \sqrt{Q} \quad (108)$$

Максимальный угол наклона лап по отношению к оси веретена 30—35°.

Устойчивость якоря обеспечивается выступами на лапах, выполняющими функцию штока. Отсутствие штока на веретене позволяет использовать для этого якоря обычные клемы. Якорь Матросова имеет существенный недостаток: при повороте лап у тренда якорь образует узкое пространство, которое часто забивается грунтом. При этом надежность якоря резко уменьшается, так как он теряет возможность повторного забирания грунта. Если у основания лап расстояние между их внутренними кромками увеличено, то вероятность того, что пространство между лапами и веретеном забьется грунтом, уменьшается.

В настоящее время литейные якоря Матросова делают весом до 500 кг, а сварные — до 180 кг.

Якорь Данфорта был запатентован в 1939 г. Интересна история его создания. Анализируя исторический материал, Данфорт убедился в больших преимуществах древнего китайского якоря

у которого шток располагается у тренда. Используя эту конструктивную особенность, Данфорт создал якорь с большой держащей способностью. У якоря Данфорта (рис. 171) длина лап составляет 60% длины веретена. Ребро жесткости, идущее у внутренней кромки лап, постепенно расширяется и в нижней части у основания лап соединяется с массивной головкой.

Длина штока составляет 0,70—0,75 длины веретена. Ось штока совмещается с осью шарнирного соединения головки якоря, и предельное положение лап ограничивается тем же способом как и у якоря Холла.

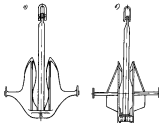


Рис. 170. Якорь Матросова. а — литейный, б — сварной.

Увеличение веса резко снижает эффективность якоря Данфорта, однако во всех случаях его держащая способность выше, чем у якоря Холла. В зарубежной практике широко используются якоря Данфорта весом до 800 кг.

Общим недостатком якорей Матросова и Данфорта является недостаточная прочность лап и штока (при работе на каменном грунте они часто изгибаются).

Новый стальной якорь. Наиболее распространенные в морской практике якоря имеют большие недостатки. Адмиралтейский якорь неудобно обслуживать и хранить; у якоря Холла недостаточная держащая сила, у якоря Матросова и Данфорта с ростом веса уменьшается держащая сила, недостаточна прочность лап и т. д. Все это послужило причиной для постоянного поиска совершенно новой конструкции якоря, который можно было бы использовать на морских судах в качестве основного, стального якоря.

Удачную конструкцию создали сотрудники Английского адмиралтейства. Стальной якорь АСН (рис. 172) имеет лапы, выгнутые

вдоль веретена. Торцовые проножки лап образуют с осью веретена острый угол. Для увеличения устойчивости на грунте якорь имеет разную головку. Шарнирное соединение веретена аналогично соединению в якорь Холла. Так как головка якоря, имеющая

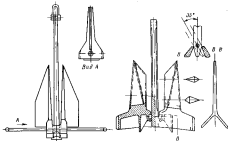


Рис 171 Якорь Давидова

Рис 172 Новый стальной якорь (АСЧ)

в поперечном сечении V-образную форму, не может сбалансировать вытянутые вдоль веретена лапы, последние выполнены пустотелыми. Внутри располагается диафрагма, увеличивающая прочность лапы.



Рис 173 Многолапые якоря

Многочисленные натурные испытания показали, что держащая сила якоря изменяется в пределах 9—12 весов якоря.

Многолапые якоря (рис. 173). Число лап у различных видов якорей этой группы варьируется от 3 до 5. Чаще всего применяются четырехлапые якоря. Обычно лапы и веретено таких якорей выковываются из одного куска металла и соединяются при помощи сварки.

Разновидностью многолапых якорей являются поисковые якоря или так называемые драги. Они отличаются тем, что не имеют заостренных лап

§ 72. Поведение якорей на грунте

Современный якорь должен отвечать следующим трем основным требованиям:

а) иметь высокую стабильную держащую силу (напомним, что величина держащей силы характеризуется коэффициентом держащей силы);

б) быть прочным и надежным в работе;

в) быть простым и удобным в эксплуатации. (Его положение и закрепление на судне должны обеспечивать безотказную отдачу.)

Кроме того, якорь должен:

легко отрываться от грунта при выбирании якорного каната (он должен быть достаточно тяжелым, чтобы преодолевать сопротивление цепи при отдаче якоря);

не иметь торчащей над грунтом лапы, так как при перемещении судна якорная цепь может зацепиться за нее и выдернуть якорь (иметь возможно меньшее число деталей).

Желательно также, чтобы скорость забирания якорем грунта была возможно большей, а держащая сила якоря с увеличением угла подъема якорного каната у скобы резко не уменьшалась. (Это свойство называется способностью якоря «держать на коротком конце».)

Процессы, происходящие при забирании якорем грунта, настолько сложны, что до сих пор не удается создать достоверной схемы этого явления и тем более описать его математически. Создание новых типов якорей и их совершенствование осуществлялось главным образом путем широкого экспериментирования, вплоть до исследования натуральных якорей. Это позволяло в какой-то степени выявить основные факторы, определяющие эффективность якоря.

Рассмотрим поведение на грунте адмиралтейского якоря и якоря Холла.

Возможны два исходных положения адмиралтейского якоря на грунте. На рис. 174, а шток якоря находится в плоскости перпендикулярной к поверхности грунта. При достаточной длине якорного каната его натяжение направлено от якорной скобы вниз. В том случае, когда это натяжение не совпадает с плоскостью осей веретена и штока, образуется момент, опрокидывающий якорь.

На рис. 174, б шток якоря лежит на грунте; это положение является исходным для забирания грунта. Лапа прорезает в грунте за счет натяжения якорного каната и собственного веса якоря. Целесообразно, чтобы равнодействующая этих усилий в точке С совпадала с направлением касательной к лапе, так как при движении в этом направлении лапа встречает минимальное сопротивление грунта. Лежащий на грунте шток исключает возможность вращения якоря относительно оси веретена

Нужно отметить, что адмиралтейский якорь быстро забирает грунт, достаточно легко выходит из него при вытаскивании якорного каната, хорошо держит на коротком конце, прост и технологичен. Однако конструкция якоря, особенно валики штока, делает процесс уборки и крепления по-возможному очень сложными и трудоемкими.

Именно поэтому адмиралтейский якорь потерял роль основного и был вытеснен другими, более удобными для уборки якорями.

У якорей с поворотными лапами веретено не имеет штока, что позволяет втягивать их в клюз. При этом значительно упро-



Рис. 174. Положение адмиралтейского якоря на грунте
а — неустойчивое; б — устойчивое.

щается процесс отдачи: достаточно освободить якорную цепь и якорь под действием собственного веса выходит из клюза. В рабочем положении обе лапы якоря входят в сцепление с грунтом.

Величина держальной силы определяется объемом грунта, при влекании якорем в работе. С этой точки зрения лапы, имеющие большую площадь, должны быть более выгодными. На рис. 175 приведены экспериментальные кривые для лап различной формы, работающих в однородном грунте; видно, что при увеличении площади на 25 и 50% держальная сила значительно увеличивается.

Максимальную держальную силу якорь развивает только в том случае, если направление усилия от якорного каната совпадает с плоскостью грунта. И наоборот, при увеличении угла подъема якорного каната у скобы якоря держальная сила быстро уменьшается, что объясняется уменьшением объема грунта, привлекаемого к работе лапами якоря.

На рис. 176, а показан механизм этого явления. Площадь, заштрихованная крестообразно, соответствует объему грунта в том случае, когда якорный канат наклонен к плоскости грунта на угол β . Для якоря Холла уменьшение коэффициента держальной силы в зависимости от угла β показано на рис. 176, б

Описанное свойство якорей имеет большое значение, так как оно является исходным для определения необходимой длины якорного каната.

В большой степени держащая сила зависит от максимального угла наклона лап по отношению к веретени. В этом отношении экспериментальные исследования позволяют сделать некоторые выводы:

1. Для каждого типа якоря существует угол наклона лап обеспечивающий максимальную держальную силу

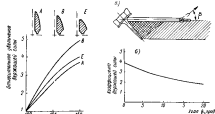


Рис. 175. Изменение держальной силы с увеличением площади лап якоря

Рис. 176. Зависимость держальной силы якоря Холла от направления силы, приложенной к якорной скобе: а — объем грунта, привлекаемый якорем к работе; б — изменение держальной силы в зависимости от угла β .

2. Длинные вытянутые вдоль веретена лапы способствуют возрастанию держальной силы. С увеличением длины лап угол их наклона по отношению к веретени, соответствующий максимальной держальной силе, уменьшается.

3. Увеличение длины лап вместе с увеличением держальной силы делает якорь более чувствительным к изменению угла на клона лап (рис. 177).

Большое влияние на величину держальной силы оказывает также качество поверхности лап. Минимальная держальная сила обеспечивается гладкими плоскими лапами. Если лапы имеют одно продольное ребро жесткости, держальная сила уменьшается примерно на 25%.

Якорь Холла забирает грунт двумя лапами, однако фактически держащая сила якорей Холла всего в 3—4 раза превышает их собственный вес. Причиной низкой держальной способности

многих якорей с поворотными лапами является неустойчивость их рабочего положения вызываемая неоднородными свойствами грунта.

Якорь с неподвижным центром тяжести сохраняет свободу вращения относительно трех взаимно перпендикулярных осей проходящих через этот центр. Вращение вокруг горизонтальной поперечной оси не сказывается на величине держащей силы, так как оно определяет заглубление якоря в грунте. Отметим, что момент реакции грунта относительно центра тяжести якоря всегда способствует более глубокому забиранию якоря.

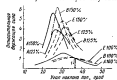


Рис. 177. Зависимость держащей силы при изменении наклона лап и угла их трения.

A, B, E — типы профилей (см. рис. 175)

практически ничто не препятствует — якорь выворачивается из грунта и теряет держащую силу. После этого весь процесс забирания повторится снова.

Величина момента, возникающего из-за неоднородности грунта, пропорциональна расстоянию между лапами. У адмиралтейского якоря стабильность держащей силы может быть обеспечена отсутствием этого момента.

Анализ работы якорей с поворотными лапами позволил наметить путь их усовершенствования. Держащая способность якоря становится более стабильной при сближении лап, так как близко расположенные лапы соприкасаются с более однородным грунтом. Кроме того, уменьшается плечо сил, образующих «вынуждающий» момент, и увеличивается устойчивость якоря в грунте.

Эксперименты подтвердили вывод об увеличении коэффициента держащей силы якорей при уменьшении расстояния между лапами. Однако якоря повышенной держащей силы не лишены существенных недостатков. При сближении лап пространство между лапами и веретеном забивается грунтом. Это в свою очередь, затрудняет повторное забирание, если якорь выходит из грунта и переворачивается лапами вверх. У большинства якорей со сближенными лапами величина коэффициента держащей силы с уве-

личением веса якоря значительно понижается. Объяснения этому явлению в настоящее время еще не найдено.

Рассмотрим процесс забирания грунта якорями с поворотными лапами. Попадая на грунт, якорь при отдаче обязательно ложится плашмя. Если у адмиралтейского якоря лапа входит в грунт под действием собственного веса и натяжения цепи, то у якорей с поворотными лапами предварительно должен быть создан некоторый наклон лап. Для этого в якорь Холла у основания лап имеется широкий фланец, который погружается в грунт и при движении якоря создает момент нужного направления. В некоторых других типах якорей начальный наклон создается за счет утолщения коренной части лап.

Особенностью якорей с поворотными лапами является конструкция подвижной части, которая должна быть сбалансирована относительно оси шарнира. Если балансировка выполнена правильно, то достаточно небольшого толчка при контакте лап с обшивкой, чтобы подвижная часть заняла положение, необходимое для входа веретена в якорь. При выбирании плохо сбалансированного якоря лапы могут занять положение, показанное на рис. 178. Оно представляет большую опасность, так как при дальнейшем выбирании якорного каната якорь может заклинить.

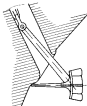


Рис. 178. Заклинивание якоря в якорь.

§ 73 Конструкция якорных канатов

Под воздействием различных внешних сил судно стремится изменить положение, в котором оно удерживается якорем и якорным канатом. Якорные канаты, обеспечивающие прочную связь судна с лежащим на грунте якорем, должны отвечать следующим требованиям:

1. Длина каната должна быть достаточной, чтобы обеспечить горизонтальную передачу усилия к шкobie якоря. Известно, что наибольшая держащая сила якоря соответствует горизонтальному приложению усилия. При недостаточной длине каната держащая способность большинства якорей резко падает.

2. Свойства якорного каната должны обеспечивать возможно более полное поглощение рывков и колебаний, способных нарушить сцепления якоря с грунтом или привести к разрыву якорного каната.

3. Якорные канаты должны удовлетворять общепринятым требованиям, к которым следует отнести достаточную надежность, технологичность, удобство в эксплуатации и низкую стоимость.

До начала XIX в. якорные канаты изготовлялись из различных растительных троп. Они имели большой диаметр и выбирать их было связано со значительными трудностями. Кроме того, они требовали длительной просушки для предотвращения от гниения.

Появление первой якорной цепи относится к 1806 г. и связано с именем Самуэля Брауна (Англия).

Якорные цепи не претерпели никаких изменений и до настоящего времени используются на большинстве морских судов различных классов.

1 схема



2 схема

Рис. 179. Компонировка якорных цепей.

1 — обыкновенное звено; 2 — увеличенное звено;
3 — соединительное звено; 4 — вертлюг; 5 — соединительное звено.

якорю на большой глубине. Цепные канаты используются при стоянке на глубинах, не превышающих 200 м.

Якорные цепи всегда изготавливаются калиброванными, т. е. размеры их звеньев выдерживаются с точностью, достаточной для безотказной работы цепи на зацепке якорного механизма.

Цепной якорный канат состоит из отдельных смычков длиной по ~25 м. Это облегчает изготовление и транспортировку цепи и позволяет легко заменить износившиеся участки цепи. Смычки, крепящиеся к корпусу судна, называются *якорной*; якорная или *якорная*, смычки, непосредственно следует за якорем.

В зависимости от способа соединения смычков существуют две схемы компоновки якорной цепи (рис. 179). В каждой из них наиболее интересными местами являются узлы крепления цепи к якорю, соединение смычков и крепление коренной смычки к корпусу судна:

1. Крепление концевой смычки к якорю осуществляется при помощи концевой скобы. Так как эта скоба не может быть заведена в обычное звено, даже если в нем отсутствует контрфорс, то непосредственно за ней располагается концевое звено калибра которого на 20% больше калибра якорной цепи.

Чтобы исключить вращение цепи при вращении якоря, а концевую смычку обязательно вращают вертлюг. Соединение вертлюга осуществляется при помощи увеличенных звеньев, калибр которых по отношению к калибру цепи увеличивается на 15%.

2. Для соединения смычков могут быть использованы соединительные скобы и соединительные звенья. Компоновка цепи с соединительными скобами показана на рис. 179, схема 1.

Размеры скоб не позволяют завести их в обычное звено, поэтому смычки заканчиваются концевыми звеньями. Скоба должна быть обязательно направлена согнутой стороной к якорю. При выборе цепи эта сторона скобы лучше согласуется с впадиной на звездочке якорного механизма.

Недостатком рассматриваемой схемы является большая разница в размерах элементов цепи. Длина общего звена равна 6 калибрам цепи, длина же соединительной скобы составляет 8,3 калибра.



Рис. 180. Соединительное звено Кентера.

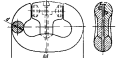


Рис. 181. Соединительное звено для других цепей.

Из-за того что соединительная скоба не помещается между звеньями, цепь с сильными ударами проскакивает по звездочке. Этот недостаток можно устранить, если использовать соединительные звенья, длина которых равна длине обычных звеньев (рис. 179, схема 2).

В отечественной практике используются два типа соединительных звеньев: звено Кентера (рис. 180) и звено, применяемое для других цепей с большим калибром (рис. 181).

3. До недавнего времени крепление коренной смычки к корпусу осуществлялось жакет-гаком — небольшой цепью смычки, заканчивающейся глатель-гаком. В этом случае отдачу цепи можно предотвратить только из цепного ящика. Необходимость быстрой отдачи может возникнуть при пожаре на соединенном судне и в других случаях, когда судно должно быстро покинуть стоянку.

В современной практике используются различные типы устройств, позволяющих осуществлять отдачу коренной смычки цепи непосредственно с верхней палубы. На рис. 182 а показано устройство для отдачи цепи, закрепленное на крышке цепного ящика. Концевое звено удерживается гаком, конец которого упирается в задержку, укрепленную на фигурном рычаге. К одному из концов рычага крепится трос, обеспечивающий за счет вращательного привода отдачу цепи с палубы. Второй вариант устройства (рис. 182, б) предназначен для установки на верти-

кальной переборке и практически не отличается от первого по плану.

Осмосис и грод. Внимательный уход предотвращает возможные разрывы якорных цепей. Он включает: очистку от ржавчины, периодические осмотры и пропускание звеньев, замену изношенных звеньев и участков цепи. В соответствии с нормой Регистра СССР цепь должна быть заменена, если износ звена

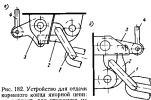


Рис. 182. Устройство для очистки внутреннего звена якорной цепи: а — вариант для крепления на крышке ценового ящика; б — вариант для крепления на переборке.

1 — цепной ящик; 2 — тал; 3 — ролик; 4 — тал; 5 — ролик; 6 — тал; 7 — ролик; 8 — тал; 9 — ролик; 10 — тал; 11 — ролик; 12 — тал; 13 — ролик; 14 — тал; 15 — ролик; 16 — тал; 17 — ролик; 18 — тал; 19 — ролик; 20 — тал; 21 — ролик; 22 — тал; 23 — ролик; 24 — тал; 25 — ролик; 26 — тал; 27 — ролик; 28 — тал; 29 — ролик; 30 — тал; 31 — ролик; 32 — тал; 33 — ролик; 34 — тал; 35 — ролик; 36 — тал; 37 — ролик; 38 — тал; 39 — ролик; 40 — тал; 41 — ролик; 42 — тал; 43 — ролик; 44 — тал; 45 — ролик; 46 — тал; 47 — ролик; 48 — тал; 49 — ролик; 50 — тал; 51 — ролик; 52 — тал; 53 — ролик; 54 — тал; 55 — ролик; 56 — тал; 57 — ролик; 58 — тал; 59 — ролик; 60 — тал; 61 — ролик; 62 — тал; 63 — ролик; 64 — тал; 65 — ролик; 66 — тал; 67 — ролик; 68 — тал; 69 — ролик; 70 — тал; 71 — ролик; 72 — тал; 73 — ролик; 74 — тал; 75 — ролик; 76 — тал; 77 — ролик; 78 — тал; 79 — ролик; 80 — тал; 81 — ролик; 82 — тал; 83 — ролик; 84 — тал; 85 — ролик; 86 — тал; 87 — ролик; 88 — тал; 89 — ролик; 90 — тал; 91 — ролик; 92 — тал; 93 — ролик; 94 — тал; 95 — ролик; 96 — тал; 97 — ролик; 98 — тал; 99 — ролик; 100 — тал.

сил 20% площади поперечного сечения звена. Часто практикуется замена концевой смывки на менее изношенную коренную. Для защиты от коррозии цепь покрывается кузбас-лаком. Одно из звеньев смывки окрашивается в какой-нибудь яркий цвет (разный для каждой смывки), что позволяет определить длину вытравленной цепи. Всегда нужно проверить укладку цепи в цепном ящике, чтобы предотвратить возникновение узлов и петель.

§ 74. Якорные канаты на стальных и синтетических тросах

Стальные тросы в составе якорного каната чаще всего комбинируются с цепями. Иногда якорные канаты дополняются сосредоточенными грузами, которые могут служить якоря, цепи больших размеров и т. д. С одной стороны, это определяется большой жесткостью стальных тросов и необходимостью увеличения эластичности за счет большего провисания,



Рис. 183. Комбинированный якорный канат

а с другой — интенсивным износом части якорного каната, расположенной у якоря, из-за частого соприкосновения с грунтом. На рис. 183 приведен один из типов якорного каната, включающий стальной трос и цепную смывку.

Своеобразны якорные канаты из синтетических тросов. Из-за небольшой разницы между удельным весом воды и материала из которого изготавливается канат, последний занимает положение, близкое к прямой линии, соединяющей судно и якорь. Однако исключительно высокая упругость синтетических тросов обеспечивает достаточную податливость и без провисания якорного каната.

Представление об упругости может быть получено из следующих данных: стальные тросы разрываются, растягиваясь всего на 2%; разрывное удлинение синтетических тросов составляет 40—45%. Цепная смывка, которая обычно располагается у якоря, должна обеспечить горизонтальную передачу усилия к якорной смывке и предохранять якорный канат от истирания о грунт.

ГЛАВА 30

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЯКОРНОГО УСТРОЙСТВА

§ 75. Рекомендации Правил постройки

Правила постройки различных классификационных обществ позволяют достаточно просто определить размеры основных элементов якорного устройства.

число и вес станковых якорей; длину и размер поперечного сечения якорного каната; вес вспомогательных якорей и размеры соответствующих якорных канатов.

Рассмотрим рекомендации некоторых Правил постройки Регистра СССР. Размеры элементов якорного вооружения на значаются в зависимости от якорной характеристики значения которой может быть определено по формуле

$$N = km [L(B + H) + \sum S] \quad (109)$$

где L — длина судна, м;

B — ширина судна, м;

H — высота борта до верхнего палубы, м;

$$\sum S = S_a + S_b + S_c$$

Здесь S_a — поправка на надстройки, определяемая по формуле

$$S_a = k_1 \sum l a_i$$

где l и a_i — длина и высота надстройки, м;

$k_1 = 0,75$ при суммарной длине надстроек меньшей или равной 0,5L;

$k_1 = 1,5 \frac{l}{L}$ при длине надстроек больше 0,5L

S_p — поправка на рубки, определяемая по формуле

$$S_p = k_2 \sum h$$

где l и h — длина и высота рубки, м;

$k_2 = 0,5$ при длине рубки меньше 0,5L

$k_2 = \frac{l}{L}$ при длине рубки больше 0,5L,

S_d — поправка на возвышенную палубу, определяемая по формуле $S_d = lb$,

где l и b — длина и высота квартердека, м

Коэффициент $k = 1$ для самоходных судов и $k = 1,3$ для не самоходных. Этим коэффициентом учитывается возможность не пользоваться двигателями для уменьшения усилия, передаваемого от судна к якорю.

Коэффициент m в формуле (109) отражает изменение условий при стоянке на якоре для судов различных категорий плавания: для судов I категории плавания $m = 1,0$; для судов II категории плавания $m = 0,9$; для судов III категории плавания $m = 0,8$; для судов IV категории плавания $m = 0,7$.

Якорное снабжение определяется по таблице Правил постройки. В Правилах постройки указывается также на необходимость снабжения судов ледового плавания специальными ледовыми якорями и стальными тросами в качестве якорных канатов; определяется возможность применения якорей, отличающихся от основного типа (якорей Холла); возможность использования некой повышенной прочности ж. т. д.

Английский Ллойд для определения якорной характеристики дает формулу

$$N = (B - T)L + 0,85L(H - T) + 0,75(b + Q), \quad (110)$$

где использованы те же обозначения, что и в предыдущем случае. Отметим, что в Правилах постройки Регистра СССР и Английском Ллойд якорная характеристика имеет размерность площади (квадратичную).

В Германском Ллойд для определения размеров якорного снабжения рекомендует кубическая характеристика

$$N = 0,75LbH + 0,5(I + 0,25B) \quad (111)$$

Норвежское Бюро Веритас приводит кубическую характеристику

$$N = 6LbH + \sum A Q \quad (112)$$

где b — коэффициент общей полноты;

$\sum A Q$ — поправка на кубатуру надстроек и рубок

Таким образом, в современной практике существуют два типа якорных характеристик — квадратичная и кубическая.

Несомненно, что в них заложены некоторый физический смысл. Например, квадратичная характеристика Регистра СССР складывается из величин, пропорциональных величине смоченной по поверхности и площади поверхности.

Кубические якорные характеристики пропорциональны объему судна или его массе, которая определяет инерционное воздействие судна на якорный канат и на якорь.

К использованию характеристик для определения размеров якорей обращались уже очень давно. Так, в России существовало правило, согласно которому вес якоря в пудх равнялся площади погруженного якоря в квадратных аршинах.

§ 78. Определение основных элементов якорного устройства

В Правилах постройки Регистра СССР и других классификационных общества обобщен опыт эксплуатации якорных устройств. Все данные представлены в виде таблиц, позволяющих определить размеры основных элементов устройства в зависимости от некоторой эмпирической якорной характеристики. Но в явном виде внешние силы, характеристики напряженного состояния и величины необходимых запасов прочности в этих рекомендациях не приводятся. В то же время без них нельзя оценить их надежность, их рациональности устройства, что совершенно необходимо для целесообразного проектирования и для объективной критической оценки существующей практики.

Расчетный способ позволяет оценить основные факторы, влияющие на конструктивные размеры элементов якорного устройства. Однако из-за принятых допущений и неопределенности внешних, и особенно динамических, сил этот расчет будет носить условный характер и как всякий условный расчет не может представить реальной ценности без сопоставления его с данными практики. Только сопоставление поможет найти практические коэффициенты, позволяющие избежать ошибок при проектировании.

В рассматриваемом случае такими коэффициентами являются запас прочности якорного каната k и коэффициент расчетной эффективности якоря $k_{\text{я}}$, представляющий собой отношение к расчетному на якорь расчетного усилия к весу якоря.

Для определения элементов якорного устройства расчетным путем должны быть заданы:

тип и назначение судна;
главные размеры, размеры надстроек и рубок;
глубина якорной стоянки;
предполагаемые внешние условия (τ — состояние моря и сила ветра).

Отметим, что глубина, на которую рассчитаны устройства регламентированные Правилами постройки, колеблется в пределах 80—150 м в зависимости от размеров судна.

Последовательность расчетов:

1. Определяется внешняя статическая сила, действующая на судно.

2. На условии статки находятся предварительные размеры якорного каната — длина и поперечное сечение.

3. Определяется динамическая добавка натяжения, являясь малым натяжением якорного каната и усилие, действующее на якорь.

4. Определяется необходимый вес якоря и запас прочности предварительно подобранного якорного каната. Если запас прочности получается ниже допустимого, то расчет повторяют, принимая полученные в первом приближении данные за исходные.

Внешние силы, действующие на стоящее на якоре судно. Полное усилие, действующее на судно, будет

$$R = R_a + R_t + R_{\text{за}}, \quad (113)$$

где R_a — усилие от ветра;

R_t — усилие от течения;

$R_{\text{за}}$ — сопротивление застопоренных винтов.

Усилие от ветра R_a подвержено существенным изменениям из-за больших отклонений в скорости, вызываемых порывами и шквалами. Порывы, являющиеся следствием турбулентности потока воздуха у земли, представляют большую опасность, так как они всегда накладываются на сильный штормовой ветер. Изменение скорости достигает 100% от среднего значения, а изменение направления — 30—40°. В практических расчетах влияние порывов учитывается поправкой к средней скорости ветра. Эффективная скорость ветра

$$v_{\text{эф}} = v_k \sqrt{1 + \frac{2}{n} \left(\frac{v}{v_k} \right) + \left(\frac{v}{v_k} \right)^2} \quad (114)$$

где v_k — среднее значение скорости ветра;

v — дополнительная скорость ветра при порыве

Расчетное значение усилия от ветра

$$R_a = k_a S_a v_{\text{эф}}^2, \quad (115)$$

где k_a — коэффициент ветрового сопротивления. Если судно расположено носом на ветер,

$$k_a = 0,0001 \text{ м} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4.$$

S — приведенная площадь парусности равная

$$S_a = S_k + 0,3 S_n, \quad (116)$$

где S_k и S_n — площади проекций на плоскость видела надводной части корпуса и надстроек м^2

При определении $v_{\text{эф}}$ следует принимать скорость штормового ветра с увеличением скорости в порыве на 50%.

Отметим, что эффективная скорость ветра очень редко превышает 30—35 м/сек.

Усилие от течения может быть определено по приближенной формуле

$$R_t = \zeta_{\text{теп}} \frac{\rho v^2}{2} \Omega \text{ м} \quad (117)$$

где $\zeta_{\text{теп}}$ — коэффициент трения, который изменяется в зависимости от числа Рейнольдса и средней величины обтекаемой поверхности судна;

$\frac{\rho v^2}{2}$ — скоростной напор

Ω — смоченная поверхность, м^2 .

При определении R_t можно принять скорость течения $v = 5$ узлам. Обычно большие скорости морских течений встречаются очень редко.

Сопротивление застопоренных винтов

$$R_{\text{за}} = 0,006 D_0^2 v^3, \text{ м} \quad (118)$$

где D_0 — диаметр винта, м;

D_0 — диаметр винта, м;

v — скорость течения, узлы.

При заданной скорости течения величина сопротивления друг другу выступающих частей можно пренебречь

Положение якорного каната и его натяжение в статических условиях.

Для определения положения, занимаемого якорным канатом, и вычисления его натяжения в статических условиях можно использовать зависимости, относящиеся к статике гибких нитей.

Рассмотрим основные зависимости. Положение, занимаемое якорным канатом описывается уравнением кеповой линии

$$y = \frac{T_0}{\gamma} \left(\text{ch} \frac{\gamma x}{T_0} - 1 \right) \quad (119)$$

где γ — постоянный вес якорного каната в воде, кг/м,

T_0 — постоянная горизонтальная проекция натяжения равная действующему на судно усилию, кг

Начало координат (рис. 184) совмещено с точкой "а" на грузе, соответствующей рабочему положению якоря (якорный канат не лежит на грузе). Если выполнено требование относительно необходимой длины якорного каната, в соответствии с которым угол

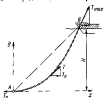


Рис. 184 Усилие в якорном канате

подъема каната у якорной скобы равен нулю, то на якорь действует усилие T_0 .

Статическое натяжение в любой точке якорного каната определяется выражением

$$T = T_0 + \gamma y \quad (120)$$

Максимальное статическое натяжение (у клюза)

$$T_{\max} = T_0 + \gamma H_y$$

где H_y — глубина стоянки

Длина якорного каната от начала координат до произвольной точки

$$S_y = \frac{T_0}{\gamma} \ln \frac{\gamma y}{T_0} = \frac{\sqrt{T_0^2 - T^2}}{\gamma} \quad (121)$$

Полная длина якорного каната (проевация)

$$S = \frac{\sqrt{T_{\max}^2 - T_0^2}}{\gamma} + H_y \sqrt{\frac{2T_0}{\gamma H_y} - 1} \quad (122)$$

где величина $\sqrt{T_{\max}^2 - T_0^2}$ представляет собой вертикальную проекцию максимального натяжения якорного каната.

Зависимость, определяющая максимальное натяжение якорного каната, достаточно проста, и ее можно использовать для выбора предварительного значения поперечного сечения якорного каната. При этом следует принимать 7–9-кратный запас прочности (отношение пробного натяжения цепи или разрывного усилия троса к расчетному статическому усилию в канате T_{\max}).

Динамическая составляющая многократна якорного каната.

Колебания, совершающиеся носовой оконечностью при стоянке судна на яхте на азовском море, приводят к появлению в якорном канате значительных добавочных усилий, для определения которых может быть использована формула

$$\Delta T = \frac{e v^2 S}{2g S_0} \quad (123)$$

где e — обобщенный коэффициент сопротивления якорного каната. Для тросов $e^1 = 1$; для цепей $e^1 = 1$; $d = B$ (ширина звена);

S — длина якорного каната (см. формулу (122)) и

v — скорость срабатывания, м/сек;

k — характеристика провисания

Для определения скорости v нужно знать амплитуды и периоды колебаний носовой оконечности при продольном качении судна. Для определения величин k и v нужно по уравнению (119)

построить график, характеризующий положение якорного каната, и измерять провисание каната относительно линии AB (см. рис. 184). Отношение этой величины к длине отрезка AB и предстает искомым значением

Определение необходимого веса якоря и проверка прочности якорного каната.

Запас прочности якорного каната k и коэффициент расчетной эффективности якоря k_y были получены на основе анализа Правил постройки Регистра СССР

Для расчетов можно рекомендовать значения $k = 2,1 + 2,3$, $k_y = 8 + 10$, обеспечивающие для проектируемого устройства равную надежность по сравнению с устройствами, основные элементы которых определены по рекомендациям Правил постройки.

Коэффициенты k и k_y сохраняют практически постоянные значения во всем диапазоне изменения якорных характеристик судов.

Расчетная эффективность якоря k_y превышает коэффициент держащей силы якорей Холла, определенный экспериментально при статическом приложении усилия. Однако данные, полученные при динамическом приложении усилия, передаваемого якорным канатом, свидетельствуют о значительном возрастании соответствующего коэффициента держащей силы.

В заключение отметим, что применение расчетного метода целесообразно (а зачастую и неизбежно) в тех случаях, когда параметры якорной стоянки (глубина, внешние условия, размеры судна и т. д.) выходят за пределы, предписываемые Правилами постройки. Например, это может иметь место во всех случаях, когда канаты изготавливаются из стальных или синтетических тросов.

Использование расчетного метода полезно и в том отношении, что он дает более полное представление о работе основных элементов якорного устройства. Так, при постоянной длине погонаш вес практически полностью определяет провисание якорного каната. Уменьшение погонашного веса и соответствующее уменьшение характеристики провисания k приводит к резкому возрастанию динамической составляющей натяжения.

Было подсчитано, что при уменьшении калибра якорной цепи на одну четверть, запас прочности уменьшается примерно в 4 раза.

Таким образом, только при обеспечении достаточного провисания возможна надежная работа якорного каната. Некоторый эффект создается за счет того, что при увеличении провисания возрастает податливость якорной системы, удерживающей судно. Это приводит к увеличению периода качки и соответственно уменьшает динамическое воздействие судна на якорный канат.

Провисание имеет большое значение и для тех якорных канатов, масса которых невелика. В этих случаях для увеличения провисания можно рекомендовать включение в якорный канат массивных цепных смывок и соседствующих грузов.

* Вывод формулы (123) и физический смысл величин e см. в разделе «Безопасность».

§ 77 Расчет элементов якорного устройства

Числовой пример

Необходимо определить основные элементы якорного устройства для трапециевидного судна со следующими главными размерениями:

Длина	$L = 120$ м
Широна	$B = 14$ м
Осадка	$T = 7,5$ м
Высота борта	$H = 11$ м
Коэффициент обшивки	$k_1 = 0,73$
Коэффициент вынута мидель-штагута	$k_2 = 0,96$
Средняя длина надстройки	$L_1 = 60$ м
Длина рубки	$L_2 = 14$ м
Глубина нижней стоечки	$H_f = 30$ м

1. Для определения основных элементов якорного устройства по Правилам постройки Регистра СССР необходимо найти якорную характеристику

$$A = k_1 \left[L (B + M) + \sum S \right]$$

где $k_1 = 1$; $\sum S = S_0 + S_1$

Площадь из надстройки

$$S_0 = k_1 \sum L_i b_i = 0,73 \cdot 60 \cdot 2,5 = 112,5$$

Площадь на рубку

$$S_1 = k_1 b_1^2 = \frac{14}{190} \cdot 14 \cdot 2,5 = 4$$

$$A = 120 (14 + 11) + 112,5 + 4 = 316,5$$

В соответствии с рекомендациями Правил постройки судно должно иметь при стоянках якоря общую массу 3000 кг (вес каждого якоря 300 кг) и якорную цепь длиной 35 м. Длина якорной цепи на один якорь — 220 м (суммарная длина 500 м).

2. Проверочный расчет выбранных элементов.

а) Проверим и статическим методом прочность каната. Для определения величины ускорения выдвинем следующие условия: сила ветра — 11 балов по шкале Бофорта (25 м/сек);

скорость течения — 3 узла

Давление ветра найдем по формуле

$$P_0 = k_3 S_0 v^2$$

где k_3 — коэффициент; $k_3 = 0,0008$;

S_0 — проектная площадь парусности

$$S_0 = S_0 + 0,35 S_1$$

S_0 — площадь проекции надстроек и рубки, $S_0 = 95$ м².

Здесь S_1 — площадь проекции на плоскость миделя надводной части корпуса судна

$$S_1 = (H - T) B = 3,5 \cdot 14 = 49$$

$$S_0 = 95 + 0,35 \cdot 49 = 123$$

Эффективная скорость ветра при средних значениях $v_0 = 25$ м/сек и 50%-ном увеличении скорости в порыве

$$v_{10} = 25 \sqrt{1 + \frac{2}{25} (0,5) + \frac{1}{25} (0,5)^2} = 30 \text{ м/сек}$$

$$R_0 = 0,0001 \cdot 110 \cdot 30^2 = 9,9 \text{ м}$$

Результат проверки при скорости $v = 3$ узла определен по приближенной формуле

$$R_3 = \frac{F_0 v^2}{A}$$

где F_0 — площадь мидель-штагута

$$F_0 = 187 \cdot 0,96 \cdot 14 \cdot 7,5 = 191 \text{ м}^2$$

v — скорость, узлы;

A — адмиралтейский коэффициент k . Для трапециевидного судна можно принять $A = 400$;

$$R_3 = \frac{101 \cdot 3^2}{400} = 2,3 \text{ м}$$

Сопротивление застрявшего якоря

$$R_{1,2} = 0,006 \cdot 60^2 v^2 \text{ м}$$

Здесь D_0 — диаметр якоря; $D_0 = 3$ м;

ϕ — диаметр отбойника якоря; $\phi = 0,3$;

v — скорость течения; $v = 3$ узла/сек.

$$R_{1,2} = 0,006 \cdot 0,3 \cdot 3^2 \cdot 3^2 = 0,4 \text{ м}$$

Величина ускорения $R = 9,9 + 2,3 + 0,4 = 12,6 \text{ м}$.

Судно стоит на двух якорях, поэтому $T_0 = 0,5R = 6,3 \text{ м}$.

Якорная цепь выдвинута полностью. Длина якорной цепи может быть определена по формуле

$$y = H_0 \sqrt{\frac{2T_0}{T_0} + 1}$$

где y — расчетный вес якорной цепи. Для принятой цепи этот вес в воде $y = 32,5$ м/м

$$S = 80 \sqrt{\frac{2 \cdot 6300}{32,5 \cdot 80} + 1} = 160$$

Участок цепи, лежащий на грунте, равен 90 м.

Положение якорного каната характеризуется уравнением

$$y = \frac{T_0}{y} \left(\sin \frac{\pi x}{L} - 1 \right) = 120 \left(\sin \frac{\pi x}{120} - 1 \right)$$

Расчет ординат выполнен в табл. 23

Характеристика провисания

$$x = \frac{1}{7,85}$$

Положение якорного каната

Таблица 23

α	$\frac{y}{T_0}$	$\sin \frac{y}{r}$	Π_1	Π_2
1	0	0	0	0
30	0,25	1,0314	0,0314	3,8
60	0,50	1,1276	0,1276	15,3
90	0,75	1,2347	0,2347	36,4
120	1,00	1,5431	0,5431	65,2
150	1,25	1,8884	0,8884	107,5

Максимальное статическое натяжение якорного каната

$$T_{\max} = T_0 + yH_0 = 6,3 + 0,0235 \cdot 80 = 10,5 \text{ м}$$

б) Динамическая составляющая натяжения. Эта составляющая может быть определена по формуле

$$\Delta T = \frac{c v^2 S}{200 \pi^2}$$

где c — обобщенный коэффициент сопротивления

$$c = \frac{c' p - 3,66}{2} = \frac{1,303 \cdot 8,6 - 0,663}{2} = 9,7$$

Для определения скорости срабатывания нужно найти параметр

$$\mu = \frac{c S^2}{\pi^2 200 \pi^2 T}$$

где $c S^2$ — модуль упругости якоря. Чтобы найти эту величину, используем результаты испытаний якорей, в соответствии с которыми упругое растяжение при пробной нагрузке составляет 6–8,5%. Пробное натяжение для тросовой цепи — 78 м; тем же образом,

$$c S^2 = \frac{78000}{0,06} = 1301000 \text{ кгс/см}^2$$

$$\mu = \frac{9,7 \cdot 1667,65^2}{200 \cdot (150000)} = 0,286$$

Для определения параметра μ был выполнен расчет продольного качка на регулярном волнении при отсутствии воды. При этом данные качки были приняты равной длине судна.

На основании этого расчета период вынужденной осевой колебательности $\tau = 8,75 \text{ сек.}$, а амплитудное значение скорости вынужденной $v_0 = 4,9 \text{ м/сек.}$

Используя график на стр. 300, найдем основную скорость срабатывания v_0 и максимальную скорость v_0 : $\frac{v_0}{v_0} = 0,64$

Динамическая добавка натяжения

$$\Delta T = \frac{9,7 (8,64 - 4,9^2 - 150 \cdot 7,85^2)}{270} = 27,200 \text{ кгс}$$

в) Оценка прочности якорной цепи. Определим величину максимального натяжения

$$T_{\max} = T_{\max \text{ ст}} + \Delta T = 10,5 + 27,2 = 37,7 \text{ м}$$

Условно, переводимое на якорь (с учетом влияния участка цепи лежащего на руле)

$$T_{\text{як}} = T_0 + \Delta T = 6,3 + 27,2 - 4,7 = 28,8 \text{ м}$$

Значит прочности цепи

$$n = \frac{T_{\text{як}}}{T_{\text{як}}} = \frac{78,0}{37,7} = 2,07$$

с коэффициентом расчета эффективности якоря $A_{\text{як}} = \frac{78,75}{1,87} = 10$ лежит в допустимых пределах

ГЛАВА 21

КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЯКОРНОГО УСТРОЙСТВА

§ 78 Якорные клемы

Якорные клемы выполняют на судах две важные функции: обеспечивают беспрепятственный проход якорной цепи через элементы корпусных конструкций при отдаче и вытравливании якоря; позволяют удобно разместить бесштоковый якорь в рабочем положении и быстро отдать его в случае необходимости

При движении от якорного механизма (см. рис. 161) якорная цепь пересекает плоскость палубы, проходит наклонно через верхнюю часть внутреннего помещения носовой оконечности судна и пересекает плоскость борта, направляется вниз. При пересечении плоскостей палубы и борта ось якорного каната имеет сломы. В этих местах развиваются палубный и бортовой распухы. Оба распуха соединяются якорной трубой (рис. 185).

Форма рабочей поверхности распуха клема должна способствовать плавному изменению направления движения якорной цепи. Это достигается увеличением радиусов закругления поверхности, по которым работает якорная цепь при отдаче и вытравливании якоря. При недостаточном плавном закруглении рабочей поверхности большую опасность представляет изгиб звена, результатом которого может явиться его деформация и даже поломка

Выбор форм бортового распуха клема является одной из сложнейших задач при проектировании клема, так как при вытравливании якорной цепи якорь должен автоматически занимать положение, необходимое для его походного закрепления.

На рис. 186 показаны три последовательных положения якоря. В начальном положении (I) за счет изменения формы шажней рабочей части бортового раструба можно значительно облегчить вход веретена в клюз. Форма раструба, показанная на рисунке сплошной линией, позволяет развернуть якорь для входа в клюз при меньшем усилии, передаваемом на него от якорного каната. В поворотном положении (III) ориентированные вверх лапы якоря должны быть плотно прижаты к раструбу клюза

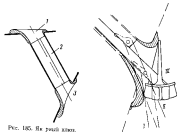


Рис. 185. Якорный клюз.
1 — латунный раструб; 2 — шажней раструба; 3 — бортовой раструб

Рис. 186. Подготовка якоря при вхождении в клюз

Правильно спроектированный якорный клюз должен удовлетворять следующим основным требованиям:

- якорь должен свободно входить в клюз при вытягивании и выходить при опускании;
- якорь якорной цепи при проходе через клюз не должен испытывать изгиба;
- при движении судна клюз не должен вызывать дополнительное сопротивление, образования брызг и подсоса на палубу воды;
- якорь, расположенный в клюзе, не должен приводить к повреждению корпуса при швартовке или при ударах о различные плавающие предметы и лед;
- при выбирании якоря должна быть исключена возможность задевания его лап за форштевень. Делка клюза должна быть достаточной для размещения веретена;
- якорный клюз должен иметь устройство для обжима якорной цепи

Эти требования определяют расположение клюза, наклон его оси к горизонтальной и диаметральной плоскостям и конструкцию клюза.

Однако создать клюз, удовлетворяющий всем перечисленным требованиям, не представляется возможным, так как они в большинстве случаев противоречивы. Например, для более легкого выхода якоря из клюза нужно, чтобы наклон оси клюза к горизонту был большим, что достигается смещением бортового раструба вниз. Но при этом увеличивается слом цепи на палубном раструбе, возрастает дополнительное сопротивление и увеличивается количество подсоса на палубу воды.

Смещение бортового раструба к форштевню позволяло бы значительно уменьшить слом цепи при спуске на якорь, но при этом увеличится вероятность задевания лапами форштевня и т. д.

Положение клюза в большой степени определяется типом и расположением якорных механизмов. Например, если применяется брашпиль, то отстояние палубного раструба от ДП является заданным, так как он должен находиться на линии движения якорной цепи от звездочки брашпиля.

Несомненно легче выбрать положение клюза в том случае, когда якорным механизмом является шпиль. Однако при всех условиях клюз следует располагать таким образом, чтобы увеличить угол охвата звездочкой цепи и исключить задевание якорем форштевня.

В зависимости от особенностей проектируемого судна на нем может быть использован один из трех типов клюзов: обычный, откормый и клюз с яншей.

Нормальные или обычные клюзы находят применение на большинстве морских транспортных пассажирских и вспомогательных судов.

Бортовой раструб (рис. 187 а) клюза представляет собой засланную стальную отапку. Фланцы раструба привариваются к бортовой обшивке, толщина которой в районе установки клюза увеличивается. Последнее вызвано значительными динамическими нагрузками при движении цепи и возможными ударами при выбирании якоря.

На небольших судах литые бортовые раструбы могут быть заменены сварными (рис. 187 б) применение которых несколько

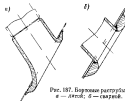


Рис. 187. Бортовые раструбы.
а — литой; б — сварной.

ограничено, так как в них не удается получить рабочих поверхностей с большими радиусами закруглений.

Бортовой и палубный раструбы соединены якорной трубой. Нижняя ее половина при движении цепи выполняет роль желоба и подвержена значительному механическому износу. Толщина этой части трубы должна быть не менее половины диаметра соответствующей якорной цепи.

Положение якорной трубы клокса в пространстве определяется наклоном ее оси к горизонтальной плоскости и углом между ДП судна и вертикальной плоскостью, проведенной через ось клокса (рис. 188). Увеличение наклона оси трубы улучшает выход якоря из клокса. Не рекомендуется, чтобы этот угол был меньше 30°. Угол между вертикальной плоскостью клокса и ДП изменяется в пределах 10—35°.

Направление движения якорной цепи относительно палубного раструба клокса определяется положением якорного механизма и

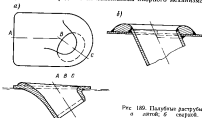


Рис. 188. Палубные раструбы: а — литой; б — сварной.

самого раструба. Часть раструба, обращенная к якорному механизму, делается массивной, с мягкими скруглениями, уменьшающими износ цепи.

Как и бортовые раструбы палубные раструбы могут быть литыми или сварными.

На рис. 189 а показан литой палубный раструб. На матовых судах применены сварные конструкции (рис. 189, б).

Для определения размеров клокса можно рекомендовать следующие зависимости.

Для якоря Холла диаметр трубы клокса

$$D = (3,5 - 3,9) \sqrt[3]{Q} \text{ см} \quad (124)$$

Диаметр трубы

$$L_k = (15 - 16,5) \sqrt[3]{Q} \text{ см} \quad (125)$$

где Q — вес якоря, кг.

Для якоря Матросова

$$D_k = (4 - 5) \sqrt[3]{Q} \text{ см}$$

$$L_k = 20 \sqrt[3]{Q} \text{ см} \quad (126)$$

На некоторых анжорборных судах длина якорной трубы обычного клокса бывает недостаточной, поэтому приходится использовать якоря с укороченным веретеном или располагать палубный раструб выше уровня палубы на специальном фундаменте.

В отечественной практике окончательная проверка конструктивных элементов клокса, безотказного выхода якоря в клок и его выхода производится на модели, выполненной в натурную величину из дерева. Часто это позволяет избежать сложных работ по подгонке, изменению формы раструбов, а иногда и изменению положения клокса при строении судна.

Открытый клок. Применение обычных клоксов на анжорборных быстроходных судах приводило к некоторому снижению скорости. Кроме того, при ходе на изволнованном море вода через клоксы попадала на палубу и затрудняла работу экипажа.

Чтобы избежать этих недостатков, применяют открытые клоксы, которые располагаются в месте соединения палубного стрингера и шпретгуса. Основной частью клокса является массивная отливка, имеющая желоб для прохода якорной цепи и размещающая веретено при повороте клокса. Длинный якорь при этом фиксируется с помощью скобы, образующей пережимку над желобом. Веретено якоря в поворочном положении располагается почти горизонтально, что часто затрудняет отдачу якоря.



Рис. 189. Якорный клок с якорем.

На рис. 190 показан **клюз с нившей**. Втянутые в клюз якоря раздвигаются в нивше таким образом, что ни одна из его частей не выступает за плоскость бортовой обшивки.

Клюзы с нившей имеют следующие преимущества: снижается возможность повреждения судна при швартовных операциях, при буксировке и при движении по льдам; улучшается прилегание пал к обшивке за счет изменения наклона внутренней поверхности клюза; у низкобортовых судов повышается сопротивляемость выступающего якоря и уменьшается количество попадающей на палубу воды; улучшается внешний вид судна.

Клюзы с нившей очень часто применяются на буксирах, ледоколах и судах теплового плавания, ледостиральных судах и т. д.

§ 79 Цепные стопоры и стопоры для пологого закрепления якоря

В зависимости от выполняемых функций цепные стопоры делятся на маневренные и стационарные.

Маневренные стопоры предотвращают оседание ускорий на якорные механизмы (шпиль или брашпиль) при маневрировании стоячего на якорь судна или при ремонте якорных механизмов. В современной морской практике применяются два типа маневренных стопоров: винтовой и стопор с закладным палом, или «закладной».

В **винтовом стопоре** (рис. 191, а) движение цепи ограничивается, если горизонтально ориентированное звено упирается в две щеки, которые укреплены шарнирно. В открытом положении щеки дают возможность цепи свободно скользить по желобу и фундаменту стопора. Вращение щеки осуществляется винтом с противоположными нарезами. Чтобы цепь при движении не могла повредить винт, стопор имеет ограничивающую скобу. Винтовые стопоры устанавливаются на судах, калибр цепей которых не превышает 72 мм.

Закладной стопор (рис. 191, б) состоит из двух неподвижных щеки, позволяющих цепи свободно проходить между ними по выемке, соответствующей форме нижней части вертикально ориентированного звена.

На одной из щеки в проеме укреплен закладной пал, который обеспечивает свободное вхождение в вырез противоположной щеки. Наклон выреза таков, что усилие создаваемое застопоренным звеном, заклинивает пал.

Стопор рекомендуется для цепей с калибром превышающим 72 мм.

Использование маневренных стопоров для закрепления цепи при длительной стоянке на якорь допускается только в виде исключения при благоприятных погодных условиях.

Оба рассмотренных стопора фиксируют закрепляемое звено неподвижно. При попытке сдвинуть винтовым стопором движущуюся цепь происходит следующее: во время прохода через стопор вертикально ориентированного звена щеки обшиваются и горизонтальное звено упирается в них своей передней частью — происходит мгновенная остановка цепи.

Возможный при этом риск чрезвычайно опасен, так аль он может привести к разрыву цепи. Поэтому перед стопорением

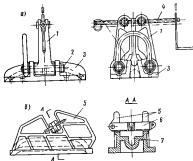


Рис. 191. Цепные стопоры: а — винтовой; б — закладной.
элементы: 1 — щеки; 2 — якорный; 3 — пал; 4 — винт; 5 — щека с вырезом; 6 — закладной пал; 7 — желоб.

цепь должна быть заторможена и остановлена ленточным тормозом якорного механизма.

Стационарный стопор. При длительной стоянке для цепей со средним калибром применяется специальный стационарный стопор. Он представляет собой короткую смычку, один конец которой закрепляется на палубе, а второй заканчивается массивным гладко-таким. Калибр смычки равен калибру основной цепи судна.

После того как стопор заведен, якорную цепь слегка стригают, чтобы передать нагрузку на цепь стопора. При малых калибрах (до 25 мм) стационарный стопор часто снабжен винтовым талрепом для выбора стабильности.

Цепные стеновые стопоры применяются только для цепей калибром до 43 мм. Большой вес стеновых стопоров затрудняет их использование для более толстых цепей, для стопорения которых используется тормоз якорных механизмов. Стопорецный стопор и его крепление к палубе рассчитываются на разрывное усилие якорной цепи.

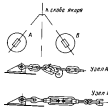


Рис. 192 Стопор для крепления якоря

Для вспомогательных стопоров расчетное усилие принимается равным 4—6 весам якоря. Действующее напряжение не должно превышать при этом половины предела текучести материала.

Стопорецный стопор должен быть расположен в непосредственной близости от якоря. В свою очередь, место крепления стопора следует согласовывать с расположением связей палубного набора. В том случае, если не удается совместить основание стопора с биссом или карлингсом, могут быть установлены специальные дополнительные рамные связи.

Чтобы исключить возможные перемещения якоря, втянутого в якорь, необходимо обеспечить его надежное крепление. Для этой цели служат несколько типов стопоров. Наиболее распространены являются цепной стопор, состоящий из цепи, талрепа и глыб-гака. Закрепление якоря таким стопором показано на рис. 192.

§ 88. Цепные ящики и цепные ящики

Цепные ящики предназначены на судах для размещения и хранения якорных цепей.

Форма цепного ящика должна обеспечивать равномерное заполнение его объема якорной цепью, которая попадает в ящик через специальный цепной якорь. В практиковались ранее прямоугольные ящики, чтобы равномерно заполнить объем и исключить образование петель, приходилось растаскивать цепь специальными крючьями вручную. В современных круглых цепных ящиках укладка цепи происходит автоматически, так как свисающая цепь при стравливании располагается витками внутри яруса с диаметром, равным примерно 30—35 калибром цепи.

Расположение цепных ящиков в значительной степени определяет компоновку якорного устройства в целом. Движение цепи от звездочки к ящику будет достаточно надежным только в том

случае, если ось цепного якоря будет ближе к вертикали, в верхний разбег якоря будет расположен в непосредственной близости от звездочки якорного механизма. Иными словами, положение цепного ящика накладывает определенные ограничения на положение якорного механизма, которое в свою очередь, тесно связано с положением якорных якорей, размещением стопоров и других элементов якорного устройства.

На транспортных судах цепные ящики обычно располагаются в форпике. — непосредственно у таранной переборки; размещение их за таранную переборку уменьшает полезную кубитурную носового трюма. Только на быстроходных судах с очень острыми обводами носовой оконечности цепные ящики располагают в корму от таранной переборки, так как объем форпика оказывается недостаточным для размещения цепных ящиков нужной формы.

Так как якорная цепь имеет значительный вес целесообразно размещать цепные ящики возможно ниже.

Для определения объема, занимаемого якорной цепью можно рекомендовать эмпирическую зависимость

$$V = 0,085d^3 \quad (127)$$

где V — объем 100 м цепи, уложенной в цепной ящик d — калибр цепи, см.

При определении кубитурной цепного ящика следует также учитывать, что его верхняя часть (высотой около 1800 мм) должна оставаться свободной: это пространство может понадобиться для распутывания якорной цепи.

Приведем несколько практических рекомендаций относительно конструкции цепных ящиков.

Наиболее рациональными являются цилиндрические ящики, диаметр которых равен 35 калибром соответствующей якорной цепи; такие ящики всегда делаются отдельно для цепи каждого борта. Желательно, чтобы цепные ящики другой формы также делались для цепей каждого борта, так как цепи при этом меньше запутываются. В крайнем случае общий цепной ящик должен иметь переборку разделяющую цепи разных бортов.

Если цепной ящик располагается в корму от таранной переборки то он обязательно должен быть непроницаемым. Непроницаемая конструкция предотвращает и при расположении цепного ящика в форпике, так как это предотвращает распространение воды и грязи, которые могут попасть вместе с якорной цепью.

Внутри цепные ящики имеют деревянную зашивку и решетчатый деревянный настил, позволяющий изолировать цепь от скапливающейся воды и грязи. Для откачки воды обычно предусматривается ручной насос с очисткой от грязи производится периодически вручную (для чего производится откачка всей цепи). Устройство для откачки коренного конца якорной цепи расположено в верхней части (см. рис. 161).

Цепные клещи обеспечивают беспрепятственное движение якорной цепи от якорного механизма в цепной ящик и обратно. Цепной ящик представляет собой трубу, которая в верхней и нижней

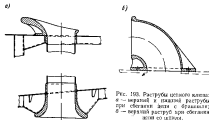


Рис. 193. Раструбы цепного ящика:
а — верхний и нижний раструбы при обходе цепи с брашпала;
б — верхний раструб при обходе цепи со шпильки.

частях заканчивается раструбами (рис. 193). Положение цепного ящика практически полностью определяется положением цепного ящика и якорного механизма. Некоторое смещение палубного раструба может быть вызвано изгибом наклона трубы ящика.

В том случае, когда якорный механизм является брашпалом, верхний раструб смещают несколько вперед по отношению к оси звездочки. Это делается для того, чтобы увеличить угол охвата звездочки, который должен быть не меньше 125° . Однако следует учитывать, что при большом смещении раструба вперед цепь может задержаться на палубе перед ящиком.

Верхний раструб цепного ящика зачастую объединяют с фундаментом брашпала.

Рис. 194. Крепление запасного якоря.

При использовании шпильки угол охвата звездочки цепью может достигать 180° ; цепь подходит к шпильке и обходит с него в горизонтальном направлении. Форма верхнего раструба цепного ящика, соответствующая такому направлению движения цепи показана на рис. 193.

Длина трубы цепного ящика зависит от расположения цепного ящика по высоте судна. Внутренний диаметр трубы ящика принимают равным 7—8 калибром якорной цепи.

Хранение запасных якорей. Согласно Нормам Регистра СССР на большинстве судов должно быть три запасных якоря, один из которых является запасным. Существуют также вспомогательные якоря, которые хранятся на палубе, неподвижно от якорного устройства. Должны быть предусмотрены также грузовые средства для перемещения якорей при их замене. На рис. 194 показан один из вариантов расположения и закрепления запасного якоря.

§ 81 Якорные механизмы

В настоящем параграфе рассмотрены лишь основные свойства механизмов, обеспечивающих работу якорного устройства. Обычно проектированием этих механизмов занимаются специалисты-механики, что и определено выделением специального курса «Судовые палубные и вспомогательные механизмы».

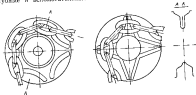


Рис. 195. Звездочка и крюк якорного механизма.

Остановимся сначала на основной детали любого якорного механизма — цепном кулачковом барабане (звездочке). В зависимости от направления оси звездочки якорные механизмы делятся на две группы.

Горизонтальное направление оси является отличительной чертой брашпалей. У шпильки ось звездочки вертикальна. Главное требование, предъявляемое при проектировании звездочки, заключается в том, чтобы в любом положении два выступа звездочки входились в зацепления с цепью (рис. 195).

Достигается это увеличением как угла охвата звездочки цепью, так и числа зубьев. У шпильки с большим углом охвата (до 180°) применяются звездочки с четырьмя зубьями; у брашпалей угол охвата составляет примерно 130° и число зубьев увеличивается обычно до пяти.

Брашпиль (рис. 196) предназначен для обслуживания одно- или двухцепных левого и правого бортов. Только в последнее время из крутоповоротных танкеров начинают выходить суда с не менее раздельными полубрашпилами, смещенными к соответствующему борту.

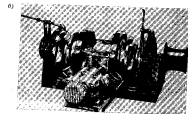
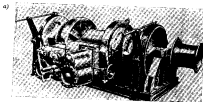


Рис. 196 Паровой (а) и самостраховый (б) брашпиль

Брашпиль не занимает внутренних помещений, так как все механизмы располагаются на палубе. Они обеспечивают раздельную работу звездочек левого и правого бортов. Использование фрикционных муфт позволяет смягчить ударные нагрузки и обеспечить плавное включение звездочек. Отдача якоря производится за счет его собственного веса и веса цепи. Регулирование скорости для этого осуществляется при помощи ленточного тормоза. Обычно

брашпиль имеет два вспомогательных барабана турочки, предназначенные для швартовных операций.

Шпинь (рис. 197) предназначен для работы только с одним цепью. Весь механизм обычно разделен на две части, из которых одна, состоящая из звездочки и швартовного барабана, располагается над палубой, а вторая, включающая редуктор и двигатель — в помещении под палубой. Положение оси звездочки швартовного барабана позволяет неограниченно варьировать в горизонтальной плоскости направление движения цепи и швартовных тросов; наряду с хорошим анкерным эффектом и незначительным загромажде-



Рис. 197 Шпинь крутоповоротного танкера

нием верхней палубы это является существенным преимуществом шпиня. К преимуществам следует отнести также живое положение центра тяжести и значительно более простую конструкцию фундаментов.

На транспортных судах внутреннее помещение которых используется для перевозки грузов, стремятся возможно большее число механизмов вынести на палубу, освобождая помещение бака для различных кладовых. Этим обусловлено широкое использование брашпиль. Кроме того, размещение всех якорных механизмов только на палубе позволяет сократить количество обслуживающего персонала. При увеличении размеров судов рационально спроектировать якорное устройство с брашпилами не удается. Однако и в этом случае стремятся расположить все якорные механизмы на палубе. На рис. 198 показана палуба бака крупнотоннажного танкера, оборудованного полубрашпилами.

Приводы палубных механизмов. По типу привода механизмы делятся на ручные, паровые, электрические и гидравлические. Ручной привод сохранил самостоятельное значение только на очень ограниченном количестве судов, но как вспомогательный, резервный, он все еще имеет большое значение.

Длительное время основное место на судах занимал паровой привод, обладавший рядом преимуществ: низкой начальной стоимостью; способностью выдерживать большие перегрузки и долго работать под полной нагрузкой;

снижение мощности судовой электростанции возможностью работать во взрывоопасной зоне. Однако паровой привод имел и существенные недостатки:

сложность передачи пара к месту потребления и большие потери в паропроводах, необходимость предварительного прогрева всей системы, что значительно задерживает пуск механизмов, особенно в холодное время; недостаточно гибкая регулировка скоростей;

необходимость предусматривать специальные котлы для привода палубных механизмов, для получения пара на судах с двигателями внутреннего сгорания.

Благодаря взрывобезопасности паровой привод широко применяется на нефтяных судах. На танкерах пар используется для подогрева нефтепродуктов и для зачистки грузовых танков. Таким образом, не только палубные механизмы являются потребителями пара.

Преимущества электрического привода сводятся в основном к следующему:

автоматический контроль за режимом работы механизма; постоянная готовность к работе; высокая к. п. д.; незначительные потери при передаче энергии палубным механизмам.

Кроме того, электрический привод не требует высокого квалификации персонала и обеспечивает лучшие условия для работы.

Если для обслуживания палубных механизмов выбран электрический привод, то следует подумать, на каком токе он будет работать — постоянном или переменном. Не останавливаясь на



Рис. 138. Полуобращающая.

этом подробно, подчеркнем, что регулировка скоростей в электродвигателях постоянного тока очень проста, и они могут работать в различных режимах с большой эффективностью. Однако электродвигатели переменного тока дешевле, надежнее в эксплуатации, лучше сочетаются с общесудовой системой электроснабжения.

Преимущества электродвигателей переменного тока позволяют с большой выгодой применять комбинированный электромеханический привод, который, обладая всеми преимуществами электродвигателей, обеспечивает отличную регулировку скоростей и воспринимает значительные и длительные перегрузки.

К недостаткам этого привода можно отнести большую стоимость и увеличение сложности, вызванное дополнительным звеном в цепи передачи энергии.

Для якорных механизмов не требуется широкого диапазона регулирования скоростей. В связи с тем, что цепь при отдаче движется под действием собственного веса, отпадает необходимость и в холостом ходе. Это позволяет отдать предпочтение электродвигателям переменного тока.

Определение мощности якорных механизмов. Процесс выбора якоря делается в три этапа: подтягивание судна к якорю, отрывание якоря от грунта, выбирание якорной цепи и самого якоря.

При подтягивании судна к якорю усилие в якорном канате изменяется с изменением держальной силы якоря. По мере уменьшения длины якорной цепи угол ее подхода к скобе якоря увеличивается, и держальная сила якоря быстро уменьшается. Так, при угле 25° коэффициент держальной силы якоря Холла равен 2.

Установлено, что усилие при отрыве якоря от грунта тягово равно его удвоенному весу.

В общем случае усилие в якорном канате будет больше в начальной стадии подтягивания, особенно при сильной погоде, когда судно испытывает значительное давление ветра. Однако в этом случае значительная часть действующей на судно силы гасится упором двигателей, поэтому наибольшее усилие должно быть развито якорным механизмом при отрыве якоря от грунта. Принимая среднюю глубину стоянки равной 80 м, можно подсчитать, что вес цепи составит около двух весов якоря.

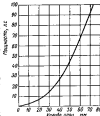


Рис. 139. Зависимость фактической мощности якоря механизма от длины цепи.

Вредные сопротивления, возникающие при движении цепи от клюза до якорного механизма, составляют ~30% от усилия на тяжения цепи. В целом усилие, развиваемое шпильем или брашшом судна при отрыве якоря, может достигать 5,5—6 весов якоря.

В современной практике скорость выбирания якорной цепи колеблется в пределах 12—20 м/мин. При отрыве якоря от грунта скорость условно считается равной половине скорости выбирания.

При подтягивании якоря к клюзу скорость снижается до 3—5 м/мин.

На рис. 199 показана кривая изменения мощности якорных механизмов в зависимости от калибра якорной цепи. Эта зависимость с достаточной для практических расчетов точностью может быть выражена эмпирической формулой

$$M = 15d^{2.5}, \quad (128)$$

где M — мощность механизма, л.с.
 d — калибр цепи, см

ГЛАВА 22

ОСОБЕННОСТИ ЯКОРНЫХ УСТРОЙСТВ РАЗЛИЧНЫХ СУДОВ И ПЛАВУЧЕГО СООРУЖЕНИЯ

§ 82 Якорные устройства морских транспортных и пассажирских судов

Выше мы рассмотрели назначение, принципы работы, методы расчета и конструирование элементов якорного устройства. Остаются теперь на компоновку якорных устройств в целом, на особенности их конструктивного оформления в зависимости от типа, размеров и назначения судна или плавучего сооружения.

Группа морских транспортных и пассажирских судов по составу самая многочисленная. В нее входят сухогрузные суда, танкеры, лесовозы и суда других типов, главным назначением которых является транспортировка различных грузов.

Все в количестве якорей на каждом судне определено Правилами Регистра СССР. Минимальное количество стальных якорей — два. На судах длиной 50 м и больше должно быть три стальных якоря, из которых один — запасной.

Якорные канаты всегда цепные; их размеры также регламентируются Регистром СССР. На рис. 200 показаны варианты компоновки при использовании различных якорных механизмов. Для грузовых судов применяются, как правило, нормальные клизы и только в некоторых случаях для пассажирских судов предусматриваются клизы с нишей.

Морские транспортные и пассажирские суда в большинстве случаев имеют стоп-анкер с соответствующим якорным канатом и механизм, которые образуют кормовое якорное устройство. Стоп-анкер используется при стоянке судна лагом к ветру до носового и нормального якоря; при необходимости торможения

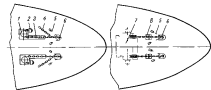


Рис. 200. Носовое якорное устройство.

1 — цепь; 2 — якорный канат; 3 — клиз; 4 — стальной клиз; 5 — стопор для свободного крепления якоря; 6 — клиз; 7 — брашш; 8 — якорный стопор

судна без разворачивания; при швартовных операциях (обеспечивая отход судна при навалившем ветре). Стоянка на двух стальных или на станом и вспомогательном якорях может тондаться в стоечной акватории для ограничения перемещений судна

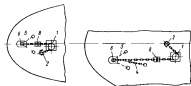


Рис. 201. Кормовое якорное устройство (см. обозначения к рис. 200)

На рис. 201 показаны варианты кормового якорного устройства транспортных судов.

В следующую группу могут быть объединены вспомогательные и специальные суда: ледоколы, буксиры, промышленные суда и т.д. Якорное устройство этих судов по составу не отличается

от устройства морских транспортных судов. Однако для каждого из названных типов судов эти устройства имеют характерные особенности.

Ледовые и суда ледового плавания снабжаются ледовыми якорями (от двух до четырех) и стальными тросами длиной до 150 м. Обслуживание ледовых якорей не требует дополнительных устройств, так как вес их специально принимается с таким расчетом, чтобы якорь можно было перенести как отвесом от судна, так савках. Не предусматриваются и специальные механизмы, так как в случае необходимости могут быть использованы палубные механизмы других устройств — грузовые лебедки, якортовые шпильи, шпильи и брашшлы осевого якорного устройства и т. д.

Стальные якоря ледоколов и судов ледового плавания всегда размещаются в плоскостях с винтами.

На буксирах и промысловых судах, особенно, на малых судах этих типов, плавучих, предназначенные для размещения якорного устройства, сравнительно небольшие. Поэтому приходится использовать шпильи, обслуживающие для якорных канатов, или якорные механизмы с ручным приводом.

Так как при уменьшении размеров судов соответственно уменьшаются и размеры якорей, то значительный эффект может быть достигнут за счет применения якорей повышенной держательной силы. Трудности, связанные с размещением на малых судах якорных цепей, заставляют использовать в качестве якорных канатов стальные и органические тросы.

Якоря повышенной держательной силы и тросовые якорные канаты, обслуживаемые легкими лебедками, характерны также для якорных устройств судов на подводных крыльях, пассажирских теплоходов прибрежного плавания и различных катеров.

§ 83 Глубоководные якорные устройства

В зависимости от глубины предполагаемой якорной стоянки существуют два качественно различных типа глубоководных якорных устройств:

с цепями;

со стальными или синтетическими тросами.

В первом случае глубина, на которую опускается якорь, определяется возможностью использования якорных цепей.

Для свободно висевшей цепи, в которой максимальное усилие равно проблеме натяжению, ~1200 м. При нормальной глубине (80 м) и держательной силе якоря, равной четверти его веса, максимальное усилие соответствует весу 240 м свободно висевшей цепи (обычно вес якоря бакаун к весу 40 м цепи). Таким образом, максимальное натяжение якорной цепи соответствует 5-кратному запасу прочности. Если увеличить глубину якорной стоянки

сохраняя 5-кратный запас прочности, то придется ограничить внешнюю силу, действующую на судно.

Так, при увеличении глубины до 200 м, передаваемое на якорь усилие не должно превышать веса 40 м висевшей цепи, или веса якоря, т. е. стоянка на этой глубине возможна только при строгом ограничении погодных условий. С дальнейшим увеличением глубины необходимо заменять якорные цепи различными тросами.

Итак, якорное устройство, предназначенное для глубин до 200 м, ничем не отличается от обычного, если не считать увеличения длины цепи и размеров цепных ящиков.

Замена цепей стальными или синтетическими тросами полностью изменяет якорное устройство. Для повышения надежности очень часто используют адмиралтейские якоря, а вместо шпильи и брашшлы — специальные лебедки. Изменяется конструкция стоек, якорных и всех других элементов якорного устройства. Большую сложность представляет создание надежного тросового стопора. В существующих конструкциях за за сканого смятия нарушается прочность тросов.

Глубоководные якорные устройства широко используются на гидрографических, промысловых судах, судах-спасателях и т. д. Например, отечественное гидрографическое судно «Витязь» осуществляет постановку на якорь на глубине около 11 000 м.

§ 84 Якорная стойка плавучих доков

К якорному устройству плавучих доков предъявляются очень высокие требования по ограничению перемещений дока и точному сохранению места стоянки. Особенно это относится к якорным докам, для погружения которых приходится рыть специальные

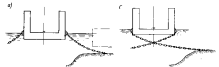


Рис. 202 Положе на якорных цепях дока: а — обычное б — перевернутое

котлованы. Характерно симметричное расположение якорей относительно продольной и поперечной плоскостей симметрии дока; оно необходимо для исключения боковых и продольных горизонтальных сил при всплытии и погружении дока.

Существуют два способа постановки плавучего дока на якорь с прямым расположением якорных канатов (рис. 202, а)

с перекрещивающимися якорными канатами, которые идут по дну в сторону противоположного борта (рис. 202, б).

Первый способ является более простым, но он требует большой по размерам акватории и затрудняет подход судов к плавучим кранам к доку.

Второй способ сложнее и требует установки направляющих клинов на углах между бортами и днищем в месте прохода якорного каната. Существуют также другие способы фиксации доков — при помощи свай, за счет шарнирных распорок между доком и бережной и т. д.

При определении веса якорей, применяемых для закрепления доков, пользуются формулой, которая определяет усилие на каждый якорь в зависимости от общего усилия, действующего на док, и числа якорей

$$P_0 = \frac{pS_1 + kS_2v^2}{n} \quad (129)$$

где S_1 — площадь парусности вместе со стоянами в доке судном м^2 ;

p — давление ветра на 1 м^2 поверхности дока ($\sim 120 \text{ кгс/м}^2$);

S_2 — площадь погруженной поверхности дока

v — скорость течения;

k — коэффициент, колеблющийся в пределах 45—70 и зависящий от конструкции дока;

n — число якорей участвующих в восприятии внешних сил.

Для доков применяются следующие типы якорей: доковые, «мертвые» железобетонные и реже винтовые и сегментные. Проверка прочности якорной цепи, подбором в соответствии с якорем, осуществляется определением расчетного натяжения при ураганном ветре. Величина натяжения не должна превышать половины пробной нагрузки. Длина цепи принимается равной 4—5 глубинам акватории.

Плавучие доки не имеют ни специальных якорных механизмов ни других элементов обычных якорных устройств, поэтому для крепления цепей используются рымы, укрепленные по бортам судна в нижней части.

Якорное устройство транспортных доков практически не отличается от якорного устройства обычного транспортного судна. Разница лишь в том, что они имеют два стоп-якоря с соответствующими механизмами. Раскрепление четырьмя якорями, транспортный док собственными средствами обеспечивает неподвижную стоянку в период доковых операций.

Вес стоп-якоря определяется по обычному норму треть веса стачного якоря.

РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ

Швартовые и буксирные устройства

ГЛАВА 23

ШВАРТОВНОЕ УСТРОЙСТВО

§ 05 Общие положения

Все операции по закреплению судна у причала, у борта другого судна или плавучего сооружения в морской практике принято называть швартовкой. Совокупность средств для выполнения этих операций называется швартовным устройством.

Основные элементы швартового устройства — швартовы, кнехты, кильные палки, клюзы, кранцы, вышки, механизмы — остаются практически неизменными независимо от типа, назначения и размеров судна.

Со времени появления первых средств для закрепления судов элементы швартового устройства значительно усовершенствовались, но сама операция швартовки в техническом отношении осталась на старом уровне. В этом можно убедиться, наблюдая швартовку достаточно крупного судна, выполняемую без помощи буксиров при отливном ветре и течении. Нередко эта операция длится более часа.

Наиболее существенным изменением подверглись швартовые механизмы, которые стали необходимыми для вытаскивания швартовых тросов в связи с ростом размеров судов.

Первые ручные швартовые механизмы появились примерно в XI—XII вв. В 1830 г. был построен первый паровой брашпиль со специальными барабанами для обслуживания швартовых операций. Увеличение размеров судов и повышение требований к надежности их закрепления заставляют в настоящее время использовать на судах некоторых типов автоматические швартовые лебедки.

Нужно отметить, что аварии швартового устройства чрезвычайно опасны для жизни людей. При разрыве тута натянутый швартовый трос с огромной скоростью и силой стремится свернуть в спираль, разрушая все на своем пути.

Рассмотрим подробнее перечисленные элементы швартового устройства.

Швартование называется стальным, растительным или синтетическим тросом, обеспечивающим связь судна с причалом или каким-либо плавучим сооружением.

На большого числа требований, которым должны удовлетворять канаты, используемые в качестве швартовов, следует выделить два основных — достаточную прочность и упругость. Швартовы, длина которых сравнительно мала, должны оказывать противодействие двум системам сил — статической, в которой можно отвлечь давление ветра и реакцию течения, и динамической — усиления волновой природы и усиления, связанным с изменением положения судна при погрузочно-разгрузочных операциях и при изменении уровня воды. В последнем случае принято задавать соответствующие перемещения судна, а натяжения в швартовах определять исходя из заданного значения абсолютной деформации.

В связи с малой длиной связи эти деформации всегда приводили бы к разрыву швартовов, имеющих большую жесткость. Например, относительное удлинение, соответствующее разрыву стального троса, равно 0,02, следовательно, при длине швартова 20 м предельное перемещение судна составит только 0,4 м. Таким образом, упругая связь будет обеспечивать более надежное крепление судна, чем жесткие швартовы даже больших размеров.

В этом отношении большие перспективы имеют синтетические тросы, у которых высокая прочность сочетается со значительной упругостью. Для более полной характеристики тросов, используемых в качестве швартовых канатов, целесообразно ввести энергетический признак. В табл. 24 приведены значения работы, необходимой для разрыва различных типов гибких связей. Преимущество синтетических тросов совершенно очевидно.

Таблица 24

Динамическая прочность различных тросов

Тр о с	Работа на разрыв 1 м троса, кДж	Относительная работа на разрыв троса	
		для стальных канатов	для гибких канатов
Металл стальной	550	1,0	1,0
» медный	340	0,6	0,6
Нейлон стальной	4700	8,0	2,8
» медный	4020	5	2,5
Дакрон	2220	4,5	2,0

Растительные тросы сохраняют свое значение благодаря их упругости, но они сильно подвержены гниению и из-за больших размеров очень неудобны в эксплуатации. Однако растительные тросы совершенно взрывобезопасны, поэтому до недавнего времени они были единственными тросами, с которыми можно было выполнять швартовые операции в средней части нефтеналивных судов.

Остановившись на факторах, определяющих усилие в швартовых тросах. В этом отношении существует аналогия между канатами и швартовыми устройствами. Так же, как и в якорном устройстве, натяжение троса при швартовке определяется воздействием ветра, течения и волнения. Но кроме этого при швартовке следует учитывать еще два фактора:

- изменение осадки при погрузке и разгрузке;
- изменение уровня воды при приливах и отливах.

Что касается ветровых сил, то для их определения могут быть полностью использованы данные параграфа 76 с учетом, что ветер может быть направлен произвольно. Это должно найти отражение в выборе площади парусности.

Существенные поправки необходимо сделать на усиление в швартовном канате за счет волнения. Однако этот вопрос пока еще совершенно не исследован. Практика показывает, что в некоторых случаях действительные усилия значительно превышают ожидаемые. Так, в годы второй мировой войны при высадке союзных англо-американских войск в Нормандию были установлены волноломы для образования искусственной гавани. Но во время затопления несколько судов было выброшено на берег так как из-за волнения все швартовы порвались.

Попытки произвести количественный учет волнения также оказались безуспешными. Однако с достаточной степенью уверенности можно констатировать следующие положения:

1. Если период волн равен периоду продольных колебаний судна, то возникающий резонанс приводит к резкому возрастанию усилий в швартовах. В этих условиях начальная слабость приводит к значительному накоплению кинетической энергии и разрыву судна.

2. Установлено, что тугие швартовы значительно уменьшают воздействие волн на судно. Для судов водоизмещением 5000—30 000 т, швартованных обычным способом, опасная периодичность волн находится в районе 1,5 мин., что встречается достаточно часто. Если удастся уменьшить эффект резонанса за счет изменения конструкции закрепления, то необходима более тугая швартовка и дополнительные устройства для поглощения энергии рывков.

3. Увеличив, возникающие в швартовах при изменении уровня воды, связанных с приливами и отливами, чрезвычайно велики. В этом случае возникает необходимость страивать или выбирать канаты (тросы) — обычно вручную или при помощи автоматических лебедок. Аналогичное влияние оказывает изменение осадки

при погрузочно-разгрузочных операциях. Особенное значение это имеет для танкеров и судов для перевозки наливного или навалочного грузов, так как они имеют эффективные грузовые средства.

Следует остановиться на некоторых случаях выходящих за рамки обычных эксплуатационных условий.

Часто в закрытых элеваторах возникают одиночные волны приводящие к значительному изменению уровня воды. В узких каналах на катящиеся швартовы, выброшенных втугой, могут по влиять проходящие суда. Например, в одном из портов был случай, когда все швартовы судна оказались порванными после того, как по каналу прошел большой ледокол. Иногда большие усилия в швартовых возникают из-за давления льда.

Все эти случаи не являются расчетными. Швартовы должны воспринять возрастающие усилия за счет сдвигающегося запаса прочности; если это невозможно, необходимо изменить их длину.

Основным при определении размеров швартовых является ветровая нагрузка и реакция течения. Это подтверждается тем, что диаметр и длина швартовых устанавливаются в зависимости от их характеристик, физическая сущность которой была объяснена выше. Для расчета может быть использован случай симметричного провисания гибкой нити в воздухе.

В заключение отметим, что необходимая эластичность швартовов как правило, зависит от упругости материала

§ 87. Кнехты

Кнехты — это тубы различной конструкции, предназначенные для закрепления швартовых. В конструктивном отношении различают одиночные и парные кнехты. По способу изготовления кнехты могут быть разделены на сварные и литые. Наиболее удобны для закрепления швартовых парные кнехты, позволяющие обхватить трос восьмеркой.

Прямые литые парные кнехты (рис. 203) используются для швартовых канатов средних и больших размеров. На литой фундаментной плите, имеющей отверстие для закрепления на палубе, расположены две тубы. Выступ на основании, соединяющий две тубы, служит для увеличения их изгибной жесткости. Туба заканчивается сверху буртиком, который предотвращает соскальзывание каната. С внешних сторон на тубах имеются выступы, препятствующие сползанию троса. Для швартовых малых диаметров (до 20 мм) используются парные сварные кнехты; в отличие от литых они имеют только ограничивающий буртик (рис. 203, в).

В последние годы для средних и больших швартовых все более широкое распространение получают прямые кнехты, арманные в палубу (рис. 203, б). Палуба в районе их размещения утолщается (в этом месте должна быть расположена какая-нибудь прочная

связь палубного набора). Разновидностью этого типа являются кнехты с наклоном тубы во внешнюю сторону. В этом случае трос стремится сдвинуться вниз, уменьшая изгиб тубы. Однако вряд ли неизбежное при этом технологическое усложнение может быть оправдано описанным преимуществом, тем более, что использование такого кнехта для вспомогательных целей, например для проводки тросов к т д ограничивается.



Рис. 203. Прямые парные кнехты. а — литой; б — сварной.

Парные крестовые кнехты (рис. 204) могут быть литыми или сварными и используются для швартовых больших диаметров. В технологическом отношении крестовые кнехты отличаются

большой сложностью, однако преимуществом их является разнообразие в закреплении тросов, вплоть до возможности одновременного крепления нескольких швартовых.

Крестовые одиночные литые и сварные кнехты сохраняются только на малых судах или как средство закрепления ненагруженных сназей.

Швартов, обхватывающий тубу кнехта, терпит некоторую часть своего натяжения за счет изгиба и трения о поверхность тубы. Натяжение в ветви швартова за тубой согласно зависимости Эйлера будет

$$T = T_0 e^{-\lambda x}, \quad (129a)$$

где T_0 — натяжение в ветви швартова до кнехта;

f — коэффициент трения. Для пенькового каната $f = 0,30-0,35$; для стального $f = 0,10-0,15$

n — число восьмерок;

α — угол охвата тубы кнехта рад

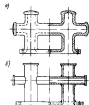


Рис. 204. Парные крестовые кнехты: а — литой; б — сварной

При обходе швартова на парном кнехте (суммировании) $\alpha = 4$. Число восьмерок редко бывает больше пяти, но уже в этом случае натяжение в последней ветви стального швартова примерно в 400 раз меньше, чем усилие в основной ветви. Суммируя все усилия, действующие на тубу парного кнехта, можно определить равнодействующую вызывающую изгиб тубы. Например, для пяти восьмерок

$$R = 2,5T_1$$

где T_1 — натяжение в основной ветви швартова

Поскольку продолжения суммарного усилия R равно высоте тубы от ее основания.

Кнехты, используемые в современной практике, стандартными, поэтому нет необходимости выполнять даже проверочные расчеты их прочности. Однако для нестандартного оборудования такая необходимость может возникнуть; в этом случае могут оказаться полезными следующие рекомендации. Если усилие в основной ветви швартова равно его разрывной нагрузке, то допускаемые напряжения для стальных кнехтов принимаются равными 0,95 предела текучести материала ($[\sigma] = 0,95\sigma_s$). Для чугуна ($[\sigma] = 0,35\sigma_s$), где σ_s — временное сопротивление.

Выше отмечалось, что размеры швартовых тросов определяются по Правилам постройки Регистры СССР в зависимости от якорной характеристики. Диаметр кнехтов также регламентируется Правилами постройки, но в зависимости от размера швартов (табл. 25).

Размеры швартовых кнехтов

Табл. 25

Номинальный диаметр троса, мм	80	90	120	130	175	200	250	300	350	400	450	500
Диаметр стального кнехта, мм	1	13,5	15,5	17,5	19,5	22,5	26,5	30,5	34,5	37,5	42,5	48,5
Порядность роульсовых тросов, мм	5	30	15	40	55	70	85	100	115	130	145	160

§ 68 Киповые планки и клязы

Киповые планки и клязы необходимы для того, чтобы исключить повреждение швартовых тросов при проходе их через ограждение палубы.

В зависимости от типа ограждения палубы используются два вида устройств для проводки швартовых тросов. При легком или открытом ограждении используются киповые планки. Если же швартовы должны проходить через фальшборт то применяются клязы.

Однако в последние годы в результате быстрого усовершенствования швартового оборудования это условие часто нарушается, и при всех типах ограждения борта применяются универсальные или специальные клязы.

Конструкция киповых планок и клязов должна способствовать уменьшению трения при движении швартов.

Киповые планки подразделяются на открытые и закрытые. Простейшая открытая киповая планка показана на рис. 205. Такие планки допускаются для растительных тросов окружностью до 65 мм, так как из-за сравнительно малого радиуса закругления рабочей поверхности киповой планки швартовы быстро изнашиваются.



Рис. 205. Прямая киповая планка

Срок эксплуатации тросов можно значительно продлить, если применить открытые киповые планки с роульсами, число которых варьируется от одного до трех (рис. 206, а). Конструкция бокового и среднего роульсов показана на рис. 207.

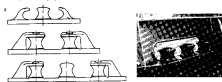


Рис. 206. Киповые планки с роульсами: а — боковой, б — с тремя отделенными роульсами

На современных судах начинают находить широкое применение упрощенные киповые планки, состоящие из нескольких отдельных стоек роульсов. Они устанавливаются у фальшбортов с большими вырезами или просто на палубе у шпротекра на фундаментах сварной конструкции (рис. 206, б).

Чтобы исключить возможность заклинивания тросов, следует обращать особое внимание на величину зазора между роульсами и фундаментом.

Открытые киповые планки позволяют принимать швартовы только снизу или в горизонтальном направлении. В этом отноше-

нии удобные закрытые килевые планки, у которых наметка или откидной роульс закрывают проем в верхней части и позволяют варьировать направление швартовов в более широких пределах.

При закрытых планках швартовы могут под тем или иным углом подниматься вверх при движении судна по каналу со шлюзами, имеющим значительный перепад высот, при швартовке к судну с более высоким надводным бортом и во многих других случаях, когда открытые килевые планки не могут выполнять своих функций.

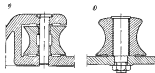


Рис. 207. Воклон (а) и средняя (б) разъемы

Известно, что после ряда аварий при проводке судов в Панамском канале в Правилах постройки классификационных обществ различных стран стали специально оговариваться требования компаний об установке определенного числа закрытых килевых планок или клюзов в зависимости от размеров судна и необходимого количества локомотивов, осуществляющих проводку судов.

На рис. 208 показаны два типа закрытых килевых планок. В первой верхний проем закрывается роульсом, во второй — наметкой.

Килевые планки стандартной конструкции подбираются по диаметру швартовов.

Швартовые клюзы. Простейшим в конструктивном отношении является литой бортовой клюз, показанный на рис. 209. Обычно такие клюзы имеют круглую или овальную форму и соединяются с фальцбортом болтами или заклепками. Простая по форме стальная или чугунная отливка клюза имеет плавное скругление рабочей поверхности, что исключает резкий изгиб швартова.

На рис. 210 показаны ламасовые клюзы. Конструкция чугунного клюза (рис. 210, а) не позволяет добиться радиусов скругления достаточных для больших швартовых тросов. Значительно удобнее в этом отношении литой стальной клюз (рис. 210, б), который просто приваривается к палубе.

Общим недостатком приведенных конструкций является быстрый износ тросов, вызываемый трением при движении швартовов

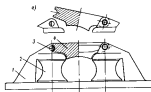


Рис. 210. Килевые планки: а — с наметкой; б — с ориентальными роульсом.

шварта: 1 — роульс; 2 — наметка; 3 — наметка; 4 — наметка

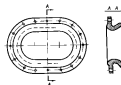


Рис. 209. Швартовые к. к.

в ящике. Поэтому в последние годы появились новые конструкции в которых этот недостаток почти полностью устранен.

Самым простым из них является ящик, изображенный на рис. 211. Он прочен, прост и позволяет в широких пределах варьировать направление швартова. Чтобы облегчить проводку огло (пеган

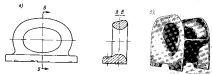


Рис. 210. Скользящий ящик: а — с лентой чулковой; б — с лентой стальной.

в конце троса), вертикальные ролики расставлены широко образую вытянутый зазор. Учитывая, что при проходе ящика на дуба судна чаще всего находится ниже уровня берега, конструкции сместили горизонтальные ролики вниз; это позволяет швартову иметь больший наклон вверх. Однако и в этой конструкции не исключается заклинивание троса между горизонтальными и вертикальными роликами.



Рис. 21. Универсальный ящик

поверхность, когда трос перпендикулярен к оси шкива.

Все же при больших отклонениях от плоскости шкива швартов может проходить вне их; в конструкции, имеющей три шкива (рис. 212, б), трос всегда попадает на шкив. К внутренней стороне корпуса ящика болтами крепится прочная рамка с роликом.

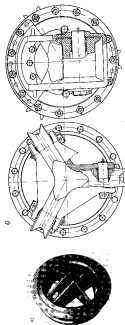


Рис. 212. Автоматический ящик: а — с лентой чулковой; б — с лентой стальной

За счет изменения положения рамки ось ролика ориентируется в соответствии с предполагаемым направлением движения швартова. Вращающаяся обойма закрепляется в корпусе, который, в свою очередь, приваривается или прикрепляется болтами к фальшборту или отдельному фундаменту на палубе.

Следует отметить большую конструктивную сложность автоматических кранов и необходимость тщательного ухода за ними.

§ 22. Кранцы и привальные брусья

Кранцы в швартовном устройстве играют роль буферов. Они смягчают удары и предотвращают повреждение борта, способствуя равномерной нагрузке на большие участки его поверхности.

Постоянные кранцы закрепляются в наиболее верных для соприкосновения местх корпуса: деревянные — заводятся только в период швартовных операций или при маневрировании в узких местах.

Обычно постоянные кранцы находят применение на судах с небольшим надводным бортом. За счет некоторого развала бортов такие суда касаются причала или борта другого судна наиболее широким местом, совпадая с линией пересечения борта и палубы. Целесообразно в этом районе расположить постоянный кранец, размер которого может быть определен в зависимости от назначения судна.

Конструкция и материал кранцев должны способствовать максимальной поглощению энергии, т. е. они должны обладать большой способностью деформироваться при достаточно высоком соприкосновении кранца с телом другой формы. Кроме того, кранцы должны быть стойкими к трению.

Существенным является также внешняя вид судна. Например, вид буксира, обвешанного автомобильными покрышками, которые выполняют роль кранцев, плохо сочетается с современными представлениями о технической эстетике.

Следует отметить, что большинство применяемых в настоящее время постоянных кранцев не всегда отвечает предъявляемым к ним требованиям.

На рис. 213 показаны три типа привальных брусьев. Деревянный и металлический брусья чрезвычайно жестки, поэтому значительно удобнее сплавные или полые резжовые привальные брусья и кранцы, при креплении которых оставляют специальные зазоры допускающие большое изменение формы.

Резжовые кранцы не испытывают кату, не гнутся и лучше работают при трении. Их большая начальная жесткость быстро оканчивается за счет снижения эксплуатационных расходов. Рекомендуется при конструировании рассматривать кранец совместно с фундаментом, который должен способствовать лучшей передаче усилий на прочные связи корпуса судна.

На рис. 227 показан носовой резиновый кранец буксира. Цепь, крепящая кранец, имеет талреп и соединяется со специальным обушком. Вертикальный трубчатый резиновый кранец может быть использован для буксиров и других вспомогательных судов.

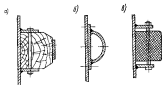


Рис. 213. Привальные брусья: а — деревянные; б — стальной; в — резжовый.

К дополнительным преимуществам резиновых кранцев следует отнести возможность придания им любой формы и хороший внешний вид.

Основные типы морских судов не имеют постоянных кранцев, так как перекрыть или борт в районе контакта с другим судном или причальной стеной металла. Чаще всего для предохранения корпуса судна от повреждений используют временные кранцы, которые заводят при швартовке или в других случаях, когда существует реальная опасность столкновения. Кранцы опускают с борта на тросах и поддерживают на нужной высоте.

На рис. 214 показан малый временный кранец — ослетенный пенькомый придами парусиновый мешок, заполненный крашовой пробой. Тросовая оплетка в верхней части образует петлю с коушем для закрепления троса. Эти кранцы впитывают удар поэтому их следует тщательно просматривать. При швартовке судов на волнении, в особенности в открытом море, мягкие кранцы себя не оправдывают. Размеры кранцов (большой — высотой 700 мм, средний — 500 мм и малый — 300 мм) в этих случаях приходится значительно увеличивать или использовать кранцы из других материалов.



Рис. 214. Малый временный кранец.

1 — крашовой пробой; 2 — тросовая оплетка; 3 — петля; 4 — коуш.

На рис. 215 показана конструкция более совершенного люка математического крана. Однако и это не обеспечивает полного предохранения корпуса судна. Например, у плавучих промышленных без после нескольких рейсов в районе люка остаточные деформации

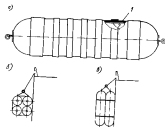


Рис. 215. Пневматический кран: а — конструкция б — закрепление крышки в горизонтальном положении; в — в вертикальном положении.

различный диаметр 2 — диаметр

обшивки борта настолько велики, что приходится выводить суда из эксплуатации и ставить их на ремонт. Таким образом, проблема швартовки судов в открытом море даже при ограниченном возмездии еще ждет своего решения.

§ 80 Вышки

Для хранения швартовых тросов применяются вышки — специальные укрепления на фундаменте барабаны с высокими бортиками. Вышки делятся либо бесприводными, либо с ручным приводом.

Размеру барабана вышки соответствует определенный диаметр троса. Исходящие напряжения в тросе определяются отношением диаметра барабана к диаметру троса. Минимальное допустимое значение этого отношения — 11—12. На рис. 216 показаны бесприводная вышка с ленточным торсионом и вышка с ручным приводом. У бесприводных вышек ось обычно зацепляется

квадратным хвостовиком, позволяющим подсоединить механический привод. Фундамент вышкинется из труб

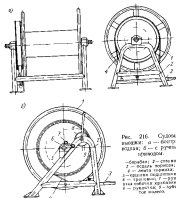


Рис. 216. Судовые вышки: а — бесприводная; б — с ручным приводом.

— барабан; 2 — ступень; 3 — ось торсиона; 4 — лента торсиона; 5 — крышка барабана; 6 — тросовый; 7 — рукоятка обмотки тросового; 8 — рукоятка; 9 — рукоятка тросового.

§ 81 Механизмы швартового устройства

Вопрос о количестве и типе швартовых механизмов решается в зависимости от оснащения судна палубными механизмами и эффективности эффективности самих швартовых механизмов. Решающими показателями являются:

частота швартовых операций; возможность использования механизмов других устройств; возможность контроля длины для затяжки швартовых.

Следует учитывать, что практически на морских судах всех размеров операция вытаскивания швартовых невозможно осуществлять вручную. Нежелательно иметь слишком длинные тросы швартовых канатов и лебедки других устройств, так как они загромождают палубу и увеличивают опасность для находящихся на ней людей.

С точки зрения оснащения механизмами швартовное устройство может быть разбито на три района — носовой, кормовой и средний. Для носовой группы швартовов вопрос решается совмещением швартовых и якорных механизмов. Вращающая и штипа обязательно должны иметь вспомогательные барабаны, предназначенные для обслуживания швартовых операций в этом районе. По сравнению с механизмами, имеющими горизонтальную ось барабанов, вертикальная ось вращения барабана штипы является существенным преимуществом, так как она позволяет принять швартов с любого направления. На лебедку с горизонтальной осью вращения барабана трос должен быть подан в строго определенном направлении, что ограничивает использование этих лебедок при различных направлениях швартовов. Отмеченное преимущество штипы почти полностью определяет выбор именно этого механизма для кормового района.

Таким образом, при наличии кормового якорного устройства штипа выполняет две функции.

Вопрос об обслуживании швартовов в средней части судна решается в зависимости от его размеров и наличия палубных механизмов в этом районе. Все транспортные суда, имеющие грузовое устройство с большим количеством грузовых лебедок, как правило, не требуют специальных швартовых механизмов в средней части. Скорость изменения осадки у этих судов при грузовых операциях незначительна и позволяет обходиться без автоматического контроля за натяжением швартова.

Большая эффективность средств погрузки и соответственно большая скорость изменения осадки наряду с отсутствием механизмов других устройств делают рациональной установку на некоторых судах автоматических швартовых лебедок. К таким судам можно отнести танкеры суда для мусорного и навалочного грузов и т. д.

Автоматические швартовые лебедки по типу привода делятся на паровые, электрические и электрогидравлические. Наибольшее широкое значение имеет паровой привод, особенно для нефтеналивных судов.

Рассмотрим паровую автоматическую швартовную лебедку, механизм контроля которой схематически показан на рис. 217. После достижения швартовом определенного натяжения оператор переводит лебедку на автоматический контроль. При постоянном усилии в швартове лебедка не будет изменять длину троса, так как натяжение в швартове уравновешивается давлением пара в цилиндрах. Если равновесие нарушится и натяжение в тросе, например, увеличится, то под его действием барабан начинает сдвигать трос.

При вращении барабана вал начинает вращаться и приводит в действие автомат с двумя предельными контактами, который контролирует клапан паропровода. После некоторого вращения

один из контактов срабатывает, и автомат открывает доступ пару, который возвращает всю систему в исходное равновесное состояние.

Большое распространение получил планетарный механизм (рис. 218). Натяжение швартова изменяется при вращении бара-

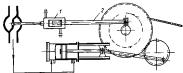


Рис. 217. Схема кормовой автоматической швартовной лебедки:
— автомат-регуль тор. 2 — лебедка

бана, который приводится в движение через центральную шестерню планетарного механизма. Возникающее при этом перемещение зубчатой рейки контролируется специальной пружиной. В момент, когда натяжение пружины достигнет заданной величины,

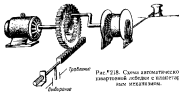


Рис. 218. Схема автоматической швартовной лебедки с планетарным механизмом.

двигатель отключается. При этом зубчатый обод планетарного механизма испытывающий действие натяжения швартова и пружины, находится в равновесии.

Если натяжение в швартове увеличится, зубчатая рейка начнет перемещаться и включит мотор для сбалансирования определенного количества троса. Как только рост усилия в швартове прекратится, пружина вернет всю систему в состояние исходного равновесия.

Оценки различных систем швартовых устройств показывают, что в настоящее время системы со стальными или синтетическими тросами и автоматическими лебедками по эксплуатационным показателям превосходят все остальные. Она лучше воспринимает динамические усилия, обеспечивает надежный контроль натяжения швартовов, безопасна в эксплуатации. Кроме того, у нее высокая стоимость обслуживания.

Применение этой системы сокращает время стоянки и объем ручного труда, затрачиваемого при швартовых операциях, а также уменьшает число несчастных случаев из-за обрывов канатов или их соскакивания с туровых лебедок.

Экономический анализ показал, что затраты на установку автоматических швартовых лебедок на танкеры или рудовозы окупаются менее чем за три года.

На нефтяных судах Правила постройки допускают использование стальных швартовых канатов только в носовой и кормовой частях судна.

Для выбора мощности швартовых механизмов можно использовать следующие рекомендации: рабочая скорость 10—20 м/мин, холостая скорость превышает рабочую в 2—2,5 раза. Типовое усилие может быть рассчитано в соответствии с рекомендациями, приведенными в других разделах, причем сила верев, если таковая не оговаривается специально, принимается максимально возможной. Для приближенной оценки можно использовать зависимость, согласно которой типовое усилие швартового барабана судов длиной до 130 м равно удвоенной якорной характеристике. Для более длинных судов

$$T = (14 - 15)N^{0.5}$$

где N — якорная характеристика;

T — усилие на швартовном барабане, кг.

Одно из требований Правил постройки заключается в том, что привод должен развивать двойную номинальную тягу за 15 секунд.

§ 92 Типы швартовых операций

Можно назвать следующие основные разновидности швартовых операций:

1. Швартовка к причалу или к судну бортом или тентом;
2. Швартовка бортом с зазором;
3. Швартовка кормой;
4. Постановка на бочку.

Первый случай является самым распространенным. Он обеспечивает наиболее удобную связь с берегом и максимальный фронт поручочно-разгрузочных работ. При постановке судна пар-

аллельно причальной стенке удается закрепить его наиболее надежным способом.

Недостаток швартовки бортом заключается в том, что для судна требуется большая длина причальной стенки; кроме того затрудняется отход и подход судна к причалу.

Швартовка плотного мазмокла при оборудованном причале и при достаточной глубине акватории. Если хотя бы один из этих факторов отсутствует, судно

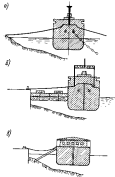


Рис. 219. Схемы швартовки: а — с использованием кая и креплением за бочку; б — с использованием мазмокла; в — с использованием кая; г — с использованием кая и креплением за бочку.

должно находиться от берега на некотором расстоянии. При таком способе швартовки обязательно должно быть ограничено перемещение судна в сторону берега. Это достигается использованием якорного устройства (рис. 219, а), закреплением за бочку, постановкой в образовавшийся зазор между берегом и судном проволочек барж или каких-либо других малосжимаемых судов (рис. 219, б).

Схема захода швартовки для двух первых способов швартовки показана на рис. 220. В зависимости от условий стоянки и размеров судна из общего числа швартовов может быть принята только часть.

При швартовке кормой судно занимает очень мало места у причальной стенки и его отход не связан с какими-либо трудностями. Однако в других отношениях этот способ связан с большими неудобствами. Не имея возможности закрепить судно достаточно жестко и ограничить его вращение относительно кормы только швартовками, приходится дополнительно использовать якорь или бочку. При сильном бортовом ветре эти меры могут оказаться недостаточными, а судно придется либо перешвартовать, либо отвести его от причала. Если учесть, что при швартовке кормой получается очень небольшой фронт работ, то станет понятно, почему для транспортных и пассажирских судов этот способ используется крайне редко.

Распространенной швартовой операцией является постановка

судна на бочку. Обычно бочки имеют массивную якорную цепь — бридель, который соединяет ее с мертвым якорем. Рым на верхней части бочки предназначен для закрепления швартова.

Часто от массивной якорной цепи, полностью расположенной на грунте, идет вверх легкий тросовый бридель, поддерживаемый подвешком. С судна выбирают подвешок и бридель, поднимают якорную цепь и соединяют ее с цепью судна.

Количество бочек, за которые закрепляется судно, зависит от ограничений, накладываемых на перемещение судна. Не следует забывать, что стоящее на одной бочке (якоре) судно при изменении направления ветра может занять любое место в районе



Рис. 220. Швартовка борта

1 — мертвый продольный якорный якорь; 2 — продольный якорный якорь; 3 — якорный привалок; 4 — якорный якорь; 5 — продольный якорный якорь; 6 — якорный привалок; 7 — швартовка якорного привалка; 8 — продольный якорный якорь; 9 — продольный якорный якорь.

ограниченном окружностью, радиус которой определяется суммарной длиной судна, швартова и бриделя. Так как в небольшой или занята судами акватории такие перемещения недопустимы, районы возможного дрейфа ограничивают постановкой судна сразу на несколько бочек.

Развитием описываемых средств для закрепления судна являются швартоные системы, используемые для разгрузки крупнотоннажных танкеров. Многие порты не в состоянии принимать суда, имеющие большую осадку и вынуждены разгружать их на меньшем рейде.

Чтобы исключить обрывы шлангов, соединяющих судно с берегом, в первых якорно-швартоных системах ограничивали перемещение танкера. Однако операции закрепления судна были очень сложными и занимали много времени. Новое, более совершенное устройство заключается в ограничении перемещений бочки, к которой подвешен стационарный механизм разгрузки и к которой швартуется танкер.

§ 93 Подбор элементов швартоного устройства

1. Размер швартоного определяется в зависимости от якорных характеристик N (см. гл. 20). Предел прочности проволоки стальных тросов, используемых для швартова, должен находиться в интервале 130—150 кгс/мм². Тросы, рекомендуемые Правительством, предполагаются достаточно гибкими, не менее 30

чем с семью органическими сердечниками. Число проволок стальных тросов должно быть не меньше 144, а для швартова, обслуживаемого автоматической лебедкой — не менее 186. На растительных тросах рекомендуются минимальные и максимальные толщину для малых судов — пеньковые.

2. Для определения числа кнохтов может быть использована табл. 26, где число кнохтов на оба борта соотносится с водонизом пенным.

Число кнохтов (на оба борта)

Таблица 26

Район	Полное водонизом судна, м						
	25—30	30—40	40—50	50—60	60—70	70—80	80—90
Носовая оконечность	2	2	4	4	4	4	4
Средняя часть		2	2	4	4	4	10
Кормовая оконечность	2	2	4	4	4	4	6

Указанное в таблице число кнохтов уточняется в зависимости от специфики швартоных операций данного судна. Такое уточнение может быть место, например, для промысловых судов, паромов и других специальных судов.

3. Количество кнохтов или кнохтовых планок принимается равным количеству кнохтов. Возникшее расположение кнохтов, кт повых планок и кнохтовых рассчитывается таким образом, чтобы можно было завести цепной створ. (Цепной створ представляет собой небольшую закреплённую на палубе цепь, которая позволяет передать натянутый швартов с механизма на кнохт).

Замкнуты швартоного устройства должны занимать на палубе возможно меньше места, поэтому кнохты обычно располагаются вдоль борта. На рис. 221 показано взаимное расположение кнохтовых планок, кнохтов и кнохтов. Расстояние L принимается равным не меньше чем 10 диаметров кнохтов для малых судов и не меньше чем 6 диаметров — для средних и больших судов. Для удобства работы кнохт должен отстоять от борта на расстоянии не меньше 15 его диаметра

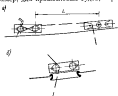


Рис. 221. Расположение кнохтов: а — по стоящему к кнохтовой планке; б — по стоящему к кнохтовому кнохту.

Иногда кнехты располагают непосредственно за вырезом в фальшборте и предназначают как для закрепления так и для отвода швартовов к механизмам.

На судах с двух или трех парами винтовых винтов обязательно устанавливают таким образом, чтобы трос обегал на них с туркача брашпиля. Эти винтовые винты служат для проводки буксирных тросов.

4. **Швартовные механизмы.** Швартовы, размещаемые в носовой части судов, водонизмещающие которых не превышает 28 000 м, могут обслуживаться вспомогательными барабанами якорных механизмов. У больших судов в носовой части устанавливаются специальные швартовные винты. Вызвано это тем, что с увеличением диаметра швартова число возможных шагов на туркаче уменьшается, и обеспечить надежную передачу усилия от механизма к швартову и обратно не удается.

Допускается применение специальных швартовных барабанов с якорными механизмами. Например, на рис. 198 была показана паровая швартовная лебедка, объединенная с полубрашпидом правого борта.

Кормовая группа швартовов при отсутствии в корме какой-либо вспомогательной лебедки должна обслуживаться шпилью или автоматической швартовной лебедкой. На больших судах (водоизмещение больше 28 000 м) должны предусматриваться специальные швартовные механизмы, не связанные с кормовым якорным устройством.

Остановимся на компоновке и некоторых особенностях швартовных устройств на морских судах различных типов. Пассажирские морские суда в подавляющем большинстве случаев закрываются швартовками носовой и кормовой групп.

Типичное расположение элементов швартовного устройства на морском судне для генерального груза приведено на рис. 222, а. Как уже отмечалось, средние швартовы на таких судах обслуживаются лебедками грузовой системы, поэтому расположение кнехтов выбирается с таким расчетом, чтобы облегчить использование этих лебедок (недалеко от межпалубных пространств).

Отличительными чертами надпалубных судов является быстрое изменение осадки при погрузке и разгрузке, подвижность и отсутствие в средней части механизмов, которые могли бы выполнять функцию тяговых органов для швартовного устройства. На таких судах стальные тросы используются как швартовы только в носовой и кормовой частях; широкое распространение в последнее время получают веревочные святигические тросы. На рис. 222, б показано типичное расположение швартовного оборудования танкера водоизмещением около 30 000 м снабженного автоматическими швартовными лебедками.

Швартовное устройство рудозахватных и угольных и др. судов такое же как и у обычных судов, если не считать ограничений, налагаемых подвижностью.

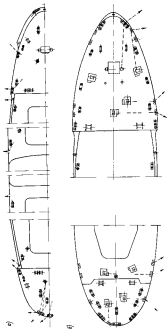


Рис. 222 Расположение деталей швартовки в устройствах: а — на судне с общим грузом; б — на судне с автоматическими швартовными лебедками.

Говоря о развитии швартовного устройства, следует остановиться на следующих моментах. При швартовке наиболее сложными являются подтяжка швартова на берег и маневрирование при подходе судна к причалу, особенно при неблагоприятных ветре и течениях. Поэтому наибольшее внимание конструкторов должно быть направлено именно на эту сторону швартовных операций. Многие решения способствуют облегчению передачи на берег швартова, однако более рациональным следует признать другое направление — улучшение маневренности судна, что достигается различными подручными устройствами.

Полным же является то, что при этом не только упрощаются швартовные операции, но и улучшаются необходимые для эффективной эксплуатации судна маневренные качества на малых водах.

В заключение подчеркнем, что ни автоматизация, ни механизация в целом не являются самоцелью или целью, поэтому только экономическая целесообразность и снижение объема тяжелого ручного труда могут служить достаточным основанием их внедрения.

ГЛАВА 24

БУКСИРНОЕ УСТРОЙСТВО

§ 84. Общесудовое буксирное устройство

Каждое судно может оказаться в таком положении, когда оно лишается возможности двигаться самостоятельно и его приходится брать на буксир, чтобы отвезти в порт для ремонта. Каждое самоходное судно должно быть в состоянии взять на буксир любое другое судно, нуждающееся в такой помощи.

Комплекс средств, позволяющих судну буксировать другой плавающий объект или самому быть взятым на буксир, составляет *буксирное устройство*. Наряду с ним существуют суда, специально предназначенные для выполнения буксирных операций в оказании помощи судам при их маневрировании в портах и на водах.

Выполнение первых буксирных операций связано с появлением судов с механической тягой. Первые буксиры использовались для того, чтобы отвести парусные суда от берега на расстояние, достаточное для их самостоятельного маневрирования. Позднее в прибрежных районах буксиры иногда доставляли парусные суда до порта назначения; очень быстро в перевозках такого рода парусные суда были заменены баржами. В настоящее время перевозки в буксирах и баржах занимают большое место в общем объеме морских и, особенно, речных перевозок.

Буксирные устройства могут быть разделены на общесудовые устройства, необходимые каждому судну, и устройства специальных судов-буксиров.

Существуют три способа буксировки, отличающиеся взаимным расположением буксируемого и буксирующего судов.

В морских условиях основным способом буксировки является *кильватерный*, при котором буксируемое судно следует за буксиром по кильватерному канату той или иной длины (рис. 223, а). В этом случае оба судна, соединенные гибкой связью, могут совершать значительные относительные перемещения, что особенно ценно в условиях открытого моря при большом волнении. Во-

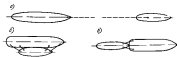


Рис. 223 Способы буксировки: а — кильватерный б — поперечный в — носовой

зможность увеличивать длину буксирного каната является важным преимуществом с точки зрения сопротивления буксируемого судна, так как при этом уменьшается влияние струи, отбрасываемой винтом буксира.

Недостатком кильватерного способа является плохая маневренность, которая заставляет в стесненных местах или извилистых фарватерах уменьшать расстояние между судами. Поэтому при буксировке в портах, где роль маневренности возрастает, приходится даже отказываться от кильватерной буксировки и прибегать к *буксировке лопом*, т. е. бортом к борту (рис. 223, б). Такая буксировка, при которой буксирующее судно пришвартовывается к буксируемому, возможна лишь при полном отсутствии волнения, так как иначе нельзя надежно закрепить суда и избежать повреждений бортов при ударах одного судна о другое.

Третий способ — *буксировка толкаем* (рис. 223, в) — возник в результате стремления увеличить маневренность буксира «с возом» и одновременно уменьшить отрицательный эффект струи отбрасываемой его винтом.

Связанные достаточно жестко буксир и воз представляют собой как бы единое целое, причем буксир может осуществлять движение и контролировать его. В то же время конструкция соединения буксира и воза допускает некоторые относительные вертикальные перемещения, вращательные которых может быть волнение.

Однако буксировка толканием, впервые осуществленная на Великих Озерах (в Америке) и широко распространившаяся на внутренних водных путях, малоприменима для морских условий.

Рассмотрим общесудовое буксирное устройство. Основным элементом его является **буксирный канат**, обеспечивающий прочную и эластичную связь между судами. Размеры буксирных канатов задаются Правилами постройки в зависимости от якорной характеристики.

Из-за больших динамических нагрузок, возникающих при движении судна на завалованном море, большое значение приобре-



Рис. 224. Использование якорных цепей в системе буксирных канатов: а — с одним буксирным тросом; б — с двумя тросами.

тает упругость связи между судами. Податливость соединения, осуществляемого провисающим буксирным канатом, определяется упругостью его материала и занимаемым им положением.

При движении буксируемого и буксирующего судов на волнах величина продольных перемещений концов буксирного каната может быть очень большой, поэтому приходится использовать все резервы увеличения податливости: увеличивать длину буксирного каната, увеличивать его массу за счет тяжелых цепных смачек, якорей и других массивных грузов, включать в буксирный канат амортизаторы (ставки из синтетических или растительных тросов, пружинные амортизаторы и т. д.). На рис. 224 показана компоновка буксирного троса с использованием якорей и якорных цепей буксируемого судна. При буксировке специальным судном буксиром целесообразнее использовать автоматические буксирные лебедки, которые позволяют избежать чрезмерного усиления или буксирных канатов, особенно при буксировке больших судов и плавучих объектов.

Для закрепления буксирного каната в носовой оконечности каждое судно имеет пару специальных **буксирных клещей**, положение которых согласуется с вспомогательными берабами

якорных механизмов. В том случае, когда судно само является буксирующим, буксирный канат закрепляется на специальном буксирном якете в корме.

В аварийной обстановке можно закреплять буксирный канат двумя способами. В первом случае буксирный трос закрепляется на коротких подвесках на уровне шпретреки вокруг всего корпуса (общая брага). Во втором случае петля, образуемая буксирным канатом, закрепляется за фундамент палубных механизмов, рубку, надстройку и т. д. (местная брага).

Для вывода буксирного каната в носовой и кормовой оконечностях служат цепные якоря или **буксирные клещи**, конструкции которых аналогичны швартовным клещам. Надежному закреплению



Рис. 225. Буксирный канат с устройством.

явно и проводке буксирного каната способствует использование якорных цепей и якорных клещей. При этом могут иметь место два варианта компоновки буксирных тросов (рис. 224): присоединение обеих якорных цепей к одному буксирному тросу; присоединение двух цепей к двум буксирным тросам. Второй способ несколько сложнее, но зато обеспечивает некоторые преимущества в маневренности, особенно при коротких буксирных канатах.

При проектировании буксирного устройства транспортных и пассажирских судов необходимо придерживаться одного важного принципа: вносить в конструкцию судна минимальное количество изменений. Буксировка таких судов в условиях открытого моря происходит довольно редко, а усиления, возникающие при перемещении их в портах буксирами, с успехом могут быть восприняты элементами швартовного устройства.

В то же время для несамостоятельных судов, перекачивание которых осуществляется буксирной, весь процесс проектирования следует вести с учетом особенности их движения.

Не останавливаясь на этом вопросе подробнее, отметим, что самой существенной проблемой является двойственность движения буксиряемого судна. Большое отклонение баржа от курса не только нежелательно, так как заметно скапливается на борту волнения, но и опасно, потому что буксир может быть перевернут рылом или оттолкнута буксирного троса.

Интересным предложением для повышения устойчивости движения буксируемых судов является включение в буксирный канат паравана (рис. 225). Благодаря особенностям конструкции паравана

ван при отклонении баржи от курса смещается в обратную сторону, увеличивая тем самым выравнивающее действие натяжения буксирного каната.

§ 95 Буксиры и их буксирное устройство

Современные буксиры выполняют большое количество самых различных операций, например: вход и выход судов из порта; буксировка грузовых барж и лэкаторов; перемещение судов внутри акватории порта; спасательные операции; буксировка на различные расстояния плавучих кранов, доков и т. д. Наиболее важными характеристиками буксиров является упор двигателя и маневренность, что вытекает из характера выполняемых ими операций. В настоящее время при проектировании судов этого класса основным показателем является эффективность работы буксира с осом.

Если в проектной задаче скорость при буксировке специально не оговаривается, то ее принимают равной 3—7 узлам.

Очень серьезным вопросом является остойчивость буксиров как при буксировке, так и при свободном ходе, когда большая часть корпуса открывается из-за впадины, образующейся между носовой и кормовой группами волн.

Большое внимание при проектировании буксиров следует уделять винтам. Проблема эта чрезвычайно сложна, особенно если учесть большое многообразие режимов работы. У современных буксиров винты в насадках обеспечивают практически постоянное соотношение между упором и мощностью главной установки, находящееся в пределах 0,01—0,15 м/л. с. Многие авторы утверждают, что применение насадок может повысить эффективность винта на 25—30%. Однако при этом резко ухудшится работа руля на заднем ходу.

При определении места крепления буксирного каната нужно стремиться уменьшать воздействие натяжения каната на массовые качества буксира. Например, при креплении троса в корме поворота буксира будет препятствовать момент натяжения каната и который соосиловителем войдет половина длины судна. Для уменьшения момента нужно сместить точку крепления к центру тяжести.

Требование устойчивости буксира на курсе не позволяет полностью совместить точку крепления буксирного троса с центром тяжести судна, и на современных буксирах ее отстояние принимает равным 10% длины судна в корму.

При повороте буксира канат меняет направление, перемещаясь над палубой. Поэтому для предохранения людей и механизмов в этом районе устанавливаются *буксирные арки*. Таким образом, надстройки приходится концентрировать в первой половине судна, что определяет характерный контур этого класса судов (рис. 226).

Большое внимание следует уделять также крапцам буксиров. Основную роль играют носовой и кормовой постоянные крапцы. Каждый из них представляет собой чехол из парусины, заповенный микропористой резиной или какими-нибудь другим эластич-



Рис. 226. Буксир

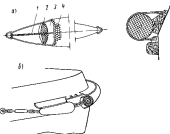


Рис. 227. Крапцы буксиров. а — обычные, б — резиновые.
1 — шкив; 2 — захватчик; 3 — трос; 4 — канат

ным ненапрягающим материалом. Прочным связью является сердечник из стальной проволоки. Крапцы покрываются стальной или пеньковой оплеткой. На рис. 227 показана типичная конструкция буксирного крапца и узлы его крепления к корпусу буксира.

§ 98 Элементы буксирного устройства

Наиболее важными элементами буксирного устройства являются:

- устройство для закрепления буксирных канатов;
- буксирные арки;
- буксирные лебедки.

Устройство для закрепления буксирных канатов должно удовлетворять следующим требованиям:

- обеспечивать быструю отдачу буксирного каната;
 - максимально поглощать энергию рычков и ударов возникающих при буксировке;
 - быть простым и компактным;
 - изменять направление буксирного каната в широких пределах.
- Кроме того, это устройство должно быть расположено комомом над палубой.

На первых буксирах канаты закреплялись на массивных тумбах, которые впоследствии были заменены специальными гаками, изменяющими положение при перемещении каната с борта на борт. Поскольку это не обеспечивало быстрой отдачи буксирного каната, у места его закрепления постоянно должен был находиться дежурный с топором. Однако если можно разрубить пенный канат в обычных условиях, то справиться с канатом, покрытым льдом, особенно если он постоянно перемещается, не всегда легко.

В современных устройствах для отдачи каната, находящегося под действием некоторого натяжения, достаточно освободить шарнирно закрепленный так. На рис. 228 показаны различные конструкции буксирных гаков. На морских и портовых буксирах находят применение гаки III и IV типов. Гак I типа обычно является запасным, а гак II типа может быть использован на речных буксирах.

Система отдачи буксирного троса имеет важное значение для безопасного плавания буксира. Практика показывает, что большое число серьезных аварий буксиров было вызвано выходом из строя устройства автоматической отдачи каната. Принцип работы этих устройств заключается в том, что при достижении буксиром опасного крена так освобождает удерживаемый им трос.

В настоящее время существует много различных вариантов устройств для автоматической отдачи буксирного троса. Наиболее перспективным является устройство, в котором используется принцип сообщающихся сосудов. Вызываемое креном изменение уровней ртути в двух вертикальных сообщающихся трубках в определенный момент приводит к срабатыванию электрического устройства, отдающего стопор газа.

Важное значение отводится проблеме амортизации. Сравнение податливости даже короткого провисающего буксирного троса с податливостью пружинных амортизаторов гаков показывает, что

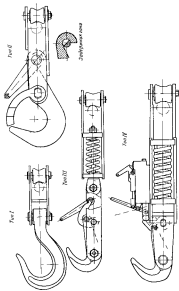


Рис. 228 Типы буксирных гаков.

I — простой; II — с пружиной; III — с автоматической отдачей; IV — с креном или элероном

Часть волнения в поглощении энергии колеблющихся на волнении судов очень мала. Однако амортизаторы гаков эффективно гасят ударные волны, возникающие в буксирном тросе. Можно показать, что при отражении от жесткой опоры параметры ударной волны — натяжение в период — практически не изменяются.



Рис. 229 Буксирный гаки Momench

такая компания Momench, показана на рис. 229. При приложении нагрузки сжатие пружины осуществляется двумя криволинейными рычагами. При увеличении натяжения и сближении нижних концов рычагов плечи, сжимающие пружину, увеличиваются, что и приводит к повышению жесткости.

Закрепляют буксирные гаки на самонаводящихся буксирных дугах при помощи штырей или роликовых кареток. В первом случае катушка гака может перемещаться по массивной дуге, которая имеет в сечении сальниковую форму. Чтобы гак сохранял горизонтальное положение, под ним делается несколько ползунков (рис. 230).

Крепление гака при помощи штыря показано на рис. 231. На этом рисунке виден буксирный трос, который проходит к лебедке, расположенной во внутреннем помещении. Второй вариант крепления несколько иначе, однако он не обеспечивает такой свободы перемещений гака, как в случае его крепления на дуге.

Предельные положения при вращении гаков в горизонтальной плоскости конструктивно ограничиваются. Чтобы исключить перемещения буксирного троса в нос от точки крепления гака и тем самым ограничить поворот последнего, используются различные

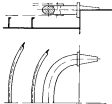


Рис. 230. Буксирные дуги.

ограничителя. На рис. 232 показан ограничитель, соединенный с фальшбортом.

Буксирные арки. Буксирные арки предназначены для защиты людей, а также предметов на палубе от повреждений буксирным канатом.



Рис. 231 Крепление буксирного гака на штыре

На рис. 233 показана буксирная арка, укрепленная на фальшбортах катания. Подкрепляющая стойка установлена в ДП. Вся конструкция выполнена из труб.

Высота арок определяется положением буксирного троса, проходящего от гака до планширя фальшборта в корме буксира.

Буксирные лебедки. Морские буксиры, которые часто используются для перегонки различных плавучих объектов или судов, потерпевших аварию, обычно оснащаются специальными буксирными лебедками. Рыбки, возникающие при движении буксира и буксирного объекта на волнении, не приведут к опасным последствиям только в том случае, если буксирный трос будет иметь достаточную длину. Однако при значительном увеличении длины

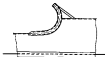


Рис. 232. Ограничитель буксирного троса на фальшборте.

буксирного каната резко ухудшается маневренность системы буксир—воз. Регулирование длины буксирного каната достаточно быстро и эффективно осуществляется с помощью буксирных лебедок. Чрезвычайно полезной является установка на морских буксирах автоматических буксирных лебедок, принцип работы которых аналогичен автоматическим швартовным лебедкам.

Буксирные лебедки должны обеспечивать травление троса за счет хода судна, а также створение троса при неработающем двигателе лебедки. Лебедки буксиров неограниченного района плавания устанавливаются в специальных закрытых помещениях

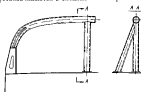


Рис. 233. Буксирная лебедка

На морских буксирах имеющих сравнительно малый диапазон, их помещают просто на верхней палубе. При этом используются проводки троса через блок, устанавливаемый вместо гака. На портовых буксирах специальных лебедок нет совсем. Однако на таких буксирах необходимо иметь легкую лебедку для выбора проводки — легкого троса, служащего для передачи основного буксирного каната.

Буксировка судов во льдах. Способ буксировки судов во льдах определяется ледовыми условиями. При этом во всех случаях длина буксирного троса должна быть значительно меньше, чем при работе на открытой воде. Это объясняется резким снижением управляемости буксируемого судна даже при сравнительно легкой ледовой обстановке. Чем серьезнее ледовая обстановка и чем быстрее замалится канал, оставленный ледоколом, тем короче должен быть буксирный трос. Такой трос не только облегчает движение судна, но и улучшает его управляемость, уменьшая расхождение, а следовательно и возможность повреждения о крайние каналы.

Расстояние между судами зачастую сокращается до 30—40 м. Это требует постоянного внимания персонала на буксируемом судне, чтобы успеть дать задний ход и погасить инерцию судна при внезапной остановке буксирующего ледокола. Часто при ледо-

вой буксировке ледокол и буксируемое судно движутся вплотную друг за другом. При этом в корме ледокола делают специальную выемку, куда входит форштевень буксируемого судна, а судно, следующее за ледоколом, дополнительно раскрепляется стальными тросами или цепями.

Океанская буксировка. Буксировка плавучих доков, недостроенных или, наоборот, уже закончивших свою жизнь судов различных несамостоятельных судов и других плавучих объектов в современной морской практике не является чем-то чрезвычайным. Впервые такая буксировка была осуществлена в 1905—1906 гг., когда из Англии на Макинские острова был приведен на буксире плавучий док. Расстояние 13 000 миль было пройдено за 106 дней.

С тех пор мореходность, тяговое усилие, автономность и другие качества океанских буксиров значительно улучшились. Накоплен значительный опыт, позволяющий заметно увеличить дальность переходов между портами-убежищами с заправкой в море без остановки. Появился также опыт проектирования оборудования для буксировки, что не менее важно. Сюда относятся длина, размеры и компоновка буксирного каната, методы закрепления способы противодействия ветру и волнам и т. д.

Недостаточно внимание к обеспечению заданности элементов буксирного устройства, выбору времени и маршрута чреват серьезными последствиями. Вернемся к случаю буксировки линейного корабля «Сан-Пауло» из Рио-де-Жанейро в Англию. В переходе участвовали океанский буксир-спасатель «Востер» мощностью 3500 л. с. и буксир «Декстроз». Буксирный канат состоял из 3 свичек якорного каната линейного корабля и 160 м стального троса диаметром — 130 мм. В качестве амортизатора был включен маневренный трос окружностью 500 мм и длиной — 200 м.

Во время сильного шторма в Северной Атлантике морская цепь линейного корабля не выдержала, после чего его габель была уже неизбежной. Этот случай выходит за рамки обычных, так как буксируемый корабль был недостаточно хорошо подготовлен к рейсу. Однако после разрыва буксирного троса яряд ли какое-либо судно, лишенное собственных средств движения, смогло бы выжить в подобных условиях. Это позволяет основной причиной гибели «Сан-Пауло» считать несовершенство буксирного устройства и неправильный выбор маршрута и времени перехода.

§ 97. Некоторые рекомендации для расчета буксирных тросов

Расчеты буксирных тросов в настоящее время базируются на следующих положениях, выдвинутых академиком А. Н. Крыловым в его статье «Технические соображения о буксировке судов»:

1. Размеры буксирных тросов должны определяться в зависимости от состояния моря, для чего используются три характерных значения:

T_1 — при тихом погоде,
 T_2 — при внезапном шквале, когда натяжение достигает величины удара двигателей на швартовном режиме;

T_2 — наибольшее натяжение, которое в самом тяжелом случае не должно превышать половины разрывной нагрузки троса.

Наибольшее натяжение T_2 возникает в результате изменения расстояния между судами при буксировке на волнении и может в несколько раз превосходить среднее значение натяжения.

2. При определении максимального натяжения вводится допущение о малом влиянии натяжения буксирного троса на участие судна в орбитальном движении частицы воды.

3. Провисание буксирного троса принимается малым.

4. Весь процесс рассматривается как статический.

5. Полная податливость связи, соединяющей буксир и судно определяется как сумма податливости провисания и упругого удлинения.

Наиболее тяжелым расчетным условием является такое, при котором происходит максимальные колебания буксира относительно неподвижного (из-за шквального ветра) якоря, а натяжение троса достигает половины разрывной усадки. Избежать больших перегрузок буксирных канатов можно за счет уменьшения скорости, изменения направления буксировки, увеличения длины каната, а также в результате конструктивных мер по увеличению жесткости. Использование зависимостей, приведенных в разделе «Глубкие связи» (см. стр. 334), позволяет учесть упругие свойства буксирного каната и параметры колебаний судна на волнении. Сохраняя допущение о малом участии судна в орбитальном движении, мы делаем тем большую ошибку в безопасную сторону, чем меньше судно.

Расчет может быть выполнен либо для определения допустимых условий буксировки судна при использовании его штатного буксирного троса, либо для определения прочих размеров тросов при заданных условиях буксировки.

Для буксируемых судов расчет чаще всего выполняется по первой схеме. В этом случае должны быть заданы следующие величины:

размер сечения и длина буксирного каната
размеры судна, которые необходимы для нахождения координат центра тяжести судна и давления ветра при буксировке

Порядок выполнения расчета:

1. Для данной скорости и силы ветра определяется полное сопротивление судна, представляющее горизонтальную проекцию натяжения буксирного каната.

2. Определяется стрелка и характеристика провисания буксирного каната. Длина буксирного троса с достаточной точностью может быть принята за расстояние между судами.

3. Определяется допустимое динамическое натяжение, равное разности

$$\frac{P_{\text{раз}}}{2} - T,$$

где T — усадка в тросе при заданной силе ветра

$P_{\text{раз}}$ — разрывное натяжение троса

Зная динамическую составляющую натяжения, можно найти максимальное значение скорости спрямления троса.

4. Используя графики раздела шестого, находим значение характеристики φ и соответствующие комбинации τ и λ , представляющие период и амплитуду колебаний судна. От этих величин нетрудно перейти к параметрам волнения, допустимого для принятой силы ветра.

Во втором случае, изменяя порядок расчета, определяют максимальную скорость спрямления и динамическую добавку натяжения (ΔT). Суммарное натяжение $T + \Delta T$ не должно превышать $0,5P_{\text{раз}}$. При этом приходится выполнять несколько приближений, варьируя диаметр и длину буксирного каната. Можно использовать приближенные зависимости; например, для определения разрывного сопротивления троса существует формула Регистра СССР

$$P_{\text{раз}} = 0,01 \pi N_0 \quad (130)$$

где $P_{\text{раз}}$ — разрывное сопротивление троса, кг

N_0 — мощность буксира, л. с.;

π — запас прочности, изменяющийся от 6 до 8

Длина буксирного троса может быть приближенно задана в зависимости от мощности буксира. Она изменится от 450 м при $N_0 = 500$ л. с. до 800 м при $N_0 = 3000$ л. с.

РАЗДЕЛ ШЕСТОЙ

Гибкие связи в судовых устройствах

ГЛАВА 26

РАСЧЕТ ГИБКИХ СВЯЗЕЙ

§ 50 Общие положения

К гибким связям относятся стальные, растительные, светилосные тросы и цепи, используемые практически во всех судовых устройствах. Однако место, которое занимают эти связи в каждом из устройств, различно.

В якорном, швартовном и буксирном устройствах цепи и различные тросы представляют собой основной элемент, определяющий конструктивные особенности устройства в целом. Расчет усилий в гибких связях и определение их размеров является главной задачей при проектировании перечисленных устройств.

В грузовом и спасательном устройствах гибкие связи не являются основным элементом, хотя работа грузовых стрел, палубных кранов и шлюпбалок без гибких связей невозможна.

Значительна роль гибких связей и в других устройствах — сигнальном, леерном, промышленном и т. д.

Расчет, конструктивные особенности, свойства, способы изготовления различных типов гибких связей и другие вопросы, которые рассматриваются в этом разделе, являются общими для многих судовых устройств.

Классификация гибких связей и их свойства. Основным признаком различных типов тросов и цепей является гибкость, т. е. практически полное отсутствие сопротивления изгибу. В цепях это свойство возникает благодаря подвижному соединению отдельных звеньев, в тросах — за счет малой изгибной жесткости образующих трос элементов и их взаимного соединения, допускающего относительные перемещения.

По характеру выполняемых функций гибкие связи могут быть разделены на три группы:

1 — *стоячий такелаж*, представляющий собой связи, которые осуществляют неподвижное распределение той или иной конструкции. Примером может служить стоячий такелаж грузовых и сигнальных мачт.

2 — *бегущий такелаж*, включающий снасти, работающие на блоках либо для изменения направления приложенного усилия либо для получения выигрыша в силе или расстоянии (в зависимости от характера решаемой задачи).

3 — *якорные, швартовные и буксирные канаты*.

В зависимости от того, какую функцию выполняет рассматриваемая гибкая связь, она должна обладать теми или иными свойствами, основными из которых являются прочность вес и упругость.

Прочность характеризуется разрывным усилием. Для некоторых связей используется характеристика прочности, связанная с нагрузкой при испытании.

Вес гибкой связи характеризуется относительной величиной — *потонным весом*, который представляет собой вес элемента гибкой связи единичной длины.

Упругость определяется величиной относительных деформаций возникающих при приложении нагрузки.

Сложность точной оценки этого свойства заключается в том, что зависимость между деформацией и приложением в гибких связях не имеет линейного характера. Представление о гибкости может быть получено по величине разрывного удлинения — относительной деформации, соответствующей разрывной нагрузке. Иногда упругость характеризуется величиной относительной деформации при нагрузке, равной определенной доле от разрывной.

Отмеченные свойства являются общими для всех гибких связей. Остальные свойства, присущие тому или иному типу гибких связей, мы рассмотрим ниже.

В некоторых случаях, особенно при математической обработке, удобнее оперировать не реальной связью, а ее теоретической моделью, так называемой *гибкой нитью* обладающей весом или частью свойств реальной связи. Какие свойства должны быть учтены в рассматриваемой задаче и каковы из них можно пренебречь, можно решить только в каждом конкретном случае.

§ 55 Форма и натяжение гибких нитей в статических условиях

В реальных условиях гибкие снасти находятся в постоянном изгибании. Однако не во всех случаях динамические факторы оказывают большое влияние, что позволяет ограничиться расчетом, включающим определение положения и натяжения связей только в статических условиях.

В настоящем параграфе мы рассмотрим три задачи: равновесие гибкой нити под действием собственного веса, равновесие гибкой нити, находящейся в потоке, скорость течения постоянна;

некоторые случаи равновесия нити с переменной массой и со средоточенными грузами.

Равновесие гибкой нити под действием собственного веса. Рассмотрим равновесие гибкой тяжелой нити, находящейся под действием только собственного веса.

Определение минимума предполагает, что вес единицы объема нити превышает удельный вес среды, в которой она находится, т. е. нить имеет отрицательную плавучесть. Момент, возникающий при изгибе гибких связей, пренебрежимо мал, что позволяет считать нить гибкой.

В сформулированной постановке задача решена и приводит к хорошо исследованному в теоретической механике уравнению цепной линии.

Если принять начало координат в самой нижней точке нити (рис. 234), то уравнение цепной линии будет иметь вид

$$y = -\frac{T_0}{\gamma} \left(\operatorname{ch} \frac{\gamma x}{T_0} - 1 \right) \quad (131)$$

где T_0 — горизонтальная проекция натяжения нити;

γ — погонный вес нити. Основные свойства цепной линии формируются следующим образом:

1. Горизонтальная проекция натяжения постоянна по величине во всех точках нити.
2. Минимальное натяжение нити равно значению горизонтальной проекции натяжения.
3. Натяжение в любой точке линейно связано с ее ординатой

$$T = T_0 + \gamma y \quad (132)$$

Длина нити от начала координат до точки с абсциссой x будет

$$S = \frac{T_0}{\gamma} \operatorname{sh} \frac{\gamma x}{T_0} \quad (133)$$

Используя для исключения x выражение (131), можно получить зависимость S от ординаты y

$$S = \frac{T_0}{\gamma} \sqrt{\left(\frac{\gamma y}{T_0} \right)^2 + 2 \left(\frac{\gamma y}{T_0} \right)} \quad (134)$$

Уравнение участка нити (рис. 234) при пересечении начала координат на левую его границу имеет вид

$$y_1 = \frac{T_0}{\gamma} \left[\operatorname{ch} \frac{\gamma}{T_0} (x_1 - x_2) - \operatorname{ch} \frac{\gamma x_2}{T_0} \right] - \frac{2T_0}{\gamma} \operatorname{sh} \frac{\gamma (x_1 + x_2)}{2T_0} \operatorname{ch} \frac{\gamma x_2}{2T_0} \quad (135)$$

Для некоторых задач представляет интерес уравнение нити, провисающей между двумя расположенными на одной высоте точками, расстояние между которыми задано и равно l .

Принимая $x_0 = -\frac{l}{2}$ и направляя ось y вниз, получим

$$y = 2 \frac{T_0}{\gamma} \operatorname{sh} \frac{\gamma x}{2T_0} \operatorname{sh} \frac{\gamma (l-x)}{2T_0} \quad (136)$$

Связь между длиной нити, расстоянием l и горизонтальной проекцией натяжения T_0 определяется выражением

$$\frac{2T_0}{\gamma} \operatorname{sh} \frac{\gamma l}{2T_0} = S \quad (137)$$

Для наклонного участка цепной нити при заданной длине и разности высот точек подвеса можно записать

$$\operatorname{ch} \frac{\gamma x_1}{T_0} - \operatorname{ch} \frac{\gamma x_2}{T_0} = H$$

$$\operatorname{sh} \frac{\gamma x_1}{T_0} - \operatorname{sh} \frac{\gamma x_2}{T_0} = S$$

где x_1 и x_2 — абсциссы правой и левой точек подвеса; H — разность их высот ($y_2 - y_1$).

Решая эти выражения последовательно относительно x_1 и x_2 , получим

$$x_1 = \frac{T_0}{\gamma} \ln \left\{ \sqrt{\left[\frac{\gamma}{2T_0} (S+H) \right]^2 + \frac{S+H}{S-H}} + \frac{\gamma}{2T_0} (S+H) \right\}$$

$$x_2 = \frac{T_0}{\gamma} \ln \left\{ \sqrt{\left[\frac{\gamma}{2T_0} (S+H) \right]^2 + \frac{S+H}{S-H}} + \frac{\gamma}{2T_0} (S+H) \right\} \quad (138)$$

Если задано расстояние между концами нити по горизонту ($x_1 - x_2 = l$), то выражения (138) позволяют в зависимости от постановки задачи определить одну из трех величин — S , H и T_0 . Не представляет труда и определение угла наклона в конечных точках.

При рассмотрении симметрично провисающей нити с большим натяжением (рис. 235) иногда удобнее пользоваться упрощенными выражениями. Положение нити характеризуется уравнением

$$y = \frac{\gamma}{2T_0} (x^2 - a^2) \quad (139)$$

которое получается удержанием первых членов при разложении гиперболических функций в выражении (136) в степенной ряд. Оценка погрешности показывает, что с 5%-ой ошибкой выражение (139) можно использовать вместо точного для тех случаев, когда стрелка провисания достигает $\frac{1}{4} l$.

Таким образом, выражение (139) может быть использовано для расчетов буксирных и швартовных тросов. Раскладывая в выражении (137) гиперболический синус в степенной ряд и удерживая два члена, можно получить достаточно точную формулу для определения горизонтальной проекции натяжения

$$T_0 = \frac{w l^2}{24(S-1)} \quad (140)$$

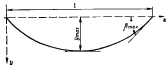


Рис. 256 Симметрично провисающая нить

Можно заметить, что предельное условие выполнено так как только при бесконечном натяжении нить не имеет провисания ($S = 1$).

Равновесие гибкой нити, находящейся в потоке, скорость которого постоянна. Рассмотрим равновесие элемента нити ΔS под действием сил его веса $\gamma \Delta S$, реакции потока $R \Delta S$ и реакции отброшенных частей, представленных в виде арочек для натяжений на оси координат. Сила, образующаяся при набегании потока на элемент нити единичной длины

$$R = c \frac{\rho v^2}{2} d \sin^2 \beta \quad (141)$$



Рис. 258 Равновесие элемента нити.

где c — коэффициент сопротивления

d — диаметр нити;

$\frac{\rho v^2}{2}$ — скоростью напор

Так как $c \frac{\rho v^2}{2} d = c$, то $R = c \sin^2 \beta$

Проекция всех сил на горизонтальную и вертикальную оси

$$T \cos \beta + d(T \cos \beta) - T \cos \beta + R \sin \beta \Delta S = 0$$

$$T \sin \beta + d(T \sin \beta) - T \sin \beta - \gamma \Delta S - R \cos \beta \Delta S = 0$$

После дифференцирования и подстановки значения R решение полученной системы относительно $d\beta$ и dT имеет вид

$$dT = \gamma d\beta$$

$$T d\beta = (c \sin \beta + \gamma \cot \beta) d\gamma. \quad (142)$$

Первое уравнение может быть непосредственно проинтегрировано

$$T = c_1 + \gamma \beta \quad (143)$$

Интегрирование второго уравнения также не вызывает трудностей, так как переменные в нем разделяются. Учитывая только что полученное выражение для T имеем

$$\frac{d\beta}{\lambda \sin \beta + \cot \beta} = \frac{d\gamma}{\gamma},$$

где отношение $\frac{c}{\gamma}$ заменено на λ .

Отсюда

$$T = c_2 \left(\frac{2\lambda \sin \beta - 1}{2\lambda \cos \beta - 1 + \sqrt{4\lambda^2 + 1}} \right)^{\frac{1}{\sqrt{4\lambda^2 + 1}}} \quad (144)$$

Используя выражение (143) можно связать β и γ

Из очевидного соотношения $dx = d\gamma \cot \beta$ может быть получено выражение, связывающее x и угол подъема нити над горизонтальной плоскостью β . Произвольные постоянные c_1, c_2 могут быть определены из граничных условий, которые связаны с характером решаемой задачи.

Некоторые случаи равновесия нитей с переменной массой и сосредоточенными грузами. Приведенные выше решения показывают, что натяжение провисающей нити не остается постоянным. В выражении (132), определяющем натяжение нити, второй член включает ординату и потенциальный вес. Эта переменная величина может играть различную роль в зависимости от значения составляющих натяжения. В том случае, когда она велика, определение прочных размеров связано по максимальному условию становится нерациональным, так как большая ее часть останется недонапряженной. Поэтому в некоторых случаях может быть поставлена задача о расчете связи с переменным весом.

1. Рассмотрим один тип таких связей с постоянными напряжениями по длине нити. Условие постоянства напряжений позволяет связать вес нити с существующим в ней натяжением

$$\sigma = \frac{T}{F} = \text{const} \quad T = \sigma F = \frac{1}{r} \gamma \quad (145)$$

где σ — напряжение в нити;

F — площадь сечения нити;

r — коэффициент, зависящий от типа связи

Используя уравнение равновесия нити (142) и отбрасывая члены, учитывающие действие потока жидкости, получим

$$\frac{dT}{dy} = \gamma \quad \frac{d\beta}{dy} = \frac{\gamma}{r} \operatorname{ctg} \beta$$

Подставляя значение γ из уравнения (143) получим

$$\frac{dT}{dy} = rT \quad \frac{d\beta}{dy} = r \operatorname{ctg} \beta$$

Интегрирование первого уравнения дает

$$T = c_1 e^{rs} \quad (146)$$

второго —

$$\cos \beta = c_2 e^{-rs} \quad (147)$$

Если рассмотреть произведения этих выражений

$$T \cos \beta = c_1 c_2$$

то можно заключить, что и в этом случае горизонтальная проекция натяжения постоянна.

Используя соотношение $dy = dx \operatorname{tg} \beta$ и исключив с его помощью β из выражения (147) получим

$$\frac{dy}{dx} = \sqrt{\frac{e^{2rs} - 1}{c_1^2}} \quad (148)$$

После разделения переменных и интегрирования получим

$$c_1 e^{-rs} = \cos(\alpha x + c_3)$$

и окончательно

$$y = \frac{1}{r} \ln \left| \frac{c_4}{\cos(\alpha x + c_3)} \right| \quad (149)$$

Не останавливаясь на математических выкладках приведем выражения для длины нити

$$S = \frac{1}{r} \ln \left(c_5 + \sqrt{c_5^2 - 1} \right) + c_6 \quad (150)$$

Все произвольные постоянные, так же как и в предыдущем случае могут быть определены из граничных условий применительно к каждой частной задаче.

2. Изучение различных устройств свидетельствует, что в судовой практике находят широкое применение гибкие связи, имеющие участки с различными погонными весами или включающие сосредоточенные грузы. Рассмотрим некоторые из этих комбинаций.

Нить, состоящая из двух участков с различной массой. Такая нить может быть представлена уравнениями двух ее участков с различными погонными весами γ_1 и γ_2 соединенных в одной

точке (рис. 237). Начало координат одной из этих двух цепных линий смещено по отношению к основным осям на ξ и ζ откуда $y = y' - \zeta$, $x = x' - \xi$.

Ветви, отмеченные на рис. 237 пунктиром отбрасываются.

Точка соединения нитей должна находиться в равновесии, для чего необходимо, чтобы натяжение оставшихся частей и их углы наклона были равны. Именно эти два условия — равенство натяжений $T_1 = T_2$ и равенство тангенсов углов наклона

$$\operatorname{ctg} \frac{\gamma_1 x_1}{T_1} = \operatorname{sh} \gamma_2 \frac{x_2 + l}{T_2}$$

позволяют найти величинами ξ и ζ

$$\xi = x_2 \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1 \right)$$

$$\zeta = y_2 \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1 \right) \quad (151)$$

Таким образом, уравнение нижней ветви составной нити

$$y = \frac{T_2}{\gamma_2} \operatorname{ch} \frac{\gamma_2 x}{T_2} \quad (152)$$

верхней ветви

$$y = \frac{T_2}{\gamma_2} \operatorname{ch} \left[\frac{\gamma_2}{T_2} (x - x_2) + \gamma_2 \frac{y_1}{T_1} \right] + y_2 \left(1 - \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \right) \quad (153)$$

Если задана длина одной из ветвей составной нити то вместо этого выражения

$$S = \frac{T_2}{\gamma_2} \operatorname{sh} \frac{\gamma_2 y}{T_2}$$

можно определять координаты точки соединения. Рассмотренный случай соответствует симметричному провисанию нити из трех участков, крайние из которых имеют одинаковую длину и погонный вес.

Составная нить, включающая сосредоточенный груз. Участки нитей до и после сосредоточенного груза описываются уравнениями цепных линий. В этом случае существенными также являются заданные величины, характеризующие положение точки соединения. Составим уравнения равновесия точки C (рис. 238)

$$T_1 \cos \beta_1 = T_2 \cos \beta_2;$$

$$T_1 \sin \beta_1 + P = T_2 \sin \beta_2; \quad (154)$$

где T_1 и T_2 — реакции отброшенных ветвей;

β_1 и β_2 — углы наклона касательных в точке C

P — вес сосредоточенного груза

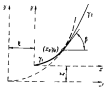


Рис. 237 Составная нить

Так как условие постоянства горизонтальной проекции натяжения сохраняется до первого уравнивания имеет вид

$$T_1 \cos \beta_1 = T_2 \cos \beta_2 = T_0$$

Если длина и погонный вес одной из ветвей заданы, то можно определить граничные данные для второй ветки. Из очевидного условия статика для первого участка нити (учитывая, что $\beta = 0$ при $x = 0$)



Рис. 238. Равновесие точки сгибания основной нити.

$$T = \sqrt{T_0^2 + (\gamma_1 S)^2}$$

откуда

$$\cos \beta_1 = \frac{T_0}{T_1} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\gamma_1 S}{T_0}\right)^2}} \quad (155)$$

Если условие равновесия переписать в виде

$$T_2 \cos \beta_2 = T_0$$

$$T_2 \sin \beta_2 = T_0 \tan \beta_1 + P$$

и исключить β_2 то

$$T_2 = T_0 \sqrt{1 + \left(\tan \beta_1 + \frac{P}{T_0}\right)^2}$$

$$\cos \beta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\tan \beta_1 + \frac{P}{T_0}\right)^2}} \quad (156)$$

Так как $\tan \beta_1 = \frac{\gamma_1 S}{T_0}$ то значения T_2 и $\cos \beta_2$ могут быть выражены через известные или задаваемые величины. Совершенно очевидно, что трудно предусмотреть все возможные случаи, возникающие в судовой практике, однако приведенных расчетов схем достаточно, чтобы определить положение и натяжение нити в большинстве встречающихся задач.

§ 190. Колебания гибких нитей

В реальных условиях гибкие нити очень часто испытывают большие динамические нагрузки, определяющие в значительной степени их прочные размеры. Эти нагрузки возникают при колебаниях и рывках, неизбежных при эксплуатации судовых устройств. Рассматривая соотношения статических и динамических факторов и соответствующих решений, отметим, что статика является начальным этапом задачи об определении нужных размеров гибких элементов.

Особенностью динамических явлений в большинстве судовых устройств является то, что условия, приводящие к колебаниям и рывкам, чрезвычайно велики. Это позволяет считать перемещение одной из точек заданными и пренебречь возможными изменениями их параметров в результате изменения усилий в нити. Например, колебания якорного каната, стоящего на якоре судна, вызываются вертикальной и килевой качкой из волнения, которые вызываются усилиями, значительно превосходящими среднее натяжение якорного каната. Величины перемещений при колебаниях зачастую невелики, и для некоторых задач могут считаться малыми по сравнению с длиной нити. Это позволяет сделать ряд упрощающих допущений, основанных из которых является возможность использовать статическое уравнение положения нити, считая, что отклонения от положения равновесия невелики.

Изучая колебания провисающей нити, можно принять еще одно существенное допущение, что провисание является малым. Очевидно, что динамическая составляющая натяжения должна не складываться на максимальные усилия, спрямляющие нить.

Подчеркнем значительное упрощение математической стороны анализа для нитей с малым провисанием так как в этом случае можно допустить $\Delta S \approx \Delta x$ а натяжение считать равным его горизонтальной проекции. Для оценки количественных пределов этого допущения используем уравнение провисающей нити

$$y = \frac{\gamma}{2T_0}(l^2 - x^2)$$

откуда можно получить угол наклона

$$\tan \beta = \frac{\gamma}{2T_0}(l - 2x)$$

максимальное значение которого

$$\tan \beta_{\max} = \frac{\gamma l}{2T_0}$$

Если максимальное провисание обозначить y_{\max} то можно для натяжения T_0 получить выражение

$$T_0 = \frac{\gamma^2}{8y_{\max}} \quad (157)$$

что подтверждает высказанное положение о связи провисания и натяжения. Тангенс максимального угла наклона может быть записан в виде

$$\tan \beta_{\max} = \frac{4y_{\max}}{l}$$

или

$$\sqrt{\frac{1}{\cos^2 \beta_{\max}} - 1} = \frac{4y_{\max}}{l}$$

Так как

$$\frac{T}{T_0} = \frac{\Delta S}{\Delta x} = \frac{1}{\cos \beta}$$

то при ошибке в 10% допущение о малом провисании будет справедливым до $\beta_{\max} = \frac{1}{8}$.

В заключение остановимся еще на одном существенном факторе, подтверждающем необходимость исследования нитей с малым провисанием. Скорость, с которой нить изменяет свое положение при колебании одной из ее опор, в значительной степени зависит от провисания. Так, если правый конец имеет скорость v_1 (рис. 239),

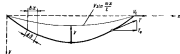


Рис. 239 Слеса срабатывая нити

вертикальная скорость в середине нити обозначена через v и имеет синусоидальный закон распределения по длине нити, то можно получить уравнение равенства работ

$$T_0 v_1 = v \int_0^l \sin \frac{\pi x}{l} dx$$

Отсюда

$$T_0 v_1 = 2 v v \frac{l}{\pi}$$

Если подставить значение T_0 то

$$v = v_1 \frac{\pi l}{16 \beta_{\max}} \approx 0,2 \frac{v_1 l}{\beta_{\max}} \quad (158)$$

Таким образом, скорость с увеличением провисания возрастает, что, в свою очередь, связано с ростом сопротивления среды и инерционных усилий.

Все вышесказанное позволяет сделать следующие выводы:
1. Амплитуды заданных колебаний одного из концов нити малы по сравнению с ее длиной. Это позволяет описывать положение нити уравнениями статики.

2. Влияние изменения натяжения нити на параметры исходных колебаний судка можно считать пренебрежимо малым.

3. Провисание считается малым, что позволяет принять $\Delta S \approx \Delta x$, $T = T_0$.

Колебания гибкой нерастяжимой нити при перемещениях одной из точек подвеса. Проанализируем колебания и все связанное с ними явление для гибкой нити с малым провисанием. Произвольные по направлению колебания одной из точек подвеса могут быть разложены на две составляющие, из которых одна направлена по линии, соединяющей точки подвеса, а вторая — перпендикулярна к ней.

Колебания при вертикальных гармонических перемещениях правой точки подвеса. Рассматривая равновесие элемента нити отклоненного от положения равновесия на величину $y(x, t)$, и учитывая силы инерции, получим дифференциальное уравнение колебаний нити

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0, \quad (159)$$

где

$$a = \sqrt{\frac{T_0}{\rho}}$$

ρ — погонный вес нити.

Принимая в момент времени $t = 0$ линейное распределение скорости, можем задать начальные условия в виде

$$y|_{t=0} = 0 \quad y|_t = \frac{2h\tau}{l} \frac{x}{l}$$

Условия на концах нити

$$y|_x = 0 \quad y|_{x=l} = h \sin \frac{2\pi\tau}{l}$$

где h и τ — амплитуда и период колебания точки подвеса.

Решение уравнения (159) ищем в виде суммы $y = U - U_0$, где U_0 — любая функция, удовлетворяющая граничным условиям. Представим

$$U_0 = \varphi(x) \sin \frac{2\pi\tau}{l} \quad (160)$$

а $\varphi(x)$ определим, используя предельное условие, согласно которому при бесконечном натяжении нить будет иметь форму луча исходящего из левой точки подвеса. Таким образом

$$U_0 = \frac{hx}{l} \sin \frac{2\pi\tau}{l}$$

$$y = U - \frac{hx}{l} \sin \frac{2\pi\tau}{l}$$

Подставив это выражение в уравнение (159) получим

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \chi \sin \frac{2\pi\tau}{l}$$

$$\chi = \frac{h}{l} \left(\frac{2\pi}{\tau} \right)^2$$

Представляя значение U как сумму двух составляющих, из которых одна характеризует вынужденные, а другая свободные колебания, и решая соответствующие уравнения, получим окончательное выражение

$$y = \sum_n \frac{2h}{8\omega_n} \left[\frac{4}{\tau} \sin \omega_n t + \frac{2\pi}{\tau} \sin \omega_n t + \frac{\omega_n \sin \frac{2\pi t}{\tau}}{\left(\frac{\omega_n \tau}{2\pi} \right)^2} \right] \sin \frac{\pi n x}{l} - \frac{h\pi}{l} \sin \frac{2\pi t}{\tau} \quad (161)$$

$$\omega_n = \frac{\pi n x}{l}$$

Таким образом, изменение формы будет известно. Интегрирование инерционных сил позволит определить вертикальную составляющую натяжения, углы наклона и, следовательно, полное натяжение, которое является основной искомой величиной. Кроме того, горизонтальная проекция T_0 увеличивается на ΔT_0

$$\Delta T_0 = \frac{q_{cp} S}{2} \left(\frac{S}{H} \right) \left(1 - \frac{H^2}{S^2} \right) \quad (162)$$

где q_{cp} — среднее значение интенсивности инерционных усилий. Колебания нити, происходящие горизонтальным перемещением одной из точек подвеса. Решение этой задачи в точной постановке связано с большими трудностями, так как приводит к сложной системе нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка с частными производными с неоднородными граничными условиями. Поэтому примем ряд упрощающих допущений:

1. Для определения скорости перемещения средней точки нити используем выражение (158)

$$v = \frac{v_{\text{пл}}}{\sqrt{2}}$$

полученное раньше

2. Будем учитывать только вертикальные перемещения что оправдано при малых провисаниях.

Перемещение точки подвеса приводит к вынужденным колебаниям нити, вертикальные составляющие которых приближенно могут быть заданы

$$y_0(x, t) = h \sin \frac{2\pi t}{\tau} \varphi(x) \quad (163)$$

Уравнение колебания будет иметь вид

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + f(x, t) = 0 \quad (164)$$

где

$$f(x, t) = - \frac{\partial^2 y_0}{\partial t^2}$$

при граничных и начальных условиях

$$y|_{x=0} = y|_{x=l} = y'|_{x=0} = y'|_{x=l} = 0$$

Решение будем искать в виде

$$y(x, t) = \sum_n T_n(t) \sin \frac{\pi n x}{l}$$

откуда

$$f(x, t) = \sum_n [T_n(t) + \omega_n^2 T_n(t)] \sin \frac{\pi n x}{l}$$

Обозначим

$$T_n(t) = \omega_n T_n(t) - f_n(t)$$

где

$$f_n(t) = \frac{2}{l} \int_0^l f(x, t) \sin \frac{\pi n x}{l} dx$$

получим

$$T_n(t) = \frac{1}{\omega_n} \int_{t_0}^t f_n(t_1) \sin \omega_n(t - t_1) dt_1$$

Для заданного $y_0(x, t)$ получим

$$f_n(t) = \frac{2h}{l} \left(\frac{2\pi}{\tau} \right)^2 \sin \frac{2\pi t}{\tau} \int_0^l \varphi(x) \sin \frac{\pi n x}{l} dx$$

Например, если $\varphi(x) = \sin \frac{\pi x}{l}$, то при всех значениях n кроме $n = 1$ в последнем выражении интеграл равен нулю. Тогда

$$y(x, t) = \frac{h}{\omega_1} \frac{2\pi}{\tau} \sin \omega_1 t - \omega_1 \sin \frac{2\pi t}{\tau} \sin \frac{\pi x}{l} \quad (165)$$

где

$$\omega = \frac{\pi x}{l}$$

Задавшим перемещением в этом случае можно считать вертикальные перемещения средней части нити. Это перемещение, как уже упоминалось выше, можно выразить через горизонтальное перемещение нити, используя отношение провисания к длине нити. Изменение натяжения нити в дальнейшем можно определить, учитывая дополнительную инерционную нагрузку, как это было сделано в предыдущем случае.

Колебания нити с учетом сопротивления среды. При решении задачи о колебании нити в воздухе мы автоматически принимали допущение о малом сопротивлении среды. Однако в более плотной среде допущение о малости сопротивления не будет справедливым. Сопротивление, возникающее при движении, например, в воде, приведет к существенным коррекциям как натяжения так и положения нити. Задачу также можно разделить на две — в зависимости от направления перемещений точек подвеса, приводящих к колебаниям нити.

1. *Перемещения средней нити, вызванные вертикальными перемещениями точек подвеса.* Считая (как и в предыдущих случаях) горизонтальную проекцию натяжения постоянной и принимая все другие допущения, получим уравнение

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -a^2 \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 \quad (156)$$

которое представляет собой условие равновесия элемента нити без учета инерционных сил.

В этом выражении

$$a^2 = \frac{c}{\gamma_0} - \frac{c \rho}{2} d \frac{1}{\gamma_0}$$

где c — коэффициент сопротивления;

ρ — массовая плотность воды (среды);

d — диаметр нити.

Если в диапазоне возможного изменения скорости допустить линейную зависимость сопротивления от скорости, то придем к хорошо исследованному в математической физике уравнению теплопроводности

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial y}{\partial x} \quad (157)$$

Здесь

$$a = \frac{c_1}{\gamma}$$

где c_1 — коэффициент сопротивления, учитывающий линейную зависимость сопротивления от скорости

Не останавливаясь на промежуточных выкладках, приведем окончательное выражение для y , соответствующее следующим начальным и граничным условиям:

$$y|_{t=0} = 0 \quad y|_x = y|_l = 0 \quad \text{и} \quad \sin \frac{2\pi x}{l}$$

$$y = \frac{4b}{\pi} \sum_{i=1,3,5}^{\infty} \frac{a_i \sin \frac{i\pi x}{l}}{v \left[v^2 + \left(\frac{2\pi i}{l} \right)^2 \right]} \left[a_n \sin \frac{2\pi i x}{l} - \frac{2\pi i}{\tau} \cos \frac{2\pi i x}{l} + \frac{2\pi i}{\tau} e^{-v^2 t} \right] \quad (158)$$

где

$$a_n = \frac{\pi l}{4b}$$

Анализ решения позволяет сделать вывод, что в интересном для практики диапазоне изменения параметров T_0 , c , d и l будут перемещаться только небольшие участки нити у точек подвеса (колеблющихся точек) что является следствием интенсивного сопротивления среды. Для этих диапазонов размеры колеблющихся участков достигают всего лишь 1/20 длины нити.

Таким образом, учитывая допущения о малости колебаний точек подвеса, можно сделать вывод, что форма и положение нити практически не изменяются и основное значение по-прежнему имеют перемещения другого направления.

2. *Колебания нерастяжимой нити при горизонтальных перемещениях точек подвеса.* В точной постановке решение задачи не может быть получено из-за большой сложности. Поэтому во всем допущениях предыдущих задач добавим следующее: учитывая ранее сказанное о значении вертикальных и горизонтальных скоростей, будем учитывать только вертикальные составляющие и примеяем закон их распределения

$$v_z = v \sin \frac{n\pi}{l}, \quad (159)$$

где v — амплитудное значение скорости средней точки нити

Уравнение равновесия элемента нити в тот момент, когда v достигает максимального значения, со всеми допущениями будет иметь вид

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{c v^2}{\gamma_0} \sin^2 \frac{n\pi}{l} = \frac{\gamma}{\gamma_0} \quad (160)$$

где $c = \frac{c_1 \rho d}{2}$

После двукратного интегрирования и исключения произвольных постоянных используем условия

$$\frac{dy}{dx} = 0 \text{ при } x = \frac{l}{2}$$

$$y = 0 \text{ при } x = 0 \quad x = l$$

получим

$$y = \frac{c^2}{T_0} \left[\frac{lx}{4} - \frac{x^2}{4} + \frac{l^2}{8\pi^2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l} \right) \right] + \frac{\gamma}{T_0} \left(\frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) \quad (170)$$

Введем понятие о характеристическом провисании под которым будем понимать отношение максимальной стрелки провисания к длине (хорде) нити

$$\kappa = \frac{f_{\max}}{l}$$

Включив эту характеристику в выражение (170)

$$\kappa = \frac{c^2}{4T_0} \left[\frac{l}{4} - \frac{l}{2\pi^2} \right] + \frac{\gamma l}{8T_0}$$

и приняв приближенно $\pi^2 \approx 10$, получим

$$\kappa = \frac{1}{T_0} \left[\frac{c^2 l}{16,4} + \frac{\gamma l}{8} \right]$$

откуда горизонтальная проекция натяжения будет

$$T_0 = \frac{1}{\kappa} \left[\frac{c^2 l}{16,4} + \frac{\gamma l}{8} \right] \quad (171)$$

Второй член в этом выражении представляет собой статическое натяжение провисающей нити

$$T_0 = T_{0\text{ст}} = \frac{c^2 l}{250\pi^2} \quad (172)$$

в котором дополнительно использована связь (157), v_c — наибольшая скорость горизонтального перемещения опоры

Однако даже самая приближенная оценка величины добавки к статическому натяжению приводит к совершенно нереальным значениям значений разрывных усилий тросов. Объяснить это можно лишь предположением о нерастяжимости нити

Рассмотрим влияние упругости на математическую нить при зоры допущениях перемещения одной из опор. Перемещение точки под веса складывается из растяжения нити и изменения ее формы — сплюснения. Обе составляющие связаны между собой, так как растяжение вызывается увеличением натяжения причиной которого является сплюснение.

Обозначим часть полной скорости опоры, приводящую к сплюснению нити через σ . Аналогичную величину σ мы можем опериро-

вать лишь результатами прошлого решения. Вторая часть полной скорости, связанная с растяжением, зависит от упругих характеристик материала и увеличения натяжения, вызываемого сплюснением.

$$\Delta T = \frac{c l}{250\pi^2} (\Delta v)^2 \quad (173)$$

Растяжение нити

$$\Delta l = \Delta T \frac{S}{E \pi d^2}$$

где S — длина нити;

E — модуль упругости

d — диаметр.

Таким образом скорость растяжения (принимая $l \approx S$)

$$v_0 = \frac{c}{\pi^2} \cdot \frac{P}{250 E d^2} \cdot \frac{d v^2}{d t} \quad (174)$$

Скорость опоры складывается из двух величин

$$v = \mu \frac{d v^2}{d t} + v_f(t) \quad (175)$$

где

$$\mu = \frac{c^2}{\pi^2 250 E d^2} \quad (176)$$

v — амплитудное значение скорости точки

$f(t)$ — безразмерная функция времени характеризующая изменение скорости.

Решение этого уравнения позволит найти максимальное значение скорости сплюснения, которое определит динамическую составляющую натяжения. Так как нас будет интересовать максимальное суммарное натяжение нити, то мы можем рассматривать только тот участок функции $f(t)$, который соответствует увеличению натяжения (когда направление скорости совпадает с положительным направлением оси x). В этом интервале скорость вырастет от нуля до максимальной величины и убывает опять до нуля.

Для упрощения задачи предположим, что скорость v_c изменится линейно: тогда для интервала $0 \rightarrow \frac{\pi}{4}$ закон изменения скорости будет

$$f(t) = \frac{4t}{\pi}$$

и уравнение примет вид

$$v = \mu \frac{d v^2}{d t} + \frac{4t}{\pi} v_1 \quad (177)$$

а его решение может быть найдено в виде η . После подстановки в исходное уравнение получим

$$\eta^2 + 2 \frac{1}{4\mu} \eta - 2 \frac{\sigma_0}{\sigma_1} = 0$$

что позволяет найти величину η .

Окончательно

$$\sigma = \frac{\tau}{4\mu} \left[\sqrt{\frac{32\mu\sigma_0}{\tau}} + 1 - 1 \right] \quad (178)$$

Отношение скорости v к амплитудному значению v_0 будет максимум на границе промежутка при $t = \frac{\tau}{4}$:

$$\frac{v}{v_0} = \frac{\tau}{16\mu\sigma_0} \left[\sqrt{\frac{32\mu\sigma_0}{\tau}} + 1 - 1 \right]$$

если обозначить $\frac{6\mu\sigma_0}{\tau} = \varphi$ то

$$\frac{v}{v_0} = \frac{1}{3\varphi} (1 + \sqrt{4\varphi + 1} - 1) \quad (179)$$

В интервале от $\frac{\tau}{4}$ до $\frac{\pi}{2}$ скорость линейно уменьшается от v_0 до 0, поэтому при отсчете времени от момента $\frac{\tau}{4}$, уравнение (175) примет вид

$$v = \mu \frac{dv}{dt} = v_0 \left(1 - \frac{4t}{\tau} \right) \quad (180)$$

Используя замену $\sigma^2 = U$, можно привести выражение (180) к уравнению, общий вид которых будет

$$y' = f(x)y'' + q(x)y + h(x)$$

Решение может быть найдено в виде

$$y = \left(\frac{h}{\tau} \right)^{\frac{1}{4}} U_1$$

Не останавливаясь на промежуточных выкладках приведем окончательное выражение

$$\left(\frac{4t}{\tau} - 1 \right) C \frac{\exp \left[\frac{1}{V 4\varphi + 1} \arctg \frac{2\varphi t + 1}{2\sqrt{4\varphi + 1}} \right]}{(4t^2 + \tau)^{\frac{1}{2}}} \quad (181)$$

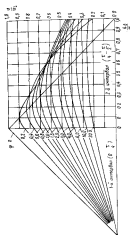


Рис. 240. Изменение относительной скорости срезания $\frac{v}{v_0}$ в зависимости от φ и t .



Рис. 241. Изменение относительной скорости срезания $\frac{v}{v_0}$ в зависимости от угла φ .

для $\varphi > 0,25$

$$\left(\frac{4t}{\tau} - 1\right) C \left[\frac{3\varphi + 1 - \sqrt{1 - 4\varphi}}{2\varphi + 1 + \sqrt{1 - 4\varphi}} \right]^{\frac{1}{1 - 4\varphi}} \frac{1}{(\varphi^2 + \varphi + 1)^{\frac{1}{2}}}; \quad (182)$$

для $\varphi < 0,25$

$$z = \frac{v}{v_0} \left(\frac{4t}{\tau} - 1 \right)$$

которое и будет искомым отношением скорости v к фактической скорости точки подвеса. Использование полученных выражений связано с некоторыми трудностями, так как зависимость скорости v от времени не может быть получена в явном виде. Чтобы исключить произвольную постоянную C , необходимо использовать на начальном этапе для этого интервала, в явном виде:

$$\text{при } t = 0 \quad z = -\frac{v}{v_0} = -\frac{1}{3\varphi} (\sqrt{4\varphi - 1} - 1)$$

Подбирая значения z , превышающие по абсолютной величине начальное, можно получить комбинацию соответствующих значений времени и скорости. Полная зависимость решения от параметра φ позволяет на основании расчетов построить зависимость отношения $\frac{v}{v_0}$ от времени $\frac{4t}{\tau}$ для различных значений φ а также зависимость максимальных значений $\frac{v}{v_0}$ непосредственно от величины φ . Эти зависимости графически представлены на рис. 240 и 241. Определив максимальные значения v , можно найти динамическую добавку натяжения, используя для этого выражение

$$\Delta T = \frac{c_2 F}{270 \alpha \tau}.$$

ГЛАВА 26

СТАЛЬНЫЕ ТРОСЫ

§ 101 Материал и конструкция стальных тросов

Среди различных типов гибких связей стальные тросы занимают в настоящее время основное место. До середины XIX в. их применение было ограничено незначительной прочностью проволоки. Однако около ста лет назад был изобретен метод термической обработки стали, придавшей ей вязкость, достаточную для холодного волочения. Метод заключается в нагреве стали до $\sim 800^\circ$ с последующим остыванием в скинжован масле при 400° . Метод был

запатентован, и проволока получила название «патентованная» (сам процесс иногда называется «патентированием»).

Первое применение проволоочные тросы нашли в шахтных подъемниках, но очень скоро их стали использовать и в судостроении.

В основу классификации стальных тросов могут быть положены многие признаки: предел прочности и вязкость материала; диаметр и форма сечения проволоочек; число и материал сердечников; число и форма прядей; направление свивки; характер взаимного касания проволоочек и т. д.

Материал тросов. Основными характеристиками материала является прочность и вязкость. Стали, используемые для производства тросов, имеют примерно следующий химический состав: углерод — 0,30—0,25% марганец — 0,40—0,70% кремний — 0,17—0,87%, сера и фосфор — не более 0,04%. Хром — не более 0,15%. Увеличение содержания углерода приводит к повышенной прочности, но ухудшает вязкость; примерно так же влияет на качество стали кремний. Марганец, входящий в жидкую сталь, способствует уменьшению содержания серы и кислорода. Хром снижает вязкость, поэтому его содержание также ограничивается. Предел прочности исходного материала 50—70 кс/мм². В результате изменения структуры и наклепа при волочении предел прочности проволоочек резко возрастает и достигает 130—220 кс/мм².

Вязкость — очень важное свойство материала тросов. Для проволоки стальных тросов она определяется числом перегибов на 180° и скручиваний на 360° выдерживаемых проволокой до разрушения.

ГОСТ предписывает использовать для тросов три марки материала — В, I, II к которым предъявляются определенные требования. Например, у материалов марки В (имеющих более высокую прочность) допускается только 15% отклонения предела прочности от среднего значения, а то время как для марок I и II допускаются отклонения 20 и 25%. Различные требования предъявляются и к вязкости. Связь между прочностью и вязкостью материала показана в табл. 27.

Таблица 27

Прочность и вязкость стальных проволоки ($d = 2,6$ мм)

Предел прочности $\sigma_{\text{пр}}$ кс/мм ²	Число перегибов			Число скручиваний		
	В	I	II	В	I	II
110—130	13	12	10	28	23	18
140—160	12	11	8	26	21	16
160—170	11	10	8	24	19	14
180—190	10	9	7	22	17	12
200	9	8	6	20	15	10

Свойства стали определяют назначение тросов, изготавливаемых из сталей разных марок; например, тросы из стали марки В используются в устройствах для подъема людей и в других ответственных конструкциях. Отметим, что в судовых условиях используются тросы только из стали марок В и 1, у которых предел прочности проволоочки изменяется от 140 до 170 кгс/мм². Эти ограничения объясняются большими нагрузками связей, выполняемых из стальных тросов, и чрезвычайно тяжелыми условиями эксплуатации (большой динамической нагрузкой и активной коррозионной средой). Ограничение предела прочности проволоочки стальных канатов вызвано необходимостью иметь достаточную вязкость.

Стальные тросы могут быть выполнены из светлой и оцинкованной проволоки. Покрытие, в состав которого входят цинк и алюминий, предназначено для защиты троса от коррозии. Прочность покрытия испытывается напылением проволоки на шпатель, диаметр которого равен двум диаметрам проволоки. При этом покрытие не должно отслаиваться или трескаться. Химическая стойкость проверяется погружением в раствор медного купороса.

Конструкция стальных тросов Процесс изготовления троса складывается из изготовления проволоки (патентирование, колочение, оцинкование (если оно необходимо)) и изготовления собственно троса (связка прядей и связка троса).

Рассмотрим конструкцию тросов.

Проволочки стальных тросов бывают круглыми и фасонными. Толщина проволоочки в тросе может быть одинаковой либо различной. Тросы из проволочек разных диаметров дороже, так как изготовление их сложнее, но благодаря увеличенному диаметру внешних проволок они долговечнее. В некоторых случаях при увеличении диаметра внешних проволок удается увеличить площадь контакта и уменьшить контактные напряжения.

Диаметр проволочек тросов, применяемых в морской практике строго ограничивается и изменяется от 0,4 до 3 мм. Объясняется это тем, что при уменьшении диаметра проволочек трос имеет повышенную гибкость; но механическая прочность тонких проволочек очень мала и вероятность их разрыва при соприкосновении с различными предметами увеличивается. Разорвавшиеся проволочки опасны, так как приводят к травмам при работе руками.

Первым этапом изготовления троса является связка проволочек в пряди. Такая прядь представляет собой простейший трос. Если центральную проволочку оплести с одной или несколькими слоёв другими проволоками, то получившийся при этом трос называется спиральным (рис. 242, а) или тросом одиметрической связки. У троса двойной связки центральная прядь или сердечник оплетены одним или несколькими рядами прядей, каждая из которых может иметь свой органический сердечник. Минимальное количество прядей —

три. Тросы, применяемые в судовых условиях, должны иметь не менее шести прядей, так как при соединении троса разрыв одной пряди не приводит к большому ослаблению троса.

Пряди в современных стальных тросах бывают круглыми, трехгранными, овальными и плоскими (рис. 242). Самые распространенные — круглопрядные тросы. Однако у них площадь контакта пряди с прядью и троса — с рабочей поверхностью (поверхностью барбана или блока) очень мала, поэтому местные напряжения в них увеличиваются и срок службы троса сокращается. Можно

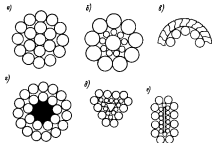


Рис. 242. Типы прядей: а — спиральный трос; б — из проволок с разным диаметром; в — из фасонных проволок; г — с органическим сердечником; д — трехлопастный; е — плоский.

избавиться от этого недостатка, изменив форму прядей, но это резко повысит сложность изготовления.

Тросы тройной связки образуются из тросов двойной связки намотанных спиралью. Число прядей в таких тросах 36 и более. Самые жесткие — спиральные тросы, которые практически непригодны при работе в динамических условиях. Они быстро раскручиваются даже при разрыве одной или двух проволок. Очень распространены тросы двойной связки. Они достаточно гибки и упруги, их легко соединить и при соответствующем способе связки они не раскручиваются.

В тяжелых динамических условиях часто применяются тросы тройной связки (кабельной работы), такие очень гибкие и упругие

Из-за более шероховатой поверхности они быстрее поддаются износу.

Существуют два способа свивки — односторонним и крестовым. При односторонней свивке направление свивки проволок и прядей и прядей в тросы одинаковое; при крестовой свивке эти направления противоположны.

Тросы односторонней свивки меньше изнашиваются на шкивах и барабанах, так как поперечное направление проволок к оси троса обеспечивает лучшее соприкосновение с рабочей поверхностью. Эти тросы отличаются несколько большей гибкостью, но они быстро раскручиваются, что затрудняет их использование. Тросы крестовой свивки не раскручиваются и находят широкое применение, несмотря на несколько более быстрый износ и меньшую гибкость.

По направлению различают *правую* (измеря — направо) свивку и *левую*. Это имеет значение при закреплении троса на барабане, поскольку натянутый трос стремится отклониться в сторону, совпадающую с направлением свивки.

Касание проволок может быть точечным, линейным и поперечным. Если стержни проволок разных слоев прили не равны и оси проволок пересекаются, то возникает точечное касание. Контактные усилия при этом очень велики и приводят к возникновению пластических деформаций, увеличивают трение между слоями и в итоге значительно сокращают срок службы.

Используя определенное сочетание шагов и применяя проволоки с различными диаметрами, можно получить линейный контакт, при котором все недостатки, названные выше, будут значимо сокращены. Линейный контакт дает равномерное распределение усилий, в несколько раз сокращает трение между слоями. В последнее время стали применять проволоки с фасонным профилем (рис. 242, в), который позволяет осуществить поперечный контакт между проволоками, а также между тросами и рабочей поверхностью.

Органические сердечники делаются из волокон тешики, льна, манилы и джута, пропитанных смазкой. Сердечники выполняют две очень важные для эксплуатации тросов функции. Во-первых, они служат как бы упругим основанием для проволок и прядей, позволяя им вытягиваться и изменять форму. Во-вторых, при увеличении натяжения проволоки сжимаются и выталкивают из сердечника смазку, проникая между проволоками, смазка уменьшает коррозию и трение.

К недостаткам тросов с органическими сердечниками следует отнести уменьшение поперечной жесткости. В большей степени это относится к стальным тросам с жестко к большим сердечникам, которые не рекомендуются при многослойной намотке на барабан. Тросы, находящие широкое применение в судостроении, показаны на рис. 243

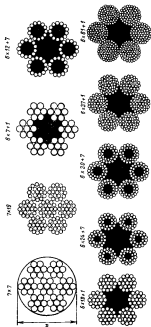


Рис. 243 Конструкции стальных тросов

Суммарное и действительное разрывные усилия. Для стальных тросов существуют две характеристики предельной прочности. Первая представляет собой сумму разрывных сопротивлений проволочек и называется суммарным разрывным сопротивлением. Так как фактическая разрывная прочность несколько меньше суммарного сопротивления, то вводится вторая характеристика — действительное разрывное сопротивление.

Потери прочности зависят от числа слоев характера касания и т. д. Но основная причина заключается в различном искривлении проволочек в тросе и их разной длине, способствующих неравномерному распределению нагрузки.

Суммарное разрывное сопротивление

$$T_c = F_c \sigma_a \quad (183)$$

где F_c — суммарная площадь поперечных сечений проволочек
 σ_a — предел прочности проволочек.

Приближенная формула для определения действительного разрывного сопротивления

$$T = T_c \cos^m \alpha \cos^n \varphi \quad (184)$$

где α — угол свивки прядей

φ — угол свивки троса;

m — число слоев проволочек в пряди

n — число слоев прядей в тросе.

Экспериментальная проверка подтверждает правильность этой зависимости. Угол свивки прядей стальных тросов, применяемых в судостроении, колеблется от 12 до 18°.

Среднее значение угла свивки троса $\varphi \sim 15 + 16^\circ$.

Модуль упругости. Впервые в судостроении вопрос о величине модуля упругости стальных тросов возник при проектировании мат. распределенных тросовыми мачтами. Расчеты, которые были выполнены и предположения, что $E_{12} = E_{сталь}$, показали большие расхождения с экспериментальными данными. Это объясняется несоответствием принятой в расчете величины модуля упругости стальных тросов его фактическому значению.

Остановимся на наиболее существенных факторах, влияющих на модуль упругости стальных тросов.

Модуль упругости троса прямо пропорционален отношению суммарной площади сечений проволочек к площади троса. Для различных конструкций тросов это отношение различно. С увеличением числа проволочек в тросе и с уменьшением относительного шага (отношение шага к диаметру), характеризующего угол наклона проволочек, модуль упругости увеличивается.

Срок эксплуатации. С увеличением времени работы троса в результате усталости проволочек и прядей модуль упругости

быстро возрастает. Многие исследователи считают, что модуль использованных тросов в два раза выше модуля новых.

Эффект нагрузки. С увеличением нагрузки модуль упругости троса также возрастает. Объяснить это можно тем, что при малых нагрузках постепенно искривляется возможность деформирования, так как проволочки сжимаются и трос уплотняется. В среднем можно рекомендовать следующие цифры: при достижении нагрузки, равной половине разрывной, модуль увеличивается на ~65% от первоначального значения. Для нахождения модуля упругости новых канатов академиком Динником получены такие зависимости:

для спирального каната — $E_T = E \cos^4 \alpha$;

для каната двойной свивки — $E_T = E \cos^4 \alpha \cos^4 \varphi$

где E — модуль упругости стали.

Однако значения, соответствующие этим выражениям, не сколько завышены, поэтому для расчетов новых тросов можно рекомендовать следующие средние значения:

для одинарной свивки $E_T = 0,68E$

для двойной свивки $E_T = 0,40E$ (185)

для тройной свивки $E_T = 0,21E$

Гибкость является одной из самых важных характеристик стальных тросов, так как она определяет зависимость между диаметром троса и диаметрами блоков, барабанов, кнехтов, а также напряженное состояние тросов при изгибе вокруг этих элементов. Для качественной оценки гибкости можно использовать для коэффициента:

1 Коэффициент плотности, представляющий собой отношение суммарной площади проволочек к площади троса,

$$K = \frac{a^2}{d^2} \quad (186)$$

где a — диаметр проволочек;

i — число проволочек;

d — диаметр троса.

2 Коэффициент гибкости

$$K_g = \frac{d}{b} \quad (187)$$

В табл. 28 приведены значения коэффициентов для наиболее употребляемых тросов с качественной оценкой их гибкости.

Выносность стальных тросов. Разрушение троса начинается с разрыва проволочек. Установлено, что после разрыва ~10% общего числа проволочек процесс разрушения становится чрезвычайно быстрым. Это и явилось причиной установления норм,

Таблица 18

Коэффициенты плотности (K_D) и гибкости (K_F) стальных тросов

Конструкция	K_D	K_F	Ос. на
6x7+1	0,48	9,3	Послебоя
6x19+1	0,46	15,5	Малогибкая
6x37+1	0,48	21,5	Гибкая
8x19+1	0,42	19,0	"
6x24+7	0,42	18,5	"
8x61+1	0,48	28,0	Очень гибкая
8x37+1	0,42	26,5	"
6x30+7	0,39	21,5	"
18x19+1	0,51	25,0	"

согласно которому трос считается непригодным, если на длине в один метр число разорванных проволок достигло 10% от их общего числа.

Причиной разрушений в большинстве случаев является кон тактный эффект. По данным испытаний, прочность конических тросов мало отличается от прочности новых тросов; это свиде тельствует об усталостном характере разрушения. В местах пере сечения проволок возникают большие контактные напряжения и устойчивые трещины. Исследования проведенные на сталь ных образцах, показали, что разрушение поверхности, аналогич ное появивающимся на проволоке в месте контакта, сокращает число перегибов до разрушения на 30%.

Выносливость троса определяется особенностями и условиями работы. К конструктивным особенностям мы относим коэффициенты

Таблица 19

Число повторных перегибов стальных тросов до их разрушения в зависимости от запаса прочности в конструкции

Запас прочности	6x19+1		6x37+1		6x61+1	
	$\frac{\sigma}{\sigma_s} = 30$	$\frac{\sigma}{\sigma_s} = 35$	$\frac{\sigma}{\sigma_s} = 30$	$\frac{\sigma}{\sigma_s} = 35$	$\frac{\sigma}{\sigma_s} = 30$	$\frac{\sigma}{\sigma_s} = 35$
5	26 000	32 000	33 000	60 000	40 000	80 000
6	34 000	67 000	45 000	85 000	54 000	95 000
7	42 000	90 000	59 000	112 000	—	—
8	55 000	112 000	73 000	150 000	90 000	170 000

гибкости и плотности, характер касания и способ свивки. Условия работы включают отношение диаметра блока к диаметру троса, качество рабочей поверхности барабана или блока, напряжение в тросе.

Проанализируем влияние некоторых из этих факторов, опи раясь на результат экспериментов. В табл. 20 составленной для трех конструкций тросов по данным Колчаня [13], количество перегибов при пробегании троса по блоку до разрушения дается в за висимости от отношения $\frac{D}{d}$

и запаса прочности. Запас прочности представляет собой отношение разрывного усилия к действую щей нагрузке. На рис. 244 показана зависимость чис ла перегибов от величины действующих напряжений для троса конструкции 6 x 19 + 1 (число перегибов в пряди плюс чис ло органических сердечников).

Удается установить практически прямую пропорциональность количества циклов (при единичном $\frac{D}{d}$) произведению коэф фициента плотности и гибкости. Срок службы троса или число циклов пробегания по блоку в значительной степени зависит от отношения диаметров блоков и троса и действующих в тросе напряжений.

§ 103 Особенности расчета стальных тросов

В зависимости от условий работы существуют три различные схемы расчета стальных тросов:

- при простом растяжении;
- при гнбании неподвижного барабана
- при работе на вращающемся блоке.

Простое растяжение. В этом случае расчет можно вести по средним напряжениям

$$\sigma = \frac{T}{F_s} \quad (187a)$$

где T — усилие в тросе;

F_s — суммарная площадь проволок в тросе

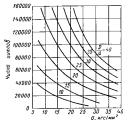


Рис. 244. Число циклов (повторных перегибов), выдерживаемых тросом конструкции 6 x 19 + 1 до разрушения.

Использование этой формулы для определения напряжения растяжения в тросе усложняется необходимостью определять суммарную площадь сечения проволок. Поэтому в некоторых случаях пользуются формулой

$$\sigma = \frac{P}{F} \quad (188)$$

где $P = \frac{\pi d^2}{4}$ — полная площадь троса.

Полная площадь троса может быть связана с суммарной площадью проволок

$$F_c = K_p F$$

где K_p — коэффициент плотности.

Прочность троса обвивающего неподвижный барабан. Определение напряжения в натянутом и изогнутом тросе связано с большими трудностями. Наиболее точные и надежные результаты получаются при использовании энергетического метода. На остающуюся за его подробным изложением, приведем окончательную зависимость для определения напряжений изогнутого троса

$$\sigma_{кр} = 0,6 \frac{\delta}{D} E \quad (189)$$

где $E = 2,1 \cdot 10^4$ кс/мм²;

δ — диаметр проволоки

D — диаметр барабана;

θ — коэффициент характеризующий деформацию проволоки

$$\theta = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{G m_i}{a_i [20 (1 + \sin^2 \alpha) \delta + E \cos^2 \alpha]} \quad (190)$$

где α — угол подъема проволоки

G — модуль сдвига;

a — расстояние от центра кавата до центра пряди

m_i — число проволок рассматриваемого слоя.

В табл. 30 приводятся средние значения θ для разных тросов. Расчет прочности ведется по кратчайшему усилку, равнодействующему к разрыву троса на неподвижном барабане

$$T_{кр} = F_c \left(\sigma_{кр} - \theta G \frac{\delta}{D} \right) \kappa \quad (191)$$

где F_c — площадь сечения проволок;

κ — коэффициент свивки, представляющий отношение разрывного усилия троса к суммарному сопротивлению всех проволок;

$\sigma_{кр}$ — предел прочности проволоки

Таблица 30

Значение коэффициента θ

Точный контакт					Линейный контакт		
6×19	6×24	6×37	6×41	18×19	6×9	6×27	6×37
0,074	0,075	0,082	0,093	0,070	0,090	0,081	0,072

Допускаемое усилие при сгибании неподвижного барабана

$$T = \frac{T_{кр}}{n}$$

где n — запас прочности, учитывающий степень ответственности конструкции и условия работы.

Прочность троса на вращающемся барабане. Работа троса на вращающемся барабане или блоке принципиально меняет критерии оценки прочности и подход к расчету. Периодически изменяющиеся напряжения приводят к необходимости учитывать усталостные явления, роль которых возрастает, если учесть, что в месте соприкосновения проволок возникает очень сложное напряженное состояние. В этом случае критической считается нагрузка, при которой канат выдерживает только 100 повторных изгибов.

Полученные расчетные зависимости являются обобщением большого числа экспериментальных исследований. Анализ этих данных [13] позволил установить, что между контактными напряжениями τ и выражением $\sigma_{кр} + 4\sigma_{изг}$ (где $\sigma_{кр}$ — критические напряжения, а $\sigma_{изг}$ — напряжения изгиба) существует линейная зависимость

$$\frac{100 (\sigma_{кр} + 4\sigma_{изг})}{\sigma_{кр}} + \frac{\tau}{\delta} = 1 \quad (192)$$

В этом выражении a и b определяют положение отрезка на плоскости с осями τ и $\frac{\sigma_{кр} + 4\sigma_{изг}}{\sigma_{кр}} = 100\%$. Контактные напряжения могут быть найдены по формуле Герца — Бетяева откорректированной экспериментально

$$\tau = A \sqrt{\frac{\sigma_{кр}}{D}} \quad (193)$$

где A — коэффициент, учитывающий структуру троса и материал рабочей поверхности (принимается по данным Колчина см табл. 31).

Таблица 31

Значение коэффициента A

Материал рабочей поверхности	Тягловый контакт					Тягловый контакт		
	6x10	6x14	6x18	6x21	6x24	6x30	6x37	6x47
Чугун	120	128	132	141	142	108	116	125
Сталь	126	134	138	146	148	113	120	131
АМцСВ	90	107	110	118	120	90	97	104

Таким образом

$$\frac{1}{\sigma} \frac{100 (\sigma_{\text{кр}} + 47 \sigma_{\text{м}})}{\sigma_{\text{кр}}} \leq \frac{1}{b} A \sqrt[3]{\frac{\sigma_{\text{кр}} d}{\rho}} = 1$$

Для критических напряжений получаем зависимость

$$\sigma_{\text{кр}} \left[a - \frac{100 \sigma_{\text{м}}}{\sigma_{\text{кр}}} - \frac{A c}{b} \sqrt[3]{\frac{\sigma_{\text{кр}} d}{\rho}} \right] = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{100} \quad (194)$$

где значения $a = 138$, $b = 136$ получены экспериментально.

Уравнение проведено всего решается подбором. Критическое усилие $T_{\text{кр}} = \sigma_{\text{кр}} F$ допускаемое усилие $T = \frac{T_{\text{кр}}}{A}$ где A — запас прочности

Выражение (194) может быть переписано в виде

$$\sigma_{\text{кр}} = v \sigma_{\text{м}} \quad (195)$$

где коэффициент v учитывает потерю прочности на вращающихся блоках.

Для расчетов можно рекомендовать приближенные значения, которые приведены в табл. 32 и получены в предположении, что в выражении (194) $\sigma_{\text{кр}}$ под корнем заменяю величиной $\sigma_{\text{м}}$.

Таблица 32

Значение коэффициента v

Материал блока	D/d									
	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80
Стальное	0.39	0.45	0.50	0.55	0.59	0.60	0.64	0.68	0.71	0.74
Чугунный	0.40	0.47	0.52	0.57	0.61	0.63	0.67	0.69	0.73	0.76

Принимая эти значения независимо от структуры троса мы допускаем ошибку порядка 5%.

Итак, суммируя сказанное относительно расчета стальных тросов отметим следующее:

1. В случае простого растяжения предельное состояние троса характеризуется его разрывным усилием. Допустимая рабочая нагрузка представляет собой некоторую часть разрывного усилия троса. Запас прочности должен быть назначен с учетом специфики работы и степени ответственности гибкой связи.

2. При осебании неподвижного барабана нужно учитывать изгибные напряжения, возникающие в тросе. Сохраняя запас прочности таким, каким он был принят в предыдущем случае, мы получим увеличенное допустимой растягивающей нагрузки.

3. Для троса на вращающемся блоке предельное состояние определяется критической нагрузкой, соответствующей 100 циклам. Критическое напряжение связывается с пределом прочности коэффициентом v , который для всех конструкций тросов изменяется в зависимости от отношения $\frac{D}{d}$.

При определении размера троса нужно обеспечить минимально допустимое количество циклов обеганий троса на блоке. При этом напряжения в тросе не должны быть больше, чем напряжения при осебании тросом блока такого же диаметра без движения.

В области, ограниченной этими условиями, может быть найдено большое количество решений, для которых будут варьироваться запасы прочности отношения $\frac{D}{d}$ конструкции тросов или соответствующие коэффициенты гибкости и жесткости. Рациональное решение может быть найдено как результат удовлетворения двух требований — необходимости уменьшать размеры тросов и размеры блоков.

§ 104 Конструктивное оформление и эксплуатация стальных тросов

Многое в оформлении и эксплуатации стальных тросов зависит от специфики судовых устройств. Однако некоторые конструктивные элементы тросов остаются постоянными для всех устройств. К ним можно отнести оформление концов тросов, приспособления для выбора слабых и т. д.

Конструкция концов тросов. Самой простой конструкцией является обрубленный конец с предохранением от разрывания (рис. 245, а). В практике такая конструкция используется очень редко, поэтому ее можно рассматривать как временную или вспомогательную.

Для тросов, закрепляемых за кнехты батанги, тумбы, утки и т. д. должен быть предусмотрен озем — петля, образуемая из

ним тросом. Заделка конца для образования оговна производится при помощи зажимов или сплюснута, когда приди распущенного конца последовательно вплетаются в трос. С уменьшением размеров оговнов увеличивается кривизна троса и главное, удельная нагрузка на его внутреннюю поверхность, что приводит к разру-

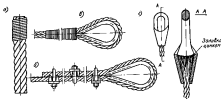


Рис. 245. Заделка концов тросов: а — образованный кончик с проволокой; б — заделка кончик сплюснутым; в — заделка сплюснутым; г — приспособа втулки.

нию формы и прочности троса. Этот недостаток частично устраняется при заделке конца с помощью коуша (рис. 245 б и в).

Однако такая заделка приводит к быстрому изнашиванию троса в месте соединения (из-за нарушения целостности или проч-

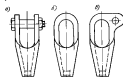


Рис. 246. Типы тросовых втулок: а — открытый; б — закрытый; в — с дополнительным отверстием (шпиль).

ности) и сильному изгибу огибающего коуш троса.

Тросовые втулки или тросовые наконечники (рис. 245, г) отличаются рядом дополнительных преимуществ, к которым в первую очередь следует отнести:

- значительно более прочное, чем сплюснутые, соединения с тросом;
- меньшую подверженность повреждению;
- более короткое соединение, что имеет значение для

бегущего талрепа (если учесть, что сплюснутый кончик не может войти в блок).

На рис. 246 показаны три типа втулок: открытая, закрытая и закрытая с дополнительным отверстием.

Процесс соединения троса с втулкой очень прост. Часть троса, равная по длине 1,3 длины конической части, расщепляется, очи-

щается от смазки, устанавливается во втулку и заливается цинком или белым металлом.

При способе для выработки слабину

Винтовой талреп. Во многих случаях, особенно в стоячем талрепе, большое значение имеет предварительное натяжение. Винтовой талреп является основным средством для выработки слабину и создания нужного предварительного натяжения.

Талреп состоит из центральной трубы, заканчивающейся гайками с протавиненными нарезами. Винты, входящие в эти гайки имеют приспособления для закрепления тросов

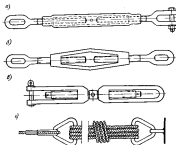


Рис. 247. Типы талрепов: а — закрытый; б — открытый; в — с отверстием втулки; г — тросовый

На рис. 247 показаны талрепы различных типов. Интересна конструкция талрепа без трубы, в котором гайки соединяются со скобами для крепления тросов и закручиваются на винт с протавиненными нарезами. Иногда талрепы совмещаются с гайкой-гаком для быстрой отдачи.

Пеньмовый талреп. Один из недостатков винтовых талрепов — относительно малое сокращение, которое ограничивается длиной винтов. Этот недостаток отсутствует у более древних пеньковых талрепов, используемых, правда, только для слабо нагруженных связей (рис. 247, г). Срочная отдача такого талрепа не представляет труда — для этого нужно просто разорвать трос.

Смазка стальных тросов значительно увеличивает срок их службы. Чаще всего трос смазывают непосредственно при захо-

товления перед тем как проволоки и сердечники закручивают в трос. После изготовления трос также покрывают смазкой. В процессе эксплуатации трос смазывают протаскиванием через ванну; обычно смазку можно наносить прямо шпатель.

В местах, особенно нуждающихся в смазке, состав наносится в горячем состоянии для лучшего проникновения внутрь. Смазка должна обладать такими свойствами, как сцепляемость с металлом, проникающая способность, сопротивление стеканию при температурах до $+50^\circ$ эластичность и т. д. Лучшее всего этим требованиям удовлетворяет смазка на основе технического вазелина.



Рис. 248. К горизонтальному условию самоизгиба троса.

При полном отсутствии натяжения трос все же стремится закрутиться, по этому необходимо различного рода стамми обеспечивать хотя бы небольшое натяжение даже при отсутствии рабочей нагрузки.

Наиболее существенные требования, предъявляемые к тросам при эксплуатации, следующие:

1. Соответствие диаметра троса диаметру блока и барабана.
2. Соответствие профиля желоба блока или барабана диаметру троса.
3. Хорошее состояние всех поверхностей с которыми трос соприкасается при работе.

Очень важно правильно определить размеры барабанов и рас положение отводного блока, особенно если должна быть обеспечена автоматическая укладка троса на барабан. Рассмотрим для этого последний (крайний) шпальт троса, для которого условие автоматической укладки будет наиболее труднореализуемым. Не обходимо, чтобы точка пересечения осей тросов в пазе (С) от стояла от диаметра дальше, чем точка В. Положение которой показано на рис. 248. Для отношения $\frac{D}{d}$, среднестатистического 30 величина α примерно составляет $8d$. Таким образом предельный угол отклонения троса определяется значением $\lg \alpha = \frac{1}{8}$ или

$\alpha \sim 7^\circ$, что обеспечивается отстоянием отводного блока от барабана, равного примерно четверти длины барабана.

Уменьшение этого расстояния приведет к неравномерному наиванию троса и большому их износу.

Хранение стальных тросов осуществляется на специальных вышках. Если же предполагается скорое использование троса, то его необходимо дополнительно смазать и закрыть брезентовым чехлом. Вышки размещаются непосредственно в местах использования троса.

ГЛАВА 27

РАСТИТЕЛЬНЫЕ И СИНТЕТИЧЕСКИЕ ТРОСЫ

§ 105 Классификация растительных тросов и их изготовление

Использование первых растительных тросов в судовой практике относится, по-видимому, к глубокой древности. Но всяком случае есть все основания считать, что их применяли задолго до использования других видов гибких связей.

Неоднократное разнообразие растительных тросов определяется большим количеством волокнистых растений, а так же волокна определяют их название и является основой для классификации.

В отечественной практике самое широкое распространение получили маньчжурские тросы, исходным сырьем для них является юпола, дающая волокна длиной до 2 м. Для изготовления особенно прочных тросов юпола тщательно вычесывают и отбирают волокна длиной не меньше 60 см. Оси идут на изготовление второстепенных «бородочных» тросов.

При хорошем качестве сырья и тщательном изготовлении пеньковые тросы являются чуть ли не самыми прочными, однако по весу и гибкости в намокшем состоянии, особенно при низких температурах, они уступают широко распространенным в мировой практике манильским тросам.

Манильские тросы делают из волокон тропического банана — абакки, распространенного в юго-восточной Азии. Волокна абакки достигают 4,5 м длиной. Высокая прочность, малый вес (трос плавает на воде) стойкость к гниению делают эти тросы одним из лучших для использования в судовой практике.

Следующими по распространенности являются смальские тросы, которые изготавливаются из волокон тропического сплет-

Сравнение прочности и веса маневровых и якорных тросов

Средняя прочность, кг	Разрывная прочность, кг				Вес на 100 м длины, кг		
	Маневры		Якорь		Маневры		Якорь
	Средняя	Минимальная	Средняя	Минимальная	Маневровый	Средняя	Средняя
115	9 500	8 500	19 100	16 700	87,5	83	88,5
150	17 100	14 500	31 000	27 000	156,0	40	169,0
180	23 400	18 500	40 500	35 500	212,0	302	217,0
205	29 700	23 400	51 000	44 200	278,0	265	285,0
250	37 400	28 800	62 000	54 000	352,0	342	363,0

применение. Эти свойства определяют и область их использования. Грузовые тросы, оттяжки легких стрел, лоари изготавливаются из белых тросов; буксирные канаты, швартовы — из зеленых и маневровых канатов, а основным кабельной работы. Ввиду отмечался малый вес маневровых тросов, которые в сухом состоянии остаются на плаву; такие тросы очень выгодны как швартовы, буксирные канаты, леера спасательных шлюзов и спасательных кругов. Большая прочность делает их полезными и в безветренном состоянии.

Механически износ троса зависит от шероховатости его поверхности. Более гладкая поверхность у четырех- и пятипрядных тросов.

Срок службы растительных канатов почти целиком зависит от ухода за ними. Основной причиной снижения срока является подверженность гниению. Тросы всегда следует тщательно просушивать и только после этого укладывать в бухты или наматывать на вышки. Растительные тросы необходимо предохранять от попадания копоти, сажи и смазочных масел. Не рекомендуется также хранить их в местах с высокой температурой.

§ 107. Тросы из синтетических материалов

В тридцатых годах группа ученых под руководством доктора В. Карузера получила задание исследовать свойства высокомолекулярных цепей. Было установлено, что некоторые полимеры, в которых прежде всего следует отметить полиамиды, могут образовывать длинные цепи и являться источником волокнообразователя.

В 1939 г. появился первый нейлон, а вскоре был испытан и первый трос из этого материала. Последующие исследования показали, что новые материалы (нейлон, капрон, дакрон, перлон) имеют большие преимущества перед теми материалами, из которых обычно изготавливали растительные и стальные тросы; они прочнее растительных волокон более упруги, чем сталь, и очень стойки к воздействию влаги. Например, прочность нейлона оказалась в два раза выше, чем у манилы (табл. 33).

Синтетические тросы отличаются следующими особенно важными для судоходной практики свойствами:

не впитывают влагу, не разбухают, находясь в воде, т. е. практически не подвержены ее воздействию (нейлон и другие материалы особенно стойки к действию микроорганизмов, вызывающих гниение);

обеспечивают гораздо большую стойкость к истиранию, что сильно увеличивает их долговечность;

стойки к воздействию нефтепродуктов;

имеют гораздо большую температурную стойкость (растительные тросы обугливаются при 150° и продолжают гореть после

удаления источника). При нагреве до 100° в течение 10 дней растительный трос теряет 40% прочности. Нейлоновые тросы плавятся при температуре 250° при открытом пламени; после удаления пламени они затвердевают и плавление прекращается. При десятикратном нагреве тросы теряют только 25% прочности. Капрон горит, однако специальная химическая обработка предохраняет его от загорания).

Наконец, синтетические тросы очень упруги. Например, при нагрузке, равной 10% разрывной, удлинение нейлона составляет 15% от исходной длины, а у маневровых тросов — только 5%. Упругость составляющая в деформации синтетических тросов значительно выше, чем растительных. Они хорошо выдерживают часто повторяющиеся растяжения. Обычно трос может растягиваться на 30% своей длины; критической величиной считается 40%; разрывные тросы примерно при 50%-ном растяжении.

Особенности синтетических тросов необходимо учитывать при работе; большая величина упругих деформаций при растяжении делает тросы очень опасными при разрыве, при больших на грузах, так как они с огромной скоростью стремятся занять исходное положение.

Коэффициент трения между тросами и рабочими поверхностями значительно меньше. Это требует увеличения количества шлангов на барабанах (до четырех, а при тяжелых условиях — до шести) и, кроме того, особого внимания при работе, так как тросы могут соскочить с шкелов.

К недостаткам синтетических тросов нужно отнести старение (нейлон, например, теряет прочность от воздействия солнечного света) и возможность повреждения грызунами.

§ 108. Типы и свойства цепей

Цепи, находящие применение в судовых устройствах, могут быть разделены на *якорные цепи* и *цепи общего назначения*.

Остановимся на форме и размерах звеньев цепей. Наибольшее распространение получили цепи с овальными звеньями, которые чаще всего имеют следующие соотношения размеров (рис. 249 а):

$$L : b_d : B = 6d : 3,5d$$

где L и B — длина и ширина звена;
 d — калибр цепи (диаметр окружности в поперечном сечении звена).

Если длина звена превышает $6d$ используется форма с прямолинейными участками (рис. 249, б). Различное отношение длины звена к калибру позволяет разделить цепи на *длиннозвеньевые* (при $L > 5,5d$) и *короткозвеньевые* (при $L < 5,5d$). Обычно в звеньях вставляются распорки (коутфорсы), которые увеличивают прочность звеньев на 10—15% (по сравнению с прочностью звеньев без распорок). Кроме того, цепи из звеньев с распорками меньше закупаются.

Рис. 249. Формы звеньев цепей:
а — овальные; б — с прямыми участками.

Если цепь при эксплуатации не должна будет пробегать кулачковый барабан, то при изготовлении звеньев их размеры должны выдерживаться с точностью до 0,10d. Такие звенья называются *мекалиброванными*. Для *калиброванных* цепей выдерживают размер по длине 10 звеньев с точностью до $+0,1 + 0,03$ размера шага цепи, равного $L - 2d$.

Прочность и вес цепей Прочность цепи характеризуется двумя величинами — *разрывной* и *пробойной* нагрузками. Обе эти характеристики проверяются испытанием на цепепробном стане. Для цепей линейная зависимость между квадратом калибра и характеристиками прочности нарушается при величине калибра больше 70 мм. При меньших калибрах для оценки прочности можно с достаточной точностью использовать следующие зависимости:

разрывное усилие ланой цепи

$$T_{\text{разр}} = (55 - 58)d^2 \text{ кг} \quad (196)$$

где d — калибр звена — мм

разрывное усилие сварной цепи

$$T_{\text{свар}} = (39 - 41)d^2 \text{ кг} \quad (197)$$

Потребный вес цепи пропорционален d в тех же пределах по размерам калибра (до 70 мм). Его величину можно определить для всех цепей по формуле

$$\gamma = (2,1 - 2,2)d^2 \text{ кг/м} \quad (198)$$

где d — калибр, см

Для всех гибких связей может быть введен термин *разрывная длина*, т. е. длина, при которой связь, будучи подвешенной, разрывается от собственного веса. До калибров 70 мм разрывная длина цепей является величиной практически постоянной и составляет для литых цепей ~2500 м, а для сварных (электросварных и кузнечно-горновой сварки) ~1800 м. С увеличением калибра звена длина цепи быстро убывает; например, для литой цепи калибром 82 мм она составляет всего лишь 1900 м.

§ 109. Изготовление цепей

Для изготовления цепей используются кузнечно-горновая сварка, литье, электросварная сварка и штамповка.

Кузнечно-горновая сварка является самым старым способом изготовления цепей. Не случайно все первые патенты на якорные цепи принадлежали кузнецам.

Материалом для цепей служило мягкое железо. С появлением новых методов сварки их стали применять для изготовления некоторых видов и размеров звеньев. Однако кузнечно-горновой способ не утратил своего значения.

В настоящее время материалом для изготовления цепей методом кузнечно-горновой сварки служат горячекатаная сталь, химический состав которой имеет большое значение, поскольку он может повлиять на качество сварки. Прежде всего это относится к содержанию углерода, которое не должно превышать 0,18%; в противном случае ухудшается способность стали свариваться и появляются трещины при изгибе в холодном состоянии. То же самое относится и к марганцу, содержание которого ограничивается 0,8%. Увеличение содержания фосфора свыше 0,04% делает сталь хрупкой (в холодном состоянии), сера — краснотомкой (потому что содержание ограничивается 0,054%), хромик, никель, хром — ухудшают свариваемость.

В отечественной практике для изготовления якорных цепей используются стали марок 3Ц и Ст.2. Предел прочности стали 3Ц 36—45 кг/мм², относительное удлинение не менее 24%. Образец в холодном состоянии должен слабеть на 180° без появления трещин в месте сгиба. После сварки предел прочности изгибом должен составлять не менее 80% предела прочности образца.

Последовательность изготовления цепей при изгибной горнковой сварке:

1. Круглая сталь нарезается на пресс ножницами с соответствующими притусками.
2. Заготовка подвергается гибке на мощных прессах.
3. Процесс ковки начинается с нагрева заготовки до 900—1000°, изгибы концов и отгины локот. Затем следует нагрев под сварку до 1300°.
4. Полученное звено сцепляется с уже готовым звеном свариванием внахлестку и оформляются.
5. Заключительная операция — закрепление распорок и отшелка с проверкой размеров по шаблону.

Этот метод очень трудоемкий. Например, для изготовления цепи калибром 40 мм требуется бригада в составе кузнеца и трех молотобойцев. Для механические молоты, которые позволяют облегчить особенно трудоемкие операции. В настоящее время кузнечно-горнковую сварку иногда комбинируют со штамповкой.

Литые цепи. Увеличение калибра звеньев при кузнечно-горнковой сварке значительно усложняет их изготовление, поэтому этот метод используется для цепей лишь средних и малых калибров. Большие преимущества имеют цепи, изготовленные отливкой. Отсутствие места соединения с пониженной прочностью делает литьевую цепь более надежной. Прочность цепей повышается также благодаря использованию высококачественных сталей.

Все операции по изготовлению литых цепей легко механизировать, что снижает трудоемкость изготовления. Отпадает необходимость в специальном прокате.

Оборудование для изготовления очень простое, нет необходимости в дорогих и сложных прессах, молотах, сварочных аппаратах и т. д.

Практические наблюдения и научные исследования позволяют определить качество материала и характер термической обработки обеспечивающих прочность и эластичность изделий. Таким материалом оказалась хромомарганцованная сталь Л30СГ (содержание углерода 0,26—0,35%, марганца 1,0—1,4%, кремния 0,6—0,8%), которая получает необходимые свойства после тройной термической обработки, нормализации, закалки и отпуска*.

В настоящее время для отливки цепей используют две технологические схемы. По первой схеме сначала отливают свободные звенья, которые потом размещают в специальные формы, где про-

изводят отливку замыкающих звеньев. По второй схеме отливку производят в один прием.

Свободные звенья отливают в основном «групповым методом», т. е. в одном блоке одновременно изготавливают ~36 звеньев калибром до 37 мм или ~18 звеньев калибром до 53 мм. Крупные звенья отливаются группами по 8 штук. Затем свободные звенья отделили от прибыти и зачищают наружные и внутренние «запылы» в месте разъемной формы. После этого звено поступает в форму для заливки замыкающих звеньев.

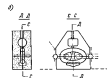


Рис. 250. Схема последовательной отливки цепи: а — отливка свободных звеньев, б — отливка замыкающих звеньев

На рис. 250 приведена одна из схем отливки замыкающих звеньев средних и крупных калибров в 4 ряда. На рис. 251 показана отливка



Рис. 261. Схема отливки цепи в один прием.

цепи по второй схеме на угловом станке. Полностью отлитую цепь очищают, и она поступает на термическую обработку.

Электрохромные цепи. Существуют два способа изготовления цепей с использованием электросварки — стыковая электросварка сопротивлением и стыковая электросварка оплавлением. Первый способ применяется только для малых калибров — до 19 мм второй — для калибров 80 мм и больше.

Материалом для электросварных цепей служат стали марок Ст.10, ЗЦ, Ст.2 и Ст.3. Электросварка при изготовлении цепей комбинируется с механическими цепезавальными автоматами, которые производят загибку заготовок и сгибание звеньев.

Изготовление цепей при изготовлении сварки оплавлением происходит по следующей схеме: а) резка прутков и подача заго-

* Нормализация — медленный нагрев до 920—940° с выдержкой в течение нескольких часов и последующим охлаждением на воздухе.

Закалка — равномерный прогрев изделия в печи при 900°, а затем выдержка в закалочной ванне при температуре не выше 80°.

Отпуск — равномерный прогрев при температуре 650—680° с последующим охлаждением в ванне с холодной водой как и при закалке.

товок на подогрев; б) струбцины звеньев; в) сварка; г) удаление заусенцев и наплавленного материала; д) укрепление распорок и формирование звена; е) нормализация.

Штамповочные цепи. Наряду с изготовлением частей звеньев для последующего их соединения сваркой штамповка может быть самостоятельным методом производства цепей средних калибров (25—40 мм).

Этот метод обеспечивает высокую прочность и надежность цепей и одновременно позволяет широко автоматизировать производственные процессы.

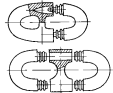


Рис. 252 Заготовки для изготовления цепи штамповкой.

Для изготовления цепей штамповкой используются стали марок 30Г2 (марганцовая сталь) и 35У (углеродистая). Основное внимание уделяется таким свойствам, как ударная вязкость, способность на усадку и изгиб. Образцы при загибе на 180° вокруг оправки, диаметр которой равен двум калибрам, не должны иметь надрывов или трещин. Испытания на осадку производятся на нагретом образце высотой в два калибра. После осадки образца на треть высоты на нем не должно быть трещин и других пороков.

На рис. 252 показаны два типа обычных звеньев, заготовки которых отштампованы из прессы. При их соединении нагретую часть звена с шпилькой насаживают и проковывают механическим молотом. Металл нагретой части заполняет канавки на остротке и образует прочное соединение.

В заключение приведем некоторые данные, характеризующие различные методы изготовления цепей:

1. Прочность литых цепей на 40—50% выше, чем цепей, изготовленных кузнечно-горючим методом или электросваркой, что объясняется лучшим качеством стали.

2. Штамповочные цепи не нашли широкого распространения из-за дороговизны, вызванной необходимостью иметь мощное кузнечно-прессовое оборудование (особенно для цепей со звеньями средних и больших калибров).

3. Стоимость цепей, изготовленных кузнечно-горючим сваркой и электросваркой, почти одинакова. Литые цепи дороже примерно в два раза.

Испытание цепей. Известно, что дефекты цепей не всегда могут быть обнаружены при внешнем осмотре. Поэтому аварии, вызванные разрывом цепей всегда бывают неожиданными, по-

скольку в этих случаях не бывает каких-либо симптомов (как например у стальных тросов, у которых разрыв отдельных проволок троса предупреждает о приближающейся аварии).

Это накладывает большую ответственность на испытания при сдаче цепей.

Помимо внешнего осмотра, который включает проверку размеров и выявление видимых недостатков, производят испытание цепей на разрыв и растяжение. Первое испытание выполняется на образце из трех или пяти звеньев. Удлинение неразрывных образцов должно быть не более 7% для цепей кузнечно-горючей сварки и электросварных с распорками и 8% — для цепей без распорок. У литых цепей удлинение не нормируется. Нагрузка при разрыве должна быть не менее чем на 10% выше установленной разрывной. Испытанию на растяжение на целопробном стане подвергается вся цепь. Нагрузка при этом составляет 65—70% от разрывной и называется пробой.

ЛИТЕРАТУРА

1. Авраамов Н. Ю. и Подвисоцкий Б. В. Морская практика. М.—Л., Судостроитель, 1958.
2. Алексеевский Ф. Г. Такелаж на работе. М., Речной транспорт, 1962.
3. Богачев А. И. Корабельные устройства и системы. Воениздат, 1953.
4. Благоняевский С. Н. Капитан корабля. Л., Судостроитель, 1954.
5. Бородин Б. В. и Петров М. К. Морская буксировка. «Морской транспорт», 1955.
6. Васильев М. В. Морская судостроительная практика. Гострансиздат, 1935.
7. Войтковский Я. И., Пиршци Р. Я. и Титов Н. А. Строительные нормы кораблей. Л., Судостроитель, 1960.
8. Производство яхт, саранов и катановых лодок. Л., Судостроитель, 1955.
9. Гурович А. Н. Расчет и конструирование судовых грузоподъемных устройств. Л., Судостроитель, 1958.
10. Гурович А. Н. и др. Судовые устройства. Сборник для конструкторов и проектировщиков. Л., «Судостроение», 1957.
11. Краковский И. И. и Губанов В. Е. Устройства и системы реющих судов. М., Речиздат, 1949.
12. Крылов А. Н. Техническое проектирование и буксирование судов. Сборник трудов академика А. Н. Крылова, т. 3, ч. 2. М.—Л., АН СССР, 1949.
13. Колчки А. И. Стальные катанки. М.—Л., Машгиз, 1950.
14. Павленко Г. Е. Совершенствование яхт двигателей судов. М., Военмориздат, 1953.
15. Поваженко В. Л. Судовые устройства. Гострансиздат, 1935.
16. Правила классификации и постройки морских стальных судов. «Морской регистр», 1956.
17. Суринило В. Л. Палубные механизмы. Л., Судостроитель, 1951.
18. Федяевский К. К. и Соболев Г. В. Управление корабля. Л., Судостроитель, 1963.
19. Каннов А. С. и Шмаков М. Г. Якорные и швартовные устройства. Л., «Судостроение», 1964.
20. Юхнин Е. И. Якорные, швартовные и буксирные устройства. Л., Судостроитель, 1955.
21. Яхтуржанский Б. И. Грузовые устройства морских судов. Л., Судостроитель, 1956.
22. Dote H. L. Forges G. S. Development of Anchors TRINA, vol. 102, 1956.
23. Ebel F. G. An analysis of shipboard cargo stowage. TSNAMT, vol. 66, 1958.
24. De Haan J. P. Practical shipbuilding, vol. B part I. The technical publishing company, Holland, 1957.

25. Henachke W. Schiffbautechnische Handbuch. Bd 3. VEB Verlag Technik, Berlin, 1962.
26. Hopkins W. Practical Designing of Bulk Carriers. Cargo Handling No. 7, 1959.
27. Jaeger H. E. Approximate Calculation of Rudder Torque and Pressure. International Shipbuilding Progress, No. 10, 1958.
28. Karlson I. Some considerations concerning stayed masts. European Shipbuilding, vol. 4, 1955.
29. Kinoshita M. On the twisting Moment acting upon a Ship Rudder stock. International Shipbuilding Progress, vol. 2, No. 60, 1955.
30. Larsen K. D. Review of previously published rudder studies. Stevens Institute of Technology, 1949.
31. Shiba H. Model experiments about maneuverability of ships. I Ship's own on Ship Maneuverability, 1960.

ОГЛАВЛЕНИЕ

От автора
Введение

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

РУЛЕВОЕ УСТРОЙСТВО

Глава 1. Управляемость судна

1. Сила, действующая на руль и судно при маневрировании
2. Поворотливость и устойчивость судна на курсе
3. Средства обеспечения управляемости

Глава 2. Судовые рули и их расчет

4. Типы рулей
5. Гидродинамические характеристики поворачивающего руля
6. Влияние свободной поверхности, трения винта и корпуса судна
7. Польза и вред рулей

Глава 3. Конструкция рулей, башен

8. Общий (башенный) руль
9. Валопровод и пневмоуправление руля
10. Руль с грузиком Косса. Распределение сил
11. Конструкция и расчет башен
12. Определение моментов рулевого устройства

Глава 4. Рулевые приводы

13. Общие положения
14. Типы рулевых приводов
15. Рулево-гидравлический
16. Рулево-механический
17. Вспомогательные рулевые приводы
18. Особые рулевые приводы

Глава 5. Активные средства управляемости

19. Активные рули
20. Поворотные винты
21. Подруливающие устройства

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

СПАСАТЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО

Глава 6. Коллективные и индивидуальные спасательные средства

22. Общие положения
23. Спасательные средства индивидуального пользования

Глава 7. Спасательные шлюпки

24. Форма, вместимость и главные размерения спасательных шлюпок
25. Плавучесть и остойчивость шлюпок
26. Прочность, материал и конструкция шлюпок
27. Спасательные шлюпки нефтяных судов
28. Средства движения шлюпок
29. Снабжение шлюпок

Глава 8. Спасательные плоты

30. Жесткие спасательные плоты
31. Надутые спасательные плоты

Глава 9. Средства спасения в водах шлюпок

32. Классификация судовых шлюпок
33. Работы в шлюпках при аварийном покидании судна
34. Протектирование шлюпок
35. Работы в шлюпках при аварийном покидании судна
36. Конструктивные элементы шлюпок
37. Лебедки шлюпочного устройства
38. Проверочный расчет шлюпочного устройства
39. Нормы организации конструктивных элементов шлюпок
40. Хранение и закрепление шлюпок по-полюсам
41. Средства спасения в водах спасательных плотов

Глава 10. Спасательные средства и их размещение на судах

42. Нормы снабжения судов спасательными средствами
43. Размещение спасательных средств

Как считать, так, способ подсчета

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

ГРУЗОВОЕ УСТРОЙСТВО

Глава 11. Общие сведения о грузовой системе судна

44. Назначение и роль грузовой системы
45. Судовые грузовые средства и их классификация

Глава 12. Грузовые стрелы

46. Состав и работа грузовых стрел
47. Состав стрел-манипов
48. Конструкция стрел

Глава 13. Такелаж стрел. Грузовые лебедки

49. Грузовые лебедки
50. Такелаж и стропы
51. Судовые грузовые лебедки

Глава 14. Расчет грузовых стрел

52. Давление стрел
53. Определение усилий, действующих на стрелу и ее такелаж
54. Определение усилий в стреле и такелаже при спаренной работе
55. Устойчивость и прочность стрел
56. Расчет легкой грузовой стрелы

РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ

ШВАРТОВЫЕ И БУКСИРНЫЕ УСТРОЙСТВА

Глава 23. Швартовные устройства

§ 87. Общие положения	281
§ 88. Шварты	282
§ 89. Крюки	284
§ 90. Коповые планки и клины	286
§ 91. Крюки и привальные бусы	287
§ 92. Выводы	289
§ 93. Металлические швартовные устройства	290
§ 94. Типы швартовных устройств	291
§ 95. Выбор элементов швартовного устройства	300

Глава 24. Буксирные устройства

§ 96. Обобщенное буксирное устройство	304
§ 97. Буксыры и их буксирные устройства	306
§ 98. Элементы буксирного устройства	310
§ 99. Некоторые рекомендации для расчета буксирных тросов	315

РАЗДЕЛ ШЕСТОЙ

ГИБКИЕ СВЯЗИ В СУДОВЫХ УСТРОЙСТВАХ

Глава 25. Расчет гибких связей

§ 100. Общие положения	318
§ 101. Форма и изготовление гибкой связи в статических положениях	319
§ 102. Колебания гибких связей	320

Глава 26. Стальные тросы

§ 103. Материал и конструкция стальных тросов	338
§ 104. Механические свойства тросов	344
§ 105. Особенности расчета стальных тросов	347
§ 106. Конструктивное оформление и эксплуатация стальных тросов	351

Глава 27. Растительные и синтетические тросы

§ 107. Классификация растительных тросов и их изготовления	355
§ 108. Свойства и применение растительных тросов	357
§ 109. Тросы из синтетических материалов	358

Глава 28. Цепи

§ 110. Типы и свойства цепей	360
§ 111. Изготовление цепей	361
Литература	366

Глава 15. Грузовые ящики транспортных судов

§ 57. Терминология и классификация	309
§ 58. Основные типы	309
§ 59. Погрузка и разгрузка ящиков	310

Глава 16. Судовые краны

§ 60. Судовые краны	308
§ 61. Состав судового кранового оборудования	310
§ 62. Сравнительная оценка судовых кранов	312
§ 63. Мачтовые краны	315

Глава 17. Грузовые механизмы непрерывного действия

§ 64. Транспортеры и конвейеры	317
§ 65. Гидравлические перегружатели	319
§ 66. Самогружающиеся суда	320

Глава 18. Совершенствование судовых грузовых аппаратов

§ 67. Транспортеры обобщенного типа	321
§ 68. Трансформирование. Совершенствование конструкции корабельных аппаратов	325

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

4. ЯКОРНОЕ УСТРОЙСТВО

Глава 19. Якоря и якорные элементы

§ 69. Назначение якорного устройства	330
§ 70. Развитие якорей	332
§ 71. Конструктивные особенности и основные характеристики якорей	336
§ 72. Подъемка якорей на палубе	343
§ 73. Конструкция якорных элементов	347
§ 74. Якорные элементы из стальных и синтетических тросов	350

Глава 20. Определение основных элементов якорного устройства

§ 75. Рекомендации Правил постройки	353
§ 76. Определение основных элементов якорного устройства	355
§ 77. Расчет элементов якорного устройства	358

Глава 21. Конструктивные элементы якорного устройства

§ 78. Якорные цепи	361
§ 79. Цепные стопоры и стопоры для заходного закрепления якоря	366
§ 80. Цепные якоря и цепные якоря	368
§ 81. Якорные механизмы	371

Глава 22. Особенности якорных устройств различных судов и плавучих сооружений

§ 82. Якорные устройства морских транспортных и плавучих сооружений	376
§ 83. Глубинные якорные устройства	378
§ 84. Якорные системы плавучих доков	379

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр	Слова	Напечатано	Следует читать
41	Б и в	перемещаются в ко- рпус	применяют только
92	Подпись к рис. 59	а — самонакладки аппаратов; б — сис- темы МПБ.	а — системы МПБ; б — самонакладки аппаратов.
193	1-я ст	(стр. 900)	(стр. 349)
194	17-я :	(стр. 900)	(стр. 179)
215	21-я :	(см. стр. 900).	(см. стр. 95)
260	2-я :	стр. 900,	стр. 337,

АЛЕКСАНДРОВ МИХАИЛ НИКОЛАЕВИЧ

СУДОВЫЕ УСТРОЙСТВА

(руководство для конструкторов судов)

Рецензенты кафедры «Конструкция корпуса и проектирование судов» НКН
им. А. Н. Гурович

Научный редактор А. Н. Шаповаков

Редактор Е. Е. Ероменко

Технический редактор Д. И. Кривина

Корректоры А. Ф. Андрианова и О. И. Серышева

Сформировано верстаками худсоветника Ефименко В. А.

Сдано в набор 26/III 1968 г. М. 2000. Подписано к печати 4/VI 1968 г.
Формат книжки 60 X 90. Тираж 500 экз. Цена 0,15 руб. Заказ № 2001
Изд. № 1000/68 Тираж 1400 экз. Цена 0,15 руб. Выход типографии №
Подписательство «Судостроение», Ленинград, Д-65, ул. Гурова, 9

Ленинградская типография № 6 Государственной
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Ленинград, ул. Матвеевская, 19