

МИНИСТЕРСТВО МОРСКОГО ФЛОТА СССР
ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕКЛАМНО-ИНФОРМАЦИОННОЕ
АГЕНТСТВО

ТРУДЫ
ЦЕНТРАЛЬНОГО ОРДЕНА
ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО ИНСТИТУТА
МОРСКОГО ФЛОТА



ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТИПЫ СУДОВ

Издаётся с 1955 г.

ВЫПУСК 265



ЛЕНИНГРАД «ТРАНСПОРТ» 1981
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ

Ответственный редактор Ю. М. Павлов

Редакционная коллегия: канд. экон. наук А. А. Понтин (зам. отв. редактора),
канд. техн. наук Л. Г. Соловьев, В. Г. Логанович, В. А. Межуев
(отв. секретарь)

Научный редактор д-р техн. наук Н. В. Марованченко

УДК 629.123.57/59.001.2.004.15

*Н. П. Марованченко, д-р техн. наук; Б. Н. Никольский;
Л. Г. Цой, канд. техн. наук*

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И АРХИТЕКТУРНО-КОНСТРУКТИВНОГО ТИПА КРУПНОТОННАЖНОГО МНОГОЦЕЛЕВОГО СУХОГРУЗНОГО СУДНА ЛЕДОВОГО ПЛАВАНИЯ

Настоящее развитие северных районов Сибири и Дальнего Востока, связанное с освоением новых месторождений полезных ископаемых, обуславливает неуклонный рост объема грузоперевозок по Северному морскому пути (СМП). Это требует продления сроков арктической плавания вплоть до круглогодичной и применения в Арктике крупнотоннажных ледокольно-транспортных судов.

Достигнутый прогресс в ледовом строительстве требует совершенствования транспортных судов с целью обеспечения соответствия их параметров характеристикам новых мощных ледоколов. Это наряду с повышением безопасности плавания судов во льдах способствует достижению максимальной эффективности арктических перевозок. Налажное круглогодичное функционирование СМП создает необходимые предпосылки для организации транзитных перевозок как народнохозяйственных грузов, так и грузов иностранных фрахтователей кратчайшим путем между Европой и портами Дальнего Востока.

Одним из перспективных средств освоения Севера являются сухогрузные суда арктического плавания, многоцелевого назначения, действом около 25 000 т (СА-25), в максимальной степени приспособленные к перевозке разнообразных генеральных грузов, промышленного оборудования, колесной техники, стандартных контейнеров и т. д. При достаточном ледовальном обеспечении суда типа СА-25 смогут использоваться как на круглогодичных транзитных перевозках грузов из Мурманска в порты Дальневосточного бассейна и обратно, так и в зимнее время на направлении Мурманск—Хатанга.

Выпускно по плану ЦНИИМФ



П 35906-278
049(01)-31 278-31

© Центральный научно-исследовательский институт
морского флота (ЦНИИМФ), 198.

Исходя из назначения, структуры грузопотоков и направлений использования, суда типа СА-25 должны удовлетворять следующим основным эксплуатационно-технологическим требованиям:

- соответствовать условиям плавания по транзитным трассам СМП при практически круглогодичной навигации;
- обеспечивать эффективные перевозки и обработку грузов самой широкой номенклатуры и транспортного вида на различных направлениях;
- иметь максимальную приспособленность к скоростной комплексно-механизированной грузообработке в портах и на прибре в оборудованных пунктах.

Необходима отличительная черта многоцелевого судна типа СА-25 — возможность разнообразной загрузки. На нем должны перевозиться следующие грузы: тяжеловесы массой до 80 т, металлоконструкции, длинами от 12 до 25 м (трубы, прокат, рельсы, сваи, фермы, стрелы ярангов), укрупненные мосты (пакеты, флеты), контейнеры ИСО типа ИСС и IAA, руда, нажитые грузы (автомашины, самолеты, техника, трейлеры, роллтрейлеры, вагоны), грузы, на которые распространяются правила перевозки МОПОГ.

Архитектурно-конструктивный тип судна должен соответствовать условиям оптимальной технологии грузообработки, обеспечивающей сокращение стоимостного времени под грузом на операциях, в том числе при неблагоприятных метеорологических условиях. Ширина судна должна отвечать условиям гарантированной проходимости ледоколами типа «Арктика». Энерговооруженность должна быть достаточной для достижения соответствия ледовой ходкости и прочности судна возможностям ледокола, осуществляющего проводку.

Выбор основных параметров и разработка вариантного ряда судов. Необходимы работы в Арктике в условиях максимально продолжительной навигации, предопределяющая методологический подход к выбору основных вариантов судна, выдвину на первый план обеспечение его высоких ледовых качеств для безопасной и эффективной проводки современными мощными ледоколами, а также возможности самостоятельного плавания в летний период арктической навигации.

Выполненные исследования позволяют сделать вывод, что для эффективного обеспечения указанных грузоперевозок, включая транзит, судно типа СА-25 должно быть многоцелевым, с комплексированным способом грузообработки и повышенной энерговооруженностью. В качестве исходного варианта по размерениям принято судно шириной 28 м, по условиям прохода ледоколами типа «Арктика». Разработаны два вариантных ряда судов:

1) с постоянной шириной, равной 28 м, и удельной энерговооруженностью по отношению к водоизмещению от 0,4 до 1,0 кВт/т, при постоянной грузоподъемности (грузоподъемности) для определения оптимальной энерговооруженности при эксплуатации в высоких широтах под проводкой ледокола;

2) шириной 26—32 м при том же изменении энерговооруженности для определения влияния ширины судна на проходимость при следовании за ледоколом и на экономические показатели судна.

При выполнении расчетов по вариантам с учетом назначения судна приняты следующие исходные параметры и конструктивные особенности: удельная грузоподъемность 2,4 м³/т, надводный борт кобылочный, раскрытые перпендикуляр палубы максимальные, вторая палуба накатная; ледовые подкрепления корпуса в винто-рулевого комплекса категории УЛА Регистр СССР; энергетическая установка дизель-редукторная, со среднероборными двигателями и передачей мощности на винты регулируемого шага. Соотношения главных размерений и форма обводов судов вариантного ряда выбраны из условий одновременного удовлетворения требований ледовой ходкости, мореходных качеств и грузоподъемности.

Опыт эксплуатации показывает, что суда активного ледового плавания должны иметь образование носа, близкое к ледокольному. Ледокольный нос обеспечивает эффективную пошку льда и уменьшение сопротивления бегого льда движению судна. На основании экспериментальных исследований и опытных данных можно считать рациональным для ледокольно-транспортных судов угол наклона форштевня к горизонту около 30°. Этому углу должны соответствовать углы наклона бортов к вертикали 30—45° и угол лостового заосрежения КВЛ 20—30°. При этом цилиндрическая остакта судна может быть с вертикальными бортом. Это дает возможность увеличить коэффициент обшей полноты до 0,70 и повысить грузоподъемность судна при ограничении главных размерений [1—3]. Рекомендуемые при этом отношения длины судна к ширине 6,5—7,0.

Оценка ледовых качеств. В процессе исследования вариантов судна типа СА-25 оценена его ледовая ходкость и прочность. Определение ледопроездности судна в сплошных льдах в зависимости от его размеров и мощности энергетической установки, расчетами скорости движения в природных мелкоблочных льдах и в канале за ледоколом при различных соотношениях ширины ледокола и ширины ведомого судна, обоснована категория ледовых условий корпуса.

Предельная толщина ровного сплошного льда, преодолеваемого ледокольно-транспортным судном асперрием ходом, оценена по формуле [4], учитывающей и отличие от других эмпирических выражений влияние водоизмещения на ледопроездность:

$$h_{\text{л}} = \frac{6}{3,13} D^{0,4} \left(\frac{P_{\text{с}}}{B} \right)^{0,1},$$

где D — водоизмещение судна, т; $P_{\text{с}}$ — тяга гребных винтов на режиме, близком к швартовному, кВт; B — ширина судна по КВЛ, м; k — коэффициент, определяемый по прототипу (по данным модельных испытаний в ледовом бассейне АЛНИИ он может быть принят равным 0,067).

Расчет сопротивления судна в природных мелководных льдах производится по методике ААННП [5]. Производимость судна в канале при плавании за ледоколом во льдах различной толщины оценивается с учетом результатов специальных натурных и модельных испытаний судов, позволяющих учесть помимо энерговооруженности также относительной ширины судна (по отношению к ширине ледокола, прокладывающего канал) и скорость проводки. Полученные зависимости скорости движения в канале от относительной ширины судна и толщины льда применительно к варианту судна с энерговооруженностью около 0,5 кВт/т представлены на рис. 1.

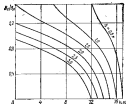


Рис. 1. Зависимость скорости судна типа СА-25 в канале за ледоколом от относительной ширины судна B_k/B_l и толщины льда h_l

Рассчитанные таким образом скорости для всех вариантов судна, отличающихся размерами и мощностью, являлись исходными для расчетов их эксплуатационно-экономических показателей. При этом одновременно учитывались возможности лидирующего ледокола. Так, если достигнута скорость судна в канале, превышала скорость прокладки канала ледоколом, то скорость проводки ограничивалась скоростью ледокола. Оптимальным в этом отношении является случай полного соответствия достижимых скоростей ледокола судна скоростью прокладывающего канал ледокола.

В целях повышения эффективности работы во льдах судна типа СА-25 особенно при его использовании в Арктике в зимний период целесообразно установить систему пневмообогрева корпуса. Исследования показали, что пневмообогревающее устройство позволит увеличить скорость движения судна в канале на 1—2 уз, исключить обледенение корпуса снежно-ледяной массой при низких температурах наружного воздуха и уменьшить потери времени при проводке, связанные с застреванием в околосудной льде.

Предлагаемые к судам типа СА-25 требования круглогодичной эксплуатации в Арктике с максимальным возможным исключением ледовых повреждений корпуса и необходимостью обеспечения соответствия параметров этих судов возможностям мощных ледоколов обуславливают необходимость строительства судов типа СА-25 на мощнейших для транспортных судов ледовых классов Регистра СССР — УЛА. Ледовые усиления категорий УЛА необходимы также для обеспечения самостоятельной (без помощи ледоколов) работы этих судов летом в Арктике и зимой в замерзающих неарктических морях.

Вместе с тем, как известно, действующие правила Регистра СССР не содержат указаний о назначении ледовых нагрузок для ледоколо-транспортных судов активного ледового плавания. Отсутствуют рекомендации и о потребной мощности или энерговооруженности таких судов, о допустимых безопасных скоростях движения в различных ледовых условиях.

Расчетная оценка ледовой прочности показала, что рациональные соотношения между строительной прочностью и мощностью для судна типа СА-25 рассматриваемого назначения могут быть достигнуты при условии упрочнения корпуса категории не слабее УЛА. Только тогда обеспечивается необходимое соответствие между скоростями судна во льдах, достижимыми по мощности и допустимыми по прочности корпуса. Этим гарантируется не только безопасность плавания, но и повышение экономической эффективности судна. Результаты сравнительной оценки ледовой прочности судов с ледовым усилением категорий УЛА и УЛ с учетом ледовых сжатий также подтвердили необходимость назначения для судов, эксплуатирующихся в высоких широтах, усиленной категории УЛА.

Выбор рациональной ширины и энерговооруженности судна. Разработанные варианты судна типа СА-25 являлись исходными при определении целесообразных размеров и мощности для условий круглогодичной эксплуатации. Критерием экономической эффективности для сравнения вариантов принят показатель суммарных приведенных затрат по судам и ледоколом на тонну перевозимого груза. Экономические расчеты выполнены применительно к транзитной перевозке из Мурманска в Магадан народнохозяйственных грузов по высокоширотной закрываемой трассе в мае—июне 1978 г. во время экспериментальной проводки ледоколом «Сибирь» дизель-электродвигателя «Капитан Мышенский». Результаты расчетов показали, что по экономическим критериям целесообразно увеличение ширины транспортного судна вплоть до ширины ледокола. При этом существует оптимальная энерговооруженность судна, при которой достигаются минимальные приведенные затраты.

Поскольку рассматриваемое судно предназначено главным образом для проводки ледоколов типа «Арктика», а по условиям эксплуатации и обеспечения необходимой производительности грузов для универсальных судов дейдейт их ограничения 25—30 тыс. т, для судна типа СА-25 может быть рекомендована ширина 28 м. Дальнейшее увеличение ширины приведет к заметному ухудшению условий проводки, так как в этом случае судно будет работать в режиме должизагона вромк канала, его маневренность и управляемость в криволинейный канал за ледоколом будет значительно затруднены. Полученные зависимости приведенных затрат показывают, что при ширине судна 28 м оптимальная энерговооруженность зависит от ледокола, осуществляющего проводку. Для проводки ледоколом типа «Арктика» экономически оправдана значительно большая энерговооруженность судна типа СА-25, чем ледоколо-транспортных судов типа «Амгума» и СА-15.

Рассмотрен также вариант судна типа СА-25 со значительно увеличенной мощностью, которая обеспечит ледоходимость, позволяющую ему автономно плавать по трассам СМП. Установлено, что экономическая эффективность эксплуатации судна с главным двигателем примерно большой мощности при использовании ледоколов заметно снижается, так как в данном случае судно, ведомое ледоколом, не сможет использовать полностью свои возможности. Ледокол, прокладывающий канал, будет иметь меньшую скорость, чем может развить следующее за ним в канале судно, т. е. ледокол будет тормозить движение такого судна. Как показали расчеты, самостоятельное плавание (без ледокольного обеспечения) судна рассматриваемого типоразмера также невыгодно.

Обоснование архитектурно-конструктивного типа судна. Выбор рационального архитектурно-конструктивного типа рассматриваемого судна сделан на основании:

- анализа направлений перевозок, структуры грузопотоков и номенклатуры грузов, определенных назначениях судна;
- анализа массогабаритных параметров перевозимых грузов, и условий их транспортировки, влияющих на выбор характеристик грузовых помещений;

- анализа эксплуатационно-технологических особенностей арктического плавания в условиях круглогодичной навигации;

- обоснования наиболее рациональной технологии грузопереработки для повышения производительности труда, сокращения стоимостного времени и снижения трудоемкости грузовых операций;

- выбора энергетической установки и расположения машинного отделения, размеров машинной шахты, размещения топлина и т. п.

Выполненные исследования и более ранние проработки [1] показали, что для эффективной перевозки и переработки грузов указанной выше номенклатуры должен быть обеспечен комбинированный способ грузовых операций — вертикальный (через грузовые люки) и горизонтальный (накатом на вторую палубу через кормовые ворота).

В связи с тем, что судно типа СА-25 должно быть универсальным многоцелевым, характеристики его грузовых помещений должны обеспечивать экономичную перевозку грузов широкой номенклатуры как при комбинированной, так и при полной загрузке. Грузовое устройство должно отвечать условиям скоростной грузопереработки, включая перегрузку балластных контейнеров и тяжеловесов массой до 80 т вертикальным способом и самоходной техникой, ролл-трейлеров и автомашин накатом.

Целесообразно устройство на судне кормового буксирного выреза для работы способом «тандем» с другими судами и ледоколом. Наличие такого выреза должно учитываться при размещении кормовой ramпы, в свою очередь влияющей на расположение машинного отделения и надстройки по длине судна, что свя-

зано с типом энергетической установки, габаритами главного двигателя и обеспечением горизонтального способа погрузки на вторую палубу. Высота верхнего твиндека выбирается так, чтобы обеспечить проезд и размещение колесной техники (не менее 4,3—4,5 м) или двух ярусов контейнеров по 2,50 м с учетом комбинга люка. Высота трюма и нижнего твиндека предопределяет размещение максимального числа стандартных пакетов, а также контейнеров (два яруса в трюме и один — в нижнем твиндеке).

Для погрузки накатом на вторую палубу, а также для выгрузки на припай на судне необходима установка кормовой угловой ramпы, сдвинутой в нос от кормового перпендикуляра, чтобы исключить повреждение ramпы при возможном навале судна, буксирного в буксирном вырезе.

Ширина судна по верхней палубе выбрана с учетом обеспечения проезда и маневрирования самоходной техники (автомашин, колесной техники, ролл-трейлеров и автопогрузчиков), а также с учетом ограничений, обусловленных плаванием за ледоколом «Арктика». Ширина шахты МО должна обеспечивать проезд в зависимости от типа энергетической установки, либо по бортам, с шириной водонепроницаемых дверей не менее 5,5 м, либо в диаметральной плоскости шириной около 7,0 м.

По условиям скоростной грузопереработки должно быть максимальное раскрытие грузовых помещений и наличие длинномерных трюмов. На судне типа СА-25 такое раскрытие могут обеспечить кормовые люки. Доступ к отдельным частям трюма возможен и при одном открытом люке. Это очень важно при неблагоприятных метеорологических условиях, характерных для Арктики. Размеры люков должны быть кратными размерам стандартных большегрузных контейнеров: длина люков в двух трюмах — не менее 25 м. Подпалубные настилы должны быть не более 1,5 м у бортов и около 2,0 м у поперечных переборок в нижнем твиндеке и трюме. Рекомендуется предусмотреть двойной борт, а грузовые помещения разделить на пять трюмов, два из которых длинномерные. При устройстве двух палуб необходима установка грузовых платформ в основных трюмах. Один из трюмов на судне должен существовать по конструкции и оборудованию требованиям международных правил перевозки опасных грузов. Нагрузку на двойное дно, платформу, палубы и люковые закрытия рассчитываются с учетом массы и числа ярусов стандартных контейнеров, самоходной техники и крупногабаритных грузов.

Перегрузка отдельных видов грузов предполагается по следующей схеме:

- накатные грузы (самоходная техника, автомашины, автопогрузчики, ролл-трейлеры, тягачи) — только горизонтальным способом;

- тяжеловесы, крупногабаритные и длинномерные грузы, металлоконструкции — как горизонтальным, так и вертикальным способом;

контейнеры, генеральные грузы отдельными местами — только вертикальным способом через грузовые люки.

Принятый способ грузообработки позволяет сократить стоянки судна в порту, а также в случае работы на приклай, вследствие совмещения грузовых операций (загрузка — выгрузка верхнего танка через кормовые ворота при одновременной загрузке — выгрузке верхней палубы) и производства грузовых работ при неблагоприятных метеоусловиях (при закрытых люках верхней палубы). Такой способ грузообработки оптимален для относительно большой грузоподъемности судна типа СА-25 (около 23 тыс. т).

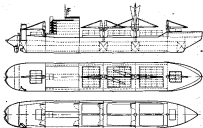


Рис. 2. Схема общего расположения судна типа СА-25

Угловая рамка шириной около 7 м в кормовой части судна обеспечит погрузку накатом колесной техникой и грузежных самоходных средств массой до 80 т. Для производства грузовых работ вертикальным способом возможны два варианта грузовых средств: крановый (для одиночных 20-т крана, спаренные 2х20 т и 2х40 т) и смешанный (тяжеловесная стрела грузоподъемностью 80 т с механизированными 20-т стрелами, два одиночных 20-т крана и спаренные 2х20 т).

На рис. 2 показана схема общего расположения судна с пятью трюмами и двумя надубами, нижняя из которых накатан с грузовой платформой в трюмах № 2—4 и кормовой угловой рамкой. Надводный борт избыточный, грузовые люки парные, расположение МО и жилой кадетской промежуточное.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследования основных параметров и архитектурно-инженерного типа универсальных сухогрузных судов морского плавания. П. Маросинский, В. Н. Никольский, Л. Г. Цой, Л. А. Кривая, А. В. Нерусовский. — *Тр. ЦНИИМФ*, 1979, вып. 243, с. 3—14.
2. Цой Л. Г., Фаддеев О. В. Основные требования к кораблям на основе характеристик металлургического корабля транспортных судов морского флота. — *Тр. ЦНИИМФ*, 1978, вып. 232, с. 51—57.
3. Кантелева В. И., Фаддеев О. В., Цой Л. Г. Выбор основных параметров ледовых-транспортных судов. — *Судостроение*, 1979, № 12, с. 4—6.
4. Цой Л. Г. Выбор энергоснабженности ледохода с учетом ледовых масс на ледовоспособности. — *Тр. ЦНИИМФ*, 1977, вып. 223, с. 120—124.
5. Кантелева В. И., Поздняк Н. Н., Рывкин А. Я. Совершенствование ледя движению судна. Л., Судостроение, 1968, 236 с.

УДК 629.122.5(266): 625.2

Г. А. Ачуджан, канд. техн. наук;

Л. Г. Соловьев, канд. техн. наук; В. Н. Шудский

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И АРХИТЕКТУРНО-КОНСТРУКТИВНОГО ТИПА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПАРОМА ДЛЯ БАЛТИЙСКОГО МОРЯ

Одной из наиболее развитых и перспективных транспортно-технологических систем является паромная. Она получила большое распространение в мире для сравнительно коротких морских линий и с интенсивными грузо- и пассажиропотоками.

Морские паромные перевозки за последние годы быстро развиваются и в Советском Союзе. Расширяются сферы использования паромов как по виду перевозимых грузов, так и охвату ими различных морских бассейнов страны. Наиболее перспективно развитие железнодорожных паромов для морских регионов с примыкающей к ним густой сетью железнодорожных дорог. Применение паромов значительно увеличивает интеграцию судопутных видов транспорта с морским. Это позволяет за счет исключения многократной перевалки грузов в портах уменьшить его потери, полностью механизировать или автоматизировать погрузо-разгрузочные операции, существенно сократить путь перевозок. Помимо улучшения экономических показателей, паромная транспортно-технологическая система позволяет ускорить доставку грузов и наиболее эффективно решать социальные и экологические проблемы на транспорте.

В принятых «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период

до 1990 года» предусмотрено пополнение морского флота специализированными судами, в том числе железнодорожными паромом.

Одним из перспективных морских регионов для использования железнодорожных паромов является Балтийское море. Развитая система железных дорог в Европейской части СССР, а также в Европе и, прежде всего, в странах — членах СЭВ, связь ее с морскими портами, предопределяет необходимость изучения возможности создания новых смешанных морских — железнодорожных линий для обеспечения возрастающих объемов каботажных и транзитных перевозок.

В ЦНИИМФ выполнены технико-экономические обоснования по выбору основных параметров и архитектурно-конструктивного типа железнодорожного парома для этого региона. В отличие от морских грузовых судов, обслуживающих транспортно-технологические системы других назначений, например, пакетные или контейнерные, для железнодорожных паромов особую важную роль приобретает комплексность обоснования основных параметров и архитектурно-конструктивного типа судна и характеристик береговых сооружений.

Выбор главных размеров, архитектуры и конструкции корпуса, грузового оборудования и других устройств и систем, обеспечивающих высокие мореходные качества судна, во многом зависят от типа, размеров и массы вагонов, технологии грузовых операций и параметров береговых перегрузочных железнодорожных комплексов, а также от особенностей портовых акваторий и подходов каналов, навигационных и гидрометеорологических условий плавания. Причем именно для паромов характерна наибольшая индивидуальность при принятии нестандартных технических решений, зависящих от особых требований каждой конкретной линии эксплуатации. Необходимо также знание тенденций развития железнодорожных паромов, из основных технико-эксплуатационных параметров.

Современное состояние развития паромов. Железнодорожные паромы¹ в мировом флоте относительно немногочисленны. Так, в 1976 г. из 274 западноевропейских паромных линий лишь 16 обслуживались железнодорожными либо железнодорожно-автомобильными паромом.

На сравнительно коротких линиях-переездах с легким ветровальным режимом используются однопалубные паромы с полостью открытой грузовой палубой либо с открытой в корме вагонной надстройкой. Такими, например, паромы типа «Северный» для переезда через Керченский пролив (1965 г.), «Хайде Транс-

портер» для Ванкувера, Канада (1974 г.), английский «Кембридж Ферри» для Ла-Манша и Северного моря (1964 г.). У этих судов на палубе, как правило, четыре железнодорожных колес, что требует центрального расположения шахт газомехлопа и трапов, ведущих внутрь корпуса. Прием и выкатка вагонов у первых двух из названных паромов осуществляется для упрощения и ускорения швартовки через носовую оконечность. На пароме дальней постройки («Северный», «Кембридж Ферри») стрелочные переводы находятся на вагонной палубе. Ходовая рубка располагается над каютами.

Наиболее распространен «классический» тип двухпалубного железнодорожного парома с одной грузовой палубой, закрытой вагонной надстройкой, простирающейся по всей длине судна, и непрерывной верхней палубой. У этих судов от 2 до 5 (обычно 4) рельсовых путей. При 2—3 путях практикуются совместные перевозки вагонов и автомобилей, принимаемых, как правило, через кормовой люк портовой вагонной надстройки. Вагонные палубы — без лопов и сдвоенности, иногда с укрупнен в носовой оконечности. На верхней палубе обычно расположены помещения для пассажиров и экипажа. Примеры таких судов в отечественном флоте — «Советский Азербайджан», «Сазалин» [1], а в зарубежном — «Шарретт» (Франция, 1973 г.), «Сор Роберт Бонд» (Канада, 1975 г.), «Ионика Мару» (Япония, 1977 г.), «Росток» (ГДР, 1977 г.). На них грузовая палуба загружается и разгружается по береговому железнодорожно-перезонному носу с помощью без применения судовых грузозахватных устройств. Грузовые помещения в трюме отсутствуют, что позволяет обеспечить автономность и аварийную остойчивость судна. Вместимость зарубежных судов составляет 25—35 вагонов, а чистое время грузообработки 1—1,5 ч или 2,4—2,6 мин на один вагон (погрузка и выгрузка).

Дальнейшее увеличение вместимости железнодорожных паромов с одной грузовой палубой вызывает чрезмерный рост длины и ширины судна при относительно небольшой осадке. Это требует увеличения размеров акваторий, каналов, проемов и приводит к ухудшению мореходности и управляемости судна и другим отрицательным последствиям.

Современный путь увеличения автономности состоит в принципиальном изменении архитектурно-конструктивного типа парома. Созданы паромы, перевозимые вагоны на двух палубах и в трюме: типа «Рейлинг 1» (ФРГ, 1974 г.) [2], «Геронте на Одесса» (НРБ, 1978 г.) [3—5] и «Герон Шинки» (СССР, 1978 г.). На этих судах вагоны, навываемые с берега на главную палубу, поднимаются судовым автоматизированным лифтом на открытую верхнюю палубу и в трюм, где с помощью трансбордеров распределяются по путям и затем раскатываются по ним с помощью судовых мотовозов. В результате удалось увеличить вместимость до 108 вагонов, которая является наибольшей для существующих в мире паромов.

¹ Здесь и ниже так называемые паромы, предназначенные для перевозки железнодорожного подвижного состава и индивидуального либо группового количества пассажиров без одновременной перевозки автомобилей.

Однако одновременно возросло и стояночное время (для рассматриваемых паромов практически совпадающее с временем грузовой операции), составляющее у «Героята из Одессы» 12—16 ч при 108 вагонах, у парома «Рейшин» — 6—7 ч при 60 вагонах или 6—9 мин на один вагон. Это в 2,5—3,5 раза больше, чем для однопалубного парома. Кроме того, при выходе из строя хотя бы одного звена сложного комплекса судового грузового оборудования (лифт, два трансбордера и два мотовоза) существенно замедляется или вовсе останавливается весь технологический цикл грузовых операций. Уязвимость этого оборудования возрастает в условиях качки и повышенной влажности. Из-за невозможности установки в грузовом трюме водонепроницаемых переборок непотопляемость таких сложных и дорогостоящих судов не обеспечивается. (Живучесть судна повышена устройством от носа до машинного отделения двойных бортов с расстоянием между ними около 5 м и двойного дна высотой 1,7 м.) Для проведения грузовых операций требуется дополнительный персонал — до 10 чел. на одну смену.

Скорость большинства железнодорожных паромов относительно невысока — 16—18 уз, лишь у некоторых из них («Шарф-реда», «Синко Мару», «Осима Мару») она составляет 20—21 уз. Такая скорость характерна для железнодорожно-автомобильных паромов («Рюген», «Ворген» и др.). Выбор скорости существенно зависит от местных условий (протяженности линии, стояночного времени паромов, количества паромных причалов и др.) и связан с обеспечением приемлемого рейсового оборота.

В качестве энергетической установки, как правило, используются среднеоборотные дизели (два или четыре главных двигателя), обеспечивающие удобства размещения в ограниченном по высоте подпалубном пространстве с минимизацией расходов топлива. Мощность энергетических установок 1500—15 000 кВт и зависит от скорости и вместимости парома. Однако наибольшее количество паромов имеет резерв мощности, обеспечивающий скорость на 1—1,5 уз большую, чем расчетная, необходимую для поддержания графика движения в случае различных задержек.

Гребная установка, как правило, дуплоузелная с винтами регулируемого шага, обеспечивающими высокие маневренные качества судна и экономичную работу судовой энергетической установки при изменении рейсовой нагрузки.

Подпалубное большинство паромов оборудовано носовым подруливающим устройством с углом 5—12°. Получают распространение системы автоматического обеспечения минимального крена и дифферента судна в процессе грузовых операций, компенсируемые с цистернами успокоения бортовой качки, которые устанавливаются почти на всех паромах.

Несколько предпосылок для обоснования параметра парома. При выборе основных параметров типа парома для Балтийского моря приняты следующие концепции и эксплуатационно-технические предпосылки. Анализ грузопотоков показал необхо-

димость рассмотрения парома, предназначенного только для перевозки железнодорожных вагонов. В качестве типичного принимался вагон габарита 1-Т, колесей 1520 мм с габаритной длиной 14,73 м, расчетной массой 84 т и наибольшей погонной нагрузкой 8 т/м. Размещение стрелочных переводов предусматривалось на береговом перегрузочном комплексе, а грузовые операции — с кормы судна. Максимально допустимый угол крена парома при грузовых операциях не должен превышать 6°, для чего на судне должна предусматриваться установка автоматизированной крено-во-дифференциальной системы.

Ограничивались возможные ограничения главных размеров парома: длина габаритная 180 м, ширина по вагонной палубе 27 м и осадка в грузу 7,6 м. Судно должно иметь ледовые усиления на знак Л2 Регистра СССР, одностенную непотопляемость, дизельную энергетическую установку на знак автоматизации А1, с двумя винтами регулируемого шага, носовое подруливающее устройство, успокоители бортовой качки с цистернами стабилизации крена при грузовых операциях (тип «Интерни») и вместимость топливных цистерн, рассчитанную на дальность плавания 3000 миль.

При этих условиях необходимо было обеспечить экономичность наиболее целесообразный тип парома, выбрать его вагонместность, скорость и архитектурно-конструктивный тип, имея в виду обеспечение максимальной интенсивности перегрузочных операций. В связи с этим предусматривалось рассмотрение вариантов архитектурно-конструктивного типа:

кажяного парома с одной или двумя грузовыми палубами, загружаемыми накатом по железнодорожно-переходному мосту, и без грузового устройства (условие обозначения P_{A1} и P_{A2});

лифтового парома с двумя грузовыми палубами и одним грузовым трюмом, одним лифтом, обслуживающим верхнюю грузовую палубу и трюм, с двумя трансбордерами и двумя мотовозами; вагоны подаются по железнодорожно-переходному мосту с берега на главную палубу (P_{A1});

лифтового парома предыдущего типа, но с двумя грузовыми палубами, четырьмя трансбордерами и четырьмя мотовозами (P_{A2});

магистро-лифтового парома с двумя грузовыми палубами, загружаемыми накатом по железнодорожно-асфальтному мосту, и с грузовым трюмом, загружаемым с помощью грузового лифта, трансбордера и мотовоза (P_{A3}).

На всех вариантах парома предусмотрены минимальная ширина проходов между габаритами 1-Т вагоном, а также между габаритом и судовым набором 600 мм, минимальные зазоры в свету между габаритом 1-Т и шпалерами — 200 мм;

Кроме того, в исследованиях предусматривалась оценка влияния дальности плавания парома (от 200 до 600 миль) и интенсивности грузовых операций (от 9 до 18 ч) для вариантов парома

типа P_{12} и типа P_{10} (от 3,5 до 17,5 ч) на экономические показатели. С технической точки зрения оценивалась возможность и целесообразность уменьшения коэффициента общей полноты для накатного варианта паромов и его влияния на улучшение технико-экономических показателей судна.

Варианты паромов и анализ их технико-экономических характеристик. При определении технико-эксплуатационных характеристик вариантов паромов, как и для всех типов судов, предназна-

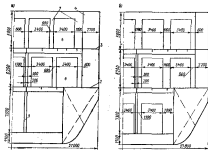


Рис. 1. Схема компоновки вариантов железнодорожного паромов:

а — накатной тип P_{12} ; б — накатной тип P_{10} .

1 — трасс; 2 — ширина грузовой палубы; 3 — ширина грузовой палубы; 4 — бортовые настилки; 5 — калоризатор; 6 — котел; 7 — проходы между вагонами или между вагоном и корпусной конструкцией

наченных для перевозки грузов укрупненными местами, была первоначально выбрана принципиальная схема и размеры модельного сечения паромов, а затем определены главные размерения. Схемы паромов представлены на рис. 1, а основные технико-эксплуатационные характеристики базовых вариантов паромов — в табл. 1.

При разработке вариантов судов в качестве прототипов использованы данные паромов «Герон Шинки» в проработки ЦКБ

«Вымпел» по железнодорожным паромам пр. 1801, 1806, 1809, 10080, 721 и 1639. На всех вариантах паромов предусмотрены: бортовые настилки газопылесоса и бортовые трапы между главной палубой и остальными грузовыми площадями при четном числе рельсовых путей или центральное расположение этих трасс при четном числе путей.

Накатные и лифтовые варианты паромов в пределах заданных ограничений рассмотрены двухпалубными в диапазоне дейдвеев от 7,7 до 10 тыс. т со скоростями 18–20 уз. Для оптимального по вместимости накатного двухпалубного паромов проанализировано влияние изменения скорости в диапазоне 16–20 уз, а также уменьшения коэффициента общей полноты с 0,67 до 0,57. Рассмотрен вариант с устройством грузового трюма на двухпалубном накатном пароме. В рассмотренный типовразмерный ряд включен 21 вариант паромов.

Исследования показали, что отсутствие нагонов в трюме позволяет не только обеспечить непотопляемость, но и существенно уменьшить полноту корпуса. Это снижает мощность главных двигателей и приводит к экономии топлива. Связанное со снижением коэффициента общей полноты увеличение осадки примерно на 1 м положительно сказывается на мореходности паромов, а также на управляемости в каналах при ветре, что весьма существенно для паромных судов, поскольку этот режим плавания является для них повседневным. Дополнительная экономия топлива достигается за счет того, что не требуется приводить в действие судовое грузовое оборудование. Ставится ненужной бригада, обслуживающая эти механизмы. Наконец, исключаются отказы грузового оборудования.

Наибольшие преимущества, однако, связаны со снижением стояночного времени. Экономическую целесообразность применения паромов определяет специфически высокий коэффициент ходового времени, составляющий 0,80–0,85. Для паромов «Герон» на Одессе этот коэффициент составляет лишь 0,57–0,60, а у паромов с двумя грузовыми палубами в тех же условиях — 0,82–0,85.

Остойчивость вариантов паромов P_{10} из-за значительных аппликат центра тяжести груза может быть обеспечена увеличением ширины паромов по ватерлинии, как правило, на 3–4 %. Установка на паромов устойчивых цистерн способствует дополнительному снижению центра тяжести судна за счет массы воды в цистернах и соединительном канале, расположенных ниже главной палубы.

Чтобы обеспечить работу таких паромов, необходимо усложнение берегового железнодорожно-переходного моста. Для обеспечения предельно допустимого уклона 30–50 %, требуемого для нормальной работы автопоездов вагонов, двухъярусная его конструкция может быть двухпролетной, тогда как одноярусная — четырехпролетной. Создание такого моста не вызывает принципиальных затруднений, в отличие от капитальных вложений в берег

¹ Экономические расчеты выполнены под руководством канд. техн. наук В. А. Васильева.

окупается экономико-эксплуатационными преимуществами двухпалубного накатного паромов. Поэтому целесообразно упростить, улучшить и сделать более надежными в эксплуатации основное звено переправы — паромные суда, хотя бы за счет определенного усиления береговых паромных сооружений.

Двухпалубные накатные паромы в мировом флоте до сих пор не применялись, однако существуют их эскизные проекты. Этот тип паромов обоснован как наиболее целесообразный для использования на переправе между СССР и ГДР.

При обосновании паромов учитывались особенности, связанные с его использованием на Балтийском море, и опыт эксплуатации крупнотоннажных паромов типа «Герон Шипки» на переправе Ильичевск—Варна. В частности, признано необходимым установить на верхней палубе «легкую» вагонную надстройку (с толщиной обшивки 5—6 мм) для предохранения железнодорожных путей от дождя, снега и обледенения, существенно затрудняющих эксплуатацию даже черноморских переправ. В дождливую погоду страгивание вагонов с моста сопровождается продолжительной пробуксовкой, быстро заканчивающейся судовой маневровой мотовозом. На коротких участках скользких путей с трудом обеспечивается торможение вагонов при въезде на лифт и трансбордер. Все это увеличивает время грузопереработки паромов и повышает вероятность аварийных ситуаций.

Масту верхней вагонной надстройки целесообразно снизить до минимума для обеспечения остойчивости паромов, исключая участие ее в общем изгибе корпуса. Корпусное закрытие надстройки необходимо. Открытый торцев и дополнительные бортовые дилаторы в надстройке на верхней палубе в кормовой ее части позволяют перевозить вагоны с опасными грузами.

Ледовые усиления корпуса признано рациональным проектировать на знак Л2 Регистра СССР. Двигательно-рулевой комплекс — двухвальная пропульсивная установка со среднебортовыми двигателями и гребными винтами регулируемого шага, с рулями за винтами и носовым подруливающим устройством. По опыту эксплуатации паромов на линии Ильичевск—Варна могут оказаться более целесообразными два носовых подруливающих устройства, повышающие безопасность паромов с высоким коэффициентом парусности при швартовках и движении в каналах.

Паром необходимо оборудовать антикреновой системой, используемой при грузопереработке судна и конструктивно совмещаемой с системой стабилизации бортовой качки (например, «Интерринг»). Во избежание нарушения прочности конструкции железнодорожно-переходного моста вследствие его бокового перемещения, связанного с креном паромов при грузопереработке главной палубы, допустимые углы крена должны составлять 3—4°. Это требование ужесточается в случае укладки морского пролета однокозусного моста на верхнюю палубу паромов, поскольку при этом же крене возрастают ее боковые смещения. Опыт годичной эксплуатации

паромов «Герон Шипки» показал, что при разнице масс групп вагонов, накатываемых на бортовые пути или выкатываемых с них, грузовой антикреновая система «Интерринг» удерживает паром с креном до 0,5°, и только в исключительных случаях — до 1°. При таком крене можно обеспечить сохранность моста, соединяющего с верхней палубой паромов.

Паром с двумя грузowymi палубами и грузовым трюмом, как у паромов «Герон Шипки», но с двумя грузовыми лифтами (на средних путях), четырьмя трансбордерами и четырьмя мотовозами технически и экономически непереносим. Существенное техническое и эксплуатационное усложнение такого судна связано со стремлением к всемерному снижению времени грузопереработки как одного из основных факторов, влияющих на экономическую эффективность паромов. Паром с двумя лифтами может принять на два вагона меньше, чем при одном лифте, из-за взорота лифтового проема на верхней вагонной палубе. Для такого судна более рациональны 4 или 6 рельсовых путей на грузовых палубах. Ширина корпуса таких судов по крайней мере на 1 м больше, чем для паромов с одним лифтом, что необходимо для размещения второго лифта и обеспечения прохода вдоль его шахты. Удельные приведенные затраты по этому варианту на 20 % выше по сравнению с оптимальным накатным вариантом паромов.

Ширину корпуса вариантов двухпалубных накатных паромов на 1 и 2 м соответственно превышает ширину базового варианта «Герон Шипки» (К). Для варианта с пятью железнодорожными путями это связано с обеспечением начальной остойчивости (для размещения вагонов габарита 1-Т при обеспечении необходимой ширины проходов и шахт газомышленки была бы достаточна ширина паромов 25 м). Для варианта с шестью путями уширение вызвано размещением дополнительной рельсовой колеи, а его начальная метacentрическая высота находится в пределах 1,1—1,5 м.

Использование шести рельсовых путей вместо пяти не только позволяет на 20—30 % повысить вагононаполняемость паромов при сравнительно небольшом его уширении (3,5—4,5 %), но и дает возможность уменьшить ширину (а, следовательно, и стоимость) железнодорожного переходного моста. Это связано с заменой трех путей, укладываемых на мосту (и разводимых затем на пять судовых колеи), двумя путями, которые с помощью двойного стрелочного перевода могут быть разделены на три судовых пути каждый.

Высота борта всех паромов с двумя палубами принять такой же как у паромов «Герон Шипки», исходя из применения аналогичных главных двигателей и обеспечения достаточной высоты надводного борта. Коэффициенты общей полноты паромов, принимающих вагоны в трюм, составляют 0,64—0,67, а у паромов без вагонов в трюме — 0,57. Принятые главные размеры обеспечиваются характерные для железнодорожных паромов отношения: расчетной длины к ширине по КВЛ — 6,0—6,5; ширины по КВЛ

к наибольшей осадке — 3,5—4,6; расчетной длины и высоте борта по мерному палубу — 9,7—11,4.

При близких главных размерах вариантов паромов «Герон Шипки» (К), лифтового и накатного с двумя палубами и пиллерсодными путями водонизменнен порожнем последнего на 8 и 13 % соответственно меньше, чем у двух первых, что связано с отсутствием грузового оборудования и сокращением объема применения железнодорожных устройств. Измеритель массы металлического корпуса последнего варианта на 7 % меньше, чем у двух других, что связано со значительно меньшей высотой корпуса и отсутствием подкреплений для дифтовых нахл. Измеритель массы оборудования по кубическому модулю накатного варианта паромов на 15 и 20 % меньше, чем у вариантов «Герон Шипки» (К) и лифтового соответственно, что объясняется отсутствием или снижением объема примененного грузового железнодорожного оборудования.

При варьировании заданного стояночного времени паромов «Герон Шипки» (К) в пределах 9—18 ч коэффициент ходового времени K_h составляет 0,68—0,92 соответственно (табл. 2). Фактически для паромов «Герон Шипки» это время равно 15,5 ч, чему соответствует $K_h = 0,55$, тогда как у вариантов накатного паромов этот показатель составляет 0,92, что при их упрощенной конструкции существенно улучшает экономические показатели.

Результаты эксплуатационно-экономических расчетов подтверждают значительное влияние стояночного времени паромов на их экономические характеристики. В частности, при повышении стояночного времени паромов типа «Герон Шипки» с 9 до 18 ч удельные приведенные затраты без учета стоимости береговых паромных сооружений, т. е. по так называемой «морской» составляющей возрастают почти на 30 %. Это сыграло важную роль в определении оптимального по экономической эффективности типа паромов.

Минимальные приведенные затраты соответствуют накатным паромов с двумя грузовыми палубами, т. е. наиболее простым по конструкции судам с минимальным стояночным временем. При этом более выгодным оказался вариант паромов с шестью рельсовыми путями из грузовых палуб. Однако из-за ограничения по ширине ступеней предпологаемой строительной базы этот вариант не мог быть рекомендован к дальнейшей разработке. В результате оптимальным по экономическим показателям оказался паром такого же типа с пятью рельсовыми путями на грузовых палубах и бортовыми трассами димозодов, а также межпалубных трасс.

Расчеты показали, что по мере уменьшения протяженности линии эффективность паромной переправы возрастает. Так, для накатного двухпалубного паромов со скоростью 18 уз уменьшение дальности с 600 до 200 миль снижает удельные приведенные затраты примерно на 25 %.

Таблица 2

Показатели эффективности грузоперевозки в условиях транзитных затрат накатных паромов

Тип паромов	«Герон Шипки» (К)			Π_{41}	Π_{42} (с учетом)	Π_{43} (6 путей)	Π_{45} (5 путей, с расчетными 6)					
	9	14	38				6,5	1,5	3,5	3,5	7,0	10,5
Среднее значение времени в оз-ном порту (расчетно-периодическое), ч	0,44	0,57	0,62	0,75	0,92	0,85	0,85	0,85	0,73	0,64	0,57	0,52
Коэффициент использования времени в оз-ном порту K_h	1,00	115	129	99	127	83	76	79	88	90	100	119
Удельные приведенные затраты, %												

1. При ограничении главных размеров паром оптимальным вариантом является двухпалубный накатной паром длиной около 10,5 тыс. т, а без ограничения — около 11 тыс. т. При этом удельные приведенные затраты уменьшаются на 16%. Кроме того, размещение на палубах паромов 6 м.д. путей вместо 5 позволит уменьшить ширину и стоимость железнодорожного переходного моста.

Экономические показатели однопалубного накатного паром по сравнению с двухпалубным аналогичного архитектурно-конструктивного типа ухудшаются на 35% по приведенным затратам.

2. Оптимальной скоростью паром является 18 уз.

3. По архитектурно-конструктивному типу лучшие технико-эксплуатационные и экономические показатели имеет вариант накатного паромов: на 16% по сравнению с лифтовым вариантом и на 4% с комбинированным — накатно-лифтовым вариантом. На накатном варианте паромов численность экипажа уменьшается на 11 чел., на 0—12 сут увеличивается годовой эксплуатационный период, понижается надежность работы паромной линии в целом, сокращаются ежегодные расходы, связанные с необходимостью ремонта лифтового оборудования и других элементов судового грузового комплекса.

4. На накатном варианте паромов в отличие от лифтового и накатно-лифтового возможно и целесообразно уменьшение коэффициента общей полноты. Приведенные затраты снижаются на 6% из-за уменьшения мощности энергетической установки на 20%. При этом достигается экономия дорожностного топлива.

5. Окончательный выбор оптимального варианта паромов по основным параметрам и архитектурно-конструктивному типу может быть сделан по суммарным затратам на береговые сооружения и флот.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Волков Ю. П. Железнодорожные паромы.— Судостроение, № 9, 1967, с. 5.
2. The world's largest freight railway wagon ferry.— Shipping world and Shipbuilder, 1978, No 3904, p. 383—386.
3. „Gerolte na Odessa“.— Shipping World and Shipbuilder, 1978, No 3947, p. 395—399.
4. Георгиева В. Пазе ширини железнодарожни мост.— Опш Билатина, 1979, март, с. 16—17.
5. Цониса Ц. Новите корабии за фериботанта в близост Варна—Навигацион.— Корабостроителство, 1978, октомври, с. 15—19.

Л. Б. Амфилохова, Л. Я. Крайнева,
Ю. А. Симонов, канд. техн. наук

ПАРМ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ
ДЛЯ ОСТРОВОВ ЭСТОНИИ

Грузовое сообщение с островами Эстонии (Сааремаа, Хийумаа, Муху) в настоящее время осуществляется в основном с помощью паромных переправ. Северная переправа протяженностью 13 миль соединяет материк с о. Хийумаа, южная (4 мили) — с о. Муху. Между островами Муху и Сааремаа, куда направляется основной грузопоток, построена насыпная дамба.

На перевозках заняты автомобильно-пассажирские паромы типа «Смпрус» постройки 1957—1969 гг. и паром типа «Техумарди» (1974 г.). Недостаточная мощность и значительная изношенность корпусов паромов типа «Смпрус» не позволяют использовать их на переправах в зимнее время (толщина льда в этих районах достигает 0,4—0,6 м, а в суровые зимы — 0,8—1 м). Вместе с тем прокладка паромов ледоколами невозможна из-за мелководья (минимальные глубины на северной переправе составляют 2,9 м, на южной — 5 м). Поэтому с декабря по март судоходное сообщение на северной переправе отсутствует, а на южной в это время остается в эксплуатации лишь паром «Техумарди» с ледовыми подкреплениями категории УЛА и энерговооруженностью как у ледоколов. В настоящее время намечается постройка водоизмещающего паромов для островов Эстонии по пр. 10380 (табл. 1).

Благодаря высокой энерговооруженности, эти паромы имеют низкий коэффициент утапливания водонизменения по грузоподъемности. Однако даже такие паромы-ледоколы, главные размеры которых выбираются для ледовых условий, не в состоянии обеспечить круглогодичную работу переправ в суровые зимы. Кроме того, грузоподъемность этих паромов не оптимальна для грузопотоков, существующих на переправах.

Гидрометеорологические и ледовые условия в районе переправ на острова Эстонии позволяют круглогодично использовать суда на воздушной подушке (СВП). В качестве водозащитных приямков СВП, предназначенных для работы на необорудованный берег.¹ Рассмотренные варианты паромных СВП, рассчитанные по данным для судов зарубежной постройки, представлены в табл. 2. Эксплуатационные показатели работы СВП определены с учетом гидрометеорологических условий в районе переправ, зависимость

¹ Технико-экономическое исследование амфибийного перевозочного средства на воздушной подушке/З. В. Милошанин, Л. М. Карачева, Л. Б. Амфилохова, Ю. А. Симонов.— Тр. ЦНИИМФ, 1979, вып. 343, с. 82—89.

Таблица 1

Основные характеристики паровых для ледовых перевозок
и ледовых с малой осадкой

Характеристика	«Защитник»	«Снегирь»	Пр. 1030	«Легкая Малыш»
Длина, м	47,6	43,5	44,5	53,9
Ширина по КВЛ, м	12,2	11,0	12,2	16,9
Осадка, м	4,5	2,66	2,98	4,2
Водоизмещение, т	1474	677	875	2020
Мощность главного двигателя, кВт	2200	440	2000	3000
Скорость, уз	13,7	10,0	12,4	14,0
Энергооборудованность, кВт/т	1,5	0,67	2,03	1,47
Средняя стоимость, тыс. руб.	3020	1620	2130	—
Категория ледовых регистраций Регистра СССР	УЛБ	УЛ	УЛ	Ледовый

скорости СВЛ от вида опорной поверхности (лед, вода), протяженности трасс. Учено также изменение грузопотока в течение года по месяцам и дням недели (в выходные дни грузопоток уменьшается). Загрузка СВЛ рассчитана для автомашин марки КамАЗ грузоподъемностью 10 т, поскольку уже сейчас их количество на переправах составляет 50 %. Легковые машины и пассажиропоток учтены дополнительно.

В результате расчетов для каждого варианта определено потребное число паровых на трассах. Получено время круговых рейсов и расписание движения, при котором обеспечивается максимальная загрузка судов и, следовательно, минимальные приведенные затраты на тонну перевезенного груза (табл. 3).

Приведенная оптимальная продолжительность круговых рейсов превышает обеспечиваемую техническими возможностями судов и скоростями их загрузки-разгрузки, причем для малых судов (СВЛ-30-1) это превышение незначительно, а для больших СВЛ и водоизмещающих паровых оно велико. Например, паром «Техумарин» в состоянии совершать круговой рейс на южной переправе летом за 1,15 ч, в то время как оптимальная его продолжительность 2,52 ч, а для СВЛ-30-1 эти величины равны соответственно 0,73 и 1,07 ч. Очевидно, большие паромы грузоподъемностью выше 100 т не соответствуют грузопотоку на ледовых переправах. Малые суда оказываются более подходящими для данных условий.

Таблица 2

Основные характеристики СВЛ

Характеристика	СВЛ-30-1	СВЛ-30-2	СВЛ-30-3	СВЛ-30-4	СВЛ-30-5
Грузоподъемность, т	30	30	90	90	150
Длина между переключателями, м	21	21	43	43	56
Ширина по ВЛ, м	10,5	10,5	20,6	20,6	26
Водоизмещение, т	66	66	230	230	480
Земельный фонд, т	2,3	6,0	28	37,5	54
Мощность, МВт	3,7	2,2	11	4,4	20,8
Скорость, уз	—	—	—	—	—
наз. водой	46	9	48	10	52
наз. льдом	62	48	67	37	72
Автоматизированность (КамАЗ, МАЗ-505), ед.	3	3	9	9	16
Земельный фонд, м²	2	2	3	3	6
Средняя стоимость, тыс. руб.	750	680	2000	1600	3870
Суммарная стоимость, руб./сут. на ходу	1620	1175	3620	2220	7365
на стоянке	520	465	1700	1125	2045

Таблица 3

Предполагаемая круговая рейсов в расеме максимальной загрузки (в ч)

Тип суда	Южная переправа				Северная переправа			
	Потреб. тонн. на судне	Лето	Зима, осень	Зима (1 судно)	Потреб. тонн. на судне	Лето	Зима, осень	Зима (1 судно)
СВЛ-30-1	3	1,07	1,50	0,70	2	2,1	3,44	3,32
СВЛ-30-2	5	1,80	2,50	0,70	4	4,2	6,88	3,32
СВЛ-90-1	2	2,14	3,00	2,01	1	3,18	5,13	6,75
СВЛ-90-2	2	2,14	3,00	2,01	2	6,32	10,26	6,75
СВЛ-200	1	2,39	3,33	2,90	1	7,04	11,4	14,9
Пр. 1030	—	—	—	—	2	7,36	12,0	15,3
«Техумарин»	2	2,52	3,5	2,45	—	—	—	—

З. Г. Лосилов

РАЗМЕРНЫЙ РЯД НАВАЛОЧНЫХ СУДОВ

Для количественной оценки экономических показателей работы паромов рассчитаны приведенные затраты для всех вариантов рассматриваемых судов, причем учтены не только эксплуатационные расходы и капитальные вложения, необходимые для строительства судов, но и затраты по береговым сооружениям.

По грузоподъемности и скорости наиболее подходящим к условиям переправ оказался паром СВП-30-1 (табл. 4). В этой таблице также приведены результаты расчета при работе СВП или водонемезающих паромов комплексно из обеих переправ, причем считалось, что на северной переправе в этом случае будет работать только паром пр. 10380, на южной — «Техумар».

Таблица 4

Приведенные затраты на перевозку груза на эстонских переправах (в руб./т)

Переправа	Вид груза	СВП-30-1	Пр. 10380	„Техумар“
Северная	По флоту	2,72	6,00	—
	По берегу	2,84	2,08	—
	Всего	5,56	8,08	—
Южная	По флоту	1,06	—	2,30
	По берегу	1,11	—	0,35
	Всего	2,16	—	2,62
Обе переправы	По флоту	1,43	3,19	—
	По берегу	1,50	0,67	—
	Всего	2,93	3,86	—

Значительные экономические преимущества СВП-30-1 по флотским затратам объясняются в основном существенно меньшей строительной стоимостью СВП при почти одинаковой с водонемезающими паромами провозной способности (из-за более высокой скорости) и лучшим использованием грузоподъемности. Затраты на береговые сооружения для СВП выше, чем для паромов, поскольку для последних нет необходимости строить дополнительные береговые комплексы как для СВП.

Таким образом, использование на переправах СВП повышает надежность связи островов с материком в зимнее время и при пониженных уровнях воды. Годовой экономический эффект при замене паромов судами СВП-30-1 составит 1 млн. руб.

В различных областях техники градации главнейших характеристик промышленных изделий распространены весьма широко. Этими характеристиками могут быть показатели размеров (линейных, площади, объема, массы), а также грузоподъемности, мощности, нагрузки и др. В машиностроении, например, используется несколько взаимосвязанных стандартизованных числовых рядов для установления градаций параметров и размеров, а также отдельных числовых характеристик продукции (ГОСТ 8032—56).

В судостроении также предпринимались попытки стандартизации основных характеристик судов. Работы по типизации морских грузовых судов показали эксплуатационно-экономические выгоды от строительства и использования в ММФ стандартизованных судов. Осуществление и морским транспорте и во всем народном хозяйстве связанного с этим комплекса мероприятий затрудняется большим разнообразием эксплуатационных условий, которым должны соответствовать суда (глубины в портах и на путях следования, размеры портовых причалов, ветроволновой и ледовой режим в районе плавания и др.), многочисленностью видов из назначения (по перевозимому грузу, дальности плавания, району использования и др.) и различным строительным ограничениям судостроительных предприятий, к тому же связанным с различными поставщиками общесудового, энергетического и специального оборудования.

В то же время оказывается целесообразной разработка размерных рядов судов, служащих более узким целям, в частности, при решении задач развития флота. Размерный ряд морских судов может быть использован, например, при анализе наиболее целесообразного состава флота отдельного пароходства, или эксплуатируемого на определенном направлении, в отдельном бассейне, или предназначенного для перевозок некоторых категорий грузов. При наличии размерных рядов судов различных назначений возможно определение оптимального состава перспективного флота, т. е. обоснование программы его пополнения.

В простейшем виде размерный ряд судов представляет собой перечень их типоразмеров с более или менее жестко ограниченными основными параметрами. Для решения же задач развития флота необходимо варьирование более чем одного параметра; выбор варьируемых параметров размерного ряда судов и их число определяется особенностями рассматриваемой группы судов и характером самой задачи. Например, в зависимости от назначения главным параметром транспортного морского судна может служить грузоподъемность или грузоемкость, выраженная в кубо-

метрах или в числе грузовых единиц — контейнеров, вагонов, автомобилей, анктеров и т. п. [1].

Основными характеристиками навалочного судна как транспортного средства являются грузоподъемность и связанная с ней осадка в грузу, которые определяют его размеры и главные эксплуатационные качества. Важнейшую характеристику навалочного судна как транспортной единицы, в значительной мере определяющую экономические показатели работы, представляет собой также скорость.

В качестве главного параметра размерного ряда навалочных судов целесообразно принять частую грузоподъемность при записях на расчетную дальность плаванья и осадке, соответствующей этой грузоподъемности. Скорость может быть принята в качестве второго независимо варьируемого параметра, который подложит выбору по экономическому критерию на стадии обоснования основных параметров конкретных судов.

Сложившемуся к настоящему времени составу современного отечественного навалочного флота и возможному увеличению наибольших размеров судов в перспективе отвечает приведенный в табл. 1 ряд грузоподъемностей в виде десятичного числового ряда, который представляет собой геометрическую прогрессию с нестандартным знаменателем $R7 = \sqrt[7]{10} = 1,3895 \approx 1,4$. При стандартном знаменателе $R5$ (ГОСТ 8032—56) в ряду отсутствуют некоторые числа, соответствующие характерным, и в то же время содержатся числа, соответствующие нехарактерным для отечественных навалочных судов грузоподъемностям. Ряд грузоподъемностей со стандартным знаменателем $R10$ неудобен для пользования, так как чрезмерно детализирован и включает большое число излишних членов (табл. 2). Ряд, содержащий только некоторые значения из ряда со знаменателем $R10$, также неудобен вследствие неравномерного изменения шага грузоподъемностей.

Осадки в грузу судов размерного ряда соответствуют осадкам эксплуатирующихся навалочных судов ММФ неограниченного плаванья (рис. 1). Сопоставление со статистическими данными по наименьшим, наибольшим и средним осадкам в грузу крупнейших универсальных навалочников мирового флота примерно тех же дедвейтов (табл. 3) показывает, что в связи с ограниченностью глубин у причалов отечественных портов, перерабатывающих навалочные грузы, принятые осадки судов размерного ряда ниже среднестатистических (до 0,5 м для наиболее крупных судов).

Анализ статистических данных современных универсальных навалочников мирового флота с разделением их по группам дедвейта и году постройки (рис. 2) позволяет выявить тенденцию роста средней скорости с увеличением размера судов и с течением времени для каждой из дедвейтных групп. Для навалочных судов размерного ряда приняты среднестатистические скорости и диа-

Дедвейт и осадка в полном грузу навалочных судов

Навалочное транспортное судно ММФ				Суды размерного ряда		
№ точки на рис. 1	Название	Дедвейт, тыс. т	Осадка, м	№ точки на рис. 1	Число грузоподъемностей, тыс. т	Осадка, м
1	«Черны»	3,1	5,56	1	3,5	5,6
2	«Кашкет» ¹	4,1	4,5			
3	«Вальстор» ²	4,3	4,8			
4	«Донбасс»	5,0	6,6	2	5,0	6,3
5	«Угурсуль»	7,5	7,42			
6	«Джанко»	9,9	8,0			
7	«Калган Парфенов» ³	14,6	9,4	3	7,0	7,0
8	«Дмитрий Донской» ⁴	19,6	9,88			
9	«Ярма» ⁵	20,4	10,17			
10	«Землетвор»	22,9	9,54	4	10	7,8
11	«Советский художник»	23,4	9,6			
12	«Мая Цукан»	32,9	10,66			
13	«Николай Волков» ⁶	35,3	10,67	5	15	8,6
14	«Софист» ⁷	44,5	11,78			
15	«Зен Космодемьянский»	49,9	11,7			
16	«Вата» ⁸	72,3	13,34	6	30	9,2
17	«Маршал Буденный» ⁹	109,9	16,0			
18	«Борис Бутко» ⁹	109,6	15,53			
19	«Маршал Гречко» ⁹	116,3	16,0	7	25	9,7
	—	—	—			
	—	—	—			
				8	35	10,6
				9	60	11,7
				10	70	13,0
				11	100	14,5
				12	140	16,2
				13	200	18,5

¹ Развитие дедвейтных судовых судов универсального назначения типа «Нисевер Болов».

² Судно для перевозки горючего опломбированного на Азовском море (модифицированная судна типа «Кашкет»).

³ Навалочник-контейнеровоз с модифицированными корпусом судна и кр. 1987.

⁴ Навалочник-автомобильно-железнодорожного назначения.

⁵ Навалочник-автомобильно-железнодорожного назначения (принят в бербрут-чартер).

⁶ Принят в бербрут-чартер.

⁷ Навалочник-вагон.

Таблица 2

Рады грузоподъемности судов со стандартным эквивалентом (в тыс. т)

№ судна	Зависимость от скорости		№ судна	Зависимость от скорости	
	R5*	R10**		R5*	R10**
1	2,5	2,5	12		31,5
2		3,2	13	40	40
3	4	4	14		50
4		5	15	63	63
5	6,3	6,3	16		80
6		8	17	100	100
7	10	10	18		125
8		12,5	19	160	160
9	16	16	20		200
10		20	21	250	250
11	25	25			

$$* R5 = \frac{5}{\sqrt{10}} = 1,5849 \approx 1,6$$

$$** R10 = \frac{10}{\sqrt{10}} = 3,1623 \approx 3,2$$

Таблица 3

Зависимость осадки зарубежных плавучих доков от скорости

Докант, тыс. т	Осадка, м		
	минимальная	максимальная	средняя
10	6,6	8,6	7,9
15	7,9	9,8	8,9
20	8,45	10,5	9,45
25	9,0	11,05	10,0
35	9,85	12,05	10,9
50	10,85	13,25	12,0
70	11,85	14,6	13,2
100	13,4	16,1	14,9
140	15,1	17,4	16,7
200	17,6	20,0	19,0

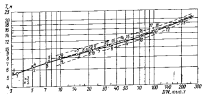


Рис. 1. Осадка в грузу каботажных судов различного водоизмещения

— зависимость зарубежных каботажных судов от скорости (средняя осадка); — зависимость каботажных судов от скорости (максимальная осадка); х — минимальная осадка; о — максимальная осадка (по табл. 1)

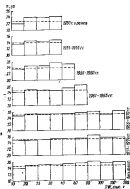


Рис. 2. Средняя скорость постройки в разливные годы универсальных плавучих доков 10—200 тыс. т, эксплуатирующихся в мировом флоте

пазоне: при грузоподъемности 3,5—7 тыс. т — 10—14 уз, при 10—25 тыс. т — 12—16 уз, при 35 тыс. т и более — 14—18 уз.

Основные элементы судов во многом зависят также от их архитектурно-конструктивного типа, грузовых характеристик, состава оборудования, соотношений главных размеров и т. п. В соответствии с современной зарубежной и отечественной практикой строительства и эксплуатации судов приняты следующие характеристики так называемого стандартного типа навалочного судна:

архитектурно-конструктивный тип — однопалубное, с минимальным надводным бортом, с центральными локами и максимальным раскрытием грузовых трюмов, с продольными подпалубными цистермами в верхних утлах трюмов, с полземным настилом второго дна вне пролетов люков к бортам (скуловые цистерны) и поперечным переборкам (нижние «деки»), с кормовым расположением машинного отделения, с баком и жилой надстройкой в корме; для навалочников борта — одинарные, с вертикальным набором, для навалочников-танкеров — двойные, с минимальным межбортовым расстоянием;

удельная грузоплотность не ниже 1,25 м³/т;
грузовые средства для перегрузки груза отсутствуют;
корма открытая, с полубалансирным обтеканием рулем;
материал корпуса — сталь судостроительная;
лезовые подкрепления корпуса — категории ЛЗ Регистра СССР;

судовая энергетическая установка — с одним малооборотным дизелем в качестве главного двигателя и прямой передачей вращения на гребной вал;

автоматизация энергетической установки — на знак А1 Регистра СССР.

Расчетная дальность плавания судов размерного ряда принята в зависимости от грузоподъемности: от 5000 миль для судов грузоподъемностью 3,5 тыс. т до 16000 миль для судов грузоподъемностью 200 тыс. т, предел текучести материала основных связей — также в зависимости от грузоподъемности — от 23,5 до 39,2 кН/см². Раскрытие грузовых трюмов размерного ряда соответствует прогрессивным статистическим данным по судам различных размеров, частота вращения гребного вала принята по данным для современных двигателей в зависимости от требуемой мощности. Для судов размерного ряда грузоподъемностью 3,5—7 тыс. т принято оборудование одноцилиндрным и двохцилиндрным поворотными гребными валами грузоподъемностью 12 или 2х12 т и среднеоборотными дизелями в качестве главных двигателей. Для судов грузоподъемностью до 35 тыс. т в качестве двигателя принят винт фиксированного шага, а грузоподъемностью 50 тыс. т и более — винт с асеператорной направляющей засадкой. Для судов грузоподъемностью 15 тыс. т и более приняты бульбообразные носовые обводы.

Технико-эксплуатационные характеристики судов размерного ряда определены с учетом указанных параметров с помощью ЭВМ ЕС-1020 по программе, основанной на методике [2]. При этом учтены современные научно-технические достижения в области морского транспорта, судостроения, рациональной организации судоходства, технического обслуживания судов, определения, например, расходов топлива и смазочного масла, расчету производительности грузообработки, длительности стоянок вне грузовых операций, численности экипажа и т. д.

Главные размеры и коэффициент общей полноты. Длина между перпендикулярами и ширина определены при близком к среднестатистическому соотношению длины к ширине $L/B=6,5$ и заданной осадке, соответствующий прямой грузоподъемности. Высота борта вычислена из условий назначения минимального надводного борта по действующим правилам о грузовой марке, превышение предельного отношения длины к высоте борта ($L/H \leq 14$) и обеспечения заданной удельной грузоплотности. Коэффициент полноты водонизмещения вычислен в функции относительной скорости (числа Фруда).

Грузовместимость и регистровая вместимость. Характеристики вместимости определены с помощью статистических данных по навалочным судам в зависимости от главных размеров, особенностей конструкции судна (двойные или одинарные борта, форма селоватости, размеры подпалубных цистерн и др.) с учетом мощности главного двигателя.

Весовая нагрузка. Масса металлического корпуса и оборудования вычислена на основе данных по проектам в построенным навалочным судам в зависимости от назначения судна, главных размеров и коэффициента общей полноты, прямой марки стали, категории ледовых усилений, типа и комплектации грузовой устройства. Масса энергетической установки определена в зависимости от типа и мощности главного двигателя.

Сопротивление воды движению судна. Смоченная поверхность и остаточное сопротивление определены на основании результатов испытаний моделей серии 60 с учетом особенностей притяжных обводов (в частности, наличия носового бульба, открытой кормы), сопротивление трения — по Прандтлю — Шлихтингу, добавочное сопротивление — в зависимости от длины судна.

Мощность главного двигателя. Коэффициенты взаимодействия гребного вала с корпусом вычислены в зависимости от полноты судна с учетом принятого типа проульняющего комплекса (винт в засадке или без нее). Характеристики гребного вала (диаметр и н. п. д.) определены на базе многолетних диаграмм Тростра при оптимальном диаметре (с проверкой удовлетворения ограничений) в зависимости от нагрузки и частоты вращения.

Расход топлива. Суточные расходы топлива и смазочного масла на ход и на стоянках (с грузовыми операциями и без них),

Основные характеристики навигационного радиомаяка

Таблица 4

Характеристика	Частота гармоник, Г									
	1000		8000		6000		7000		7800	
Дальность навигации, миль	5000		6000		7000		7000		7000	
Осадка в грунт, м	5,6		6,3		7,0		7,0		7,0	
Скорость, уз	10		12		14		16		18	
Длина между приводами, м	14		16		18		20		22	
Шаров, м	90,2	94,7	100,8	96,2	102,2	107,9	107,4	111,1	116,4	121,1
Высота борта, м	13,9	14,6	15,5	15,1	15,7	16,4	16,5	17,1	17,9	18,7
Длина, Г	6,73	6,74	6,75	7,86	7,73	7,74	9,00	8,75	8,75	9,00
Возможная перегрузка, Г	3740	3810	3875	5300	5380	5475	7300	7480	7600	7700
Грузоподъемность в портах, т	2140	2320	2520	2080	2620	3120	3220	3440	3790	4000
Регистрация информации, рег. т.	4420	4840	5420	6250	6580	7250	8750	9000	9780	10000
Порядок кавы, с	2610	2870	3240	3570	3890	4220	4650	5000	5340	5680
Защита от помех, м	1220	1300	1530	1680	1890	2030	2370	2500	2820	3000
Время, м	10,1	9,5	8,8	11,4	10,3	9,6	12,3	11,0	10,3	9,6
Время, м	750	1430	2190	930	1660	2800	1050	3200	3260	3300

Продолжение табл. 4

Характеристика	Сила гармоник, Г									
	10 000		15 000		20 000		25 000		35 000	
Дальность навигации, миль	8000		9000		9500		10 000		10 500	
	7,8		8,6		9,2		9,7		10,3	
	12	14	16	18	12	14	16	18	12	14
	110,9	125,1	131,9	136,3	140,8	145,9	150,7	151,8	155,5	171,9
	19,4	19,2	20,3	21,0	21,6	22,8	24,6	24,9	25,5	26,3
Осадка в грунт, м	10,40		10,90		11,44		12,02		12,61	
	10,40	10,18	10,37	11,77	11,49	12,78	12,61	13,61	13,44	13,42
	10 560	10 720	10 900	15 600	15 900	20 800	21 250	25 060	26 500	28 510
	3790	4165	4735	5490	5 980	6 180	7 240	7 360	7 900	8 900
	12 560	13 000	14 310	18 750	19 130	25 000	25 700	31 250	31 600	33 600
Регистрация информации, рег. т.	6 940		7 390		8 200		10 600		10 410	
	3 730	4 020	4 540	5 770	6 020	6 800	8 830	9 840	10 200	10 900
	12,8	11,4	10,6	12,7	11,5	10,9	11,8	12,4	11,8	11,4
	2 250	3 720	5 700	2 560	4 120	2 910	6 900	3 370	5 180	7 700
	35	32	33	31	32	34	35	33	34	36
Время, м	2 250	3 720	5 700	2 560	4 120	2 910	6 900	3 370	5 180	7 700

Характеристики	Численность группировки, т					
	25 000		30 000		70 000	
Дальность заезда, км	11 000		12 000		13 000	
Осадка в грунт, м	10,5		11,7		13,0	
Скорость, уз	16		15		14	
Длина между реперными точками, м	18		18		18	
Ширина, м	163,9		195,6		227,6	
Высота борта, м	28,3		31,6		35,2	
Делитель, т	14,35		14,77		16,28	
Водоизмещение по тоннаж, т	36 470		37 280		38,73	
Грузоподъемность в море, м³	9 500		11 590		15 300	
Реперная вместимость, рег. т:	44 300		62 200		91 700	
Период заезда, с	22 010		30 210		41 110	
Время доставки груза, мин	14 170		19 930		29 000	
Время доставки груза, мин	12,1		12,6		13,9	
Время, мин	6 190		8 940		12 270	
Зона, м	36		37		39	

Характеристики	Численность группировки, т					
	100 000		140 000		200 000	
Дальность заезда, км	14 000		15 000		16,5	
Осадка в грунт, м	14,5		16,2		16	
Скорость, уз	16		16		16	
Длина между реперными точками, м	18		18		18	
Ширина, м	254,7		282,5		312,9	
Высота борта, м	35,2		43,5		48,1	
Делитель, т	20,82		23,10		26,38	
Водоизмещение по тоннаж, т	103 390		144 940		206 570	
Грузоподъемность в море, м³	21 270		29 490		37 520	
Реперная вместимость, рег. т:	126 000		175 000		250 000	
Период заезда, с	37 800		50 900		70 700	
Время доставки груза, мин	39 310		54 900		77 840	
Время доставки груза, мин	15,0		16,1		17,3	
Зона, м	41		46		47	

Основные характеристики кавальери

Характеристика	Числа групп		
	70-800		
Осадка в грунт, м	13,0		
Длина гонимых, мм	13 000		
Скорость, уз	14	16	18
Длина между перекалками, м	229,3	233,4	236,2
Шарика, м	35,3	35,9	36,8
Высота борта, м	17,97	17,91	17,82
Длина, т	72 530	73 090	73 680
Водоизмещение паровым, т	17 480	18 310	19 580
Грузоподъемность, в т	84 400	86 500	89 500
Регистровая вместимость, рег. т:			
валовая	40 690	41 900	43 430
чистая	37 290	38 180	39 490
Период качки, с	12,9	12,6	12,2
Эксплуатационная мощность главного двигателя, кВт	8730	12 410	18 000
Экипаж, чел.	40	42	43

Таблица 5

кавальери размерного ряда

Вместимость, т								
100 000			140 000			200 000		
14,5			16,2			18,5		
14 000			15 000			16 000		
14	16	18	14	16	18	14	16	18
256,4	259,8	262,0	264,3	267,0	269,7	274,3	276,8	279,9
39,4	40,0	40,8	43,7	44,1	44,9	46,3	46,7	46,4
19,87	19,81	19,72	21,37	21,31	21,22	21,84	21,74	21,66
103 420	104 040	105 000	144 510	145 270	146 400	203 800	204 870	206 220
22 670	23 520	24 830	29 000	29 000	31 270	37 130	38 190	39 640
118 700	120 800	124 000	163 500	165 000	169 400	231 300	232 500	235 100
35 900	37 300	38 240	75 570	76 520	79 190	104 260	105 500	107 900
37 970	38 890	40 320	51 800	52 740	54 280	71 940	72 830	74 300
13,7	13,4	13,1	15,0	14,8	14,4	15,4	17,9	17,3
11 330	15 460	21 910	14 480	19 340	25 580	18 000	25 580	32 810
46	46	46	46	47	48	48	49	50

на подогрев нефтяного груза и на мойку трюмов для навалочных танкеров вычислены в зависимости от мощности главного двигателя и дефайта судна.

Судовой экипаж. Численность экипажа установлена в зависимости от назначения и размеров судна, мощности главного двигателя и уровня автоматизации судовых производственных процессов при рекомендации ЦНИИМФом распределения работ по техническому обслуживанию судна между экипажем и береговыми эксплуатационными базами.

Судовые запасы. Запасы топлива и смазочного масла определены для рейса расчетной дальности плавания в зависимости от суммарных расходов и длительности хода и стоянок с учетом среднестатистических данных по потерям скорости в рейсе и простоям в портах, нормам грузопропускной способности судов, запасам пресной воды, провизии, массы судового снабжения и экипажа с багажом определены с учетом данных для построенных и спроектированных отечественных судов и по статистическим нормативам в зависимости от водоизмещения судна, мощности главного двигателя и численности экипажа.

Начальная остойчивость и качка. Поперечный метacentрический радиус и аппликата центра эллипсов вычислены по данным для судов с формой обводов моделей серии 60, аппликаты центров тяжести судна получены и составлены дефайты (груза, топлива и масла, прочих запасов) — по данным для построенных и спроектированных судов. Для условий резонанса при загрузке судна однородным навалочным грузом по методу С. Н. Благовещенского [3] определены абсолютные и безразмерные характеристики бортовой качки (период и относительное линейное ускорение у борта).

Основные технико-эксплуатационные характеристики навалочных расчетного размерного ряда приведены в табл. 4, навалочных-танкеров — в табл. 5. Кроме данных, необходимых для определения в предпроектной стадии строительной стоимости и стоимости содержания этих судов (массы металлического корпуса и оборудования, мощности главного двигателя, расходов топлива и масла, регистровой вместимости, численности экипажа и др.), приводятся данные, необходимые для определения загрузки (включая показатели вместимости и остойчивости) и экономических показателей работы судов в заданных условиях.

Приведенный размерный ряд навалочных судов рекомендуется для использования при расчетном эксплуатационно-экономическом обосновании состава перспективного флота и его пополнения. Если некоторые из судов ряда, рассматриваемых при обосновании, будут отличаться от стандартного типа, их технико-эксплуатационные характеристики должны быть соответствующим образом скорректированы. Кроме того, следует учитывать возможные отклонения от расчетных условий, принятых в методике [2].

Данные табл. 4 и 5 могут быть использованы для приближенного определения путем интерполяции характеристик промежуточных размеров судов стандартного типа. При этом зависящие от главных параметров исходные данные, использованные для технико-эксплуатационных расчетов по рассматриваемым судам ряда (например, осадка, дальность плавания и др.), будут соответствовать интерполированным их значениям.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Соколов Л. Г., Павлов Ю. Д. К вопросу обоснования параметрического ряда кораблей грузовой судостроения. — *Тр. ЦНИИМФ*, 1978, вып. 232, с. 58—67.
2. Лобжанидзе В. Г., Журавлев О. М., Фомина Е. В. Вариационный расчет основных характеристик круглопанельных судов для навалочных грузов в БИВМ. — *Тр. ЦНИИМФ*, 1978, вып. 136, с. 46—67.
3. Семенов-Тянь-Шанский В. В., Благовещенский С. Н., Ходякина А. Н. Качка корабля. Л., Судостроение, 1920. 202 с.

УДК 629.12.001.2

Б. З. Лева

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБЫЧНОГО И ЧЕЛНОЧНОГО ПАРОМОВ

В комплексе вопросов, связанных с проектированием судов для переправ, важное место занимает выбор типа паромов. По сравнению с обычными челночные паромы имеют рациональный цикл движения без потерь времени на разворачивание при отходе от причала и могут работать в стесненных акваториях. Недостаток челночных паромов — сложная энергетическая установка [1].

Считая, что характеристики обычного паромы установленными, определим целесообразность замены его челночным. Число паромов обоих типов, их пассажиро- и грузоподъемности, время стоянки, необходимое для посадки и высадки пассажиров, приемов постоянными, поскольку это связано с заданным объемом перевозок в тактовый период и требуемой частотой отхода судов [2]. Тогда продолжительность кругового рейса обычного и челночного паромов

$$t_{\text{кр}} = t_{\text{хо}} + t_{\text{доп}},$$

где $t_{\text{хо}}$ — ходовое время; $t_{\text{доп}}$ — дополнительная продолжительность маневров обычного паромы при отходе; индексом «о» и «ч» обозначают элементы, относящиеся соответственно к обычному и челночному паромам.

Так как при факсированной протяженности линии ходовое время обратно пропорционально скорости судна v , то

$$\frac{v_0}{v_1} = \frac{1}{1 + t_{м.с}/t_{н.с}} \quad (1)$$

Это позволяет определить возможное уменьшение скорости челночного парама по сравнению с обычным (рис. 1) при равной продолжительности рейса:

$$\Delta v_0 = v_0 \left(\frac{1}{1 + t_{м.с}/t_{н.с}} - 1 \right) \quad (2)$$

Возможность работы челночного парама с меньшей скоростью вследствие выигрыша времени $t_{м.с}$ создает предпосылки снижения



Рис. 1. Возможное уменьшение скорости челночного парама по сравнению с обычным за счет выигрыша времени завыс-
рождения на перекладах различной протяженности

мощности N , расходуемой на движение. Для ее определения воспользуемся адмиралтейской формулой

$$N = \frac{D v^3}{C}$$

Будем считать, что водонизмещение D мало отличается для обоих вариантов паромов, их длина одинакова, а разница в коэффициенте полезного действия гребных винтов η_p компенсируется различием в коэффициенте влияния корпуса η_k , поскольку некоторое снижение η_p у челночных паромов, вызванное возможным увеличением коэффициента нагрузки из-за уменьшения скорости, сопровождается ростом коэффициента влияния корпуса по сравнению с обычными паромами, которые для улучшения маневренности чаще всего оборудуют двухвинтовой гребной установкой. При центральном расположении винтов η_k на 8—12 % больше, чем при бортовом [3], [4]. Кроме того, уменьшение сопротивления выступающих частей челночного парама по сравнению с обычным двухвинтовым по дашням [3] оценивается в 3—4 % от сопротивления голого корпуса. С учетом этого различие в адмиралтейском коэффициенте C обычного и челночного паромов в основном может связываться с увеличением сопротивления воды челночного па-

рома на величину тормозящей силы свободно вращающегося носового гребного винта. Тогда

$$\frac{N_0}{N_1} = \frac{C_0}{C_1} \left(\frac{v_0}{v_1} \right)^5 = c \left(\frac{1}{1 + t_{м.с}/t_{н.с}} \right)^5,$$

где $c = C_0/C_1$.

Отсюда

$$\Delta N = N_1 - N_0 = N_0 \left[c \left(\frac{1}{1 + t_{м.с}/t_{н.с}} \right)^5 - 1 \right].$$

Влияние соотношения между продолжительностью маневров и чистого хода обычного парама на скорость и мощность челночного парама при различных показателях степени и показано на рис. 2. С учетом этого относительное сокращение топливной составляющей эксплуатационных рас-



Рис. 2. Соотношение скорости и мощностей водного и обычного паромов в зависимости от относительной продолжительности маневров $t_{м.с}/t_{н.с}$

$$\frac{\Delta N_0}{N_0} = \frac{\Delta N}{N_0} = c \left(\frac{1}{1 + t_{м.с}/t_{н.с}} \right)^5 - 1 \quad (3)$$

Средства, необходимые для постройки комплекса из единиц однотипных судов,

$$K_m = K_c \sum_{i=1}^n \varphi_i,$$

где K_c — относительная стоимость серийного судна;

φ_i — коэффициент серийности.

Если все паромы обычного типа предполагается заменить челночками, потребные капиталоизложения изменятся пропорционально отношению их строительных стоимостей. Однако при большом разнообразии лодок сведение всех замечаемой серии паромов к одному типу не всегда целесообразно. В то же время постройка паромов двух типов сопряжена с дополнительными затратами

$$\Delta K = K_1(m_0 - m_1) + K_2 m_1 - K_3 m_1$$

где $(m_0 - m_1)$ — оставшееся число обычных паромов после частичной их замены челночками.

Относительное изменение затрат на постройку паромов двух типов по сравнению с комплексом однотипных судов такой же общей численности

$$\begin{aligned} \frac{\Delta K}{K_m} &= \frac{K_1 m_0 - m_1}{K_m} + \frac{K_2 m_1}{K_m} - 1 = \\ &= \frac{\sum_{i=1}^{m_0 - m_1} \varphi_i + K_2 \sum_{i=1}^{m_1} \varphi_i}{\sum_{i=1}^n \varphi_i} - 1. \end{aligned} \quad (4)$$

Необходимо также учесть изменение сопутствующих затрат, связанных с гидротехническими работами, если обслуживаемые переправы обычными паромными требуют расширения акватории для их разворота при отходе от причала, а в случае применения челночной схемы эти затраты могут существенно сократиться либо вообще отпасть:

$$\Delta K_{\text{г.о}} = K_{\text{г.н}} - K_{\text{г.о}} \quad (5)$$

С целью обобщенной экономической оценки эффективности замены обычных паромов челночными определяли относительное изменение показателя приведенных затрат, используя зависимость (3), (4), (5):

$$\frac{\Delta Z_{\text{г.о}}}{Z_{\text{г.о}}} = \left[\left(\frac{1}{1 + \alpha_{\text{г.н}} / \alpha_{\text{г.о}}} \right)^n - 1 \right] \alpha_{\text{г.н}} \alpha_{\text{г.о}} + \left(\frac{\sum_{i=1}^m \tau_i + K \sum_{i=1}^m \tau_i}{\sum_{i=1}^m \tau_i} - 1 \right) (1 + E_{\text{н}}) \alpha_{\text{г.н}} \alpha_{\text{г.о}} + \frac{E_{\text{н}} \Delta K_{\text{г.о}}}{Z_{\text{г.о}}} \quad (6)$$

где $\alpha_{\text{г.н}}$ — относительная доля затрат на топливо в сумме всех эксплуатационных расходов при использовании обычных паромов; $\alpha_{\text{г.о}}$ — относительная доля затрат, зависящих от строительной стоимости этих паромов (амортизационные отчисления, ремонт, приобретение изнашиваемого инвентаря и т. п.); $\alpha_{\text{н.о}}$ — относительная доля эксплуатационных расходов в общих расходах и сопряженных затратах, учитываемых комплексным показателем $Z_{\text{н.о}}$; $E_{\text{н}}$ — нормативный коэффициент.

Для пассажирских судов, работающих на коротких прибрежных линиях, а большинстве случаев $\alpha_{\text{г.н}} = 0,06 \dots 0,18$. Для автосредств, используемых на переправах Севастополя, $\alpha_{\text{г.н}} = 0,1$; $\alpha_{\text{г.о}} = 0,35 \dots 0,45$ [5]. Встречающиеся на практике значения $\alpha_{\text{н.о}}$ довольно разнообразны, так как доля эксплуатационных расходов $Z_{\text{н.о}}$ в комплексном показателе затрат

$$Z_{\text{н.о}} = Z_{\text{н.о}} + E_{\text{н}} (K_{\text{н.н}} + K_{\text{н.о}}) \quad (7)$$

существенно зависит от стоимости гидротехнических работ $K_{\text{г.о}}$. Для частного случая, когда $K_{\text{г.о}} = 0$, значение $\alpha_{\text{н.о}}$ можно получить, выражая в (7) стоимость постройки судов $K_{\text{н.о}}$ через $Z_{\text{н.о}}$ и коэффициент $\alpha_{\text{г.н}}$, увеличенный на долю ремонтных расходов $\alpha_{\text{р.о}}$ и расходов на приобретение изнашиваемого инвентаря $\alpha_{\text{и.о}}$. В этом случае

$$\alpha_{\text{н.о}} = \frac{Z_{\text{н.о}}}{Z_{\text{н.о}} + 1 + E_{\text{н}} (\alpha_{\text{г.н}} - \alpha_{\text{г.о}} - \alpha_{\text{и.о}})}$$

Сумма $\alpha_{\text{г.н}}$ и $\alpha_{\text{и.о}}$ меняется в пределах 0,07–0,20 [5] и в среднем составляет 0,15. Величина $E_{\text{н}}$ согласно общесоюзной методике может быть принята равной 0,15, что соответствует нормативному сроку окупаемости капитальных вложений 6,7 лет.

Полученные путем анализа различных источников коэффициенты серийности φ_i для относительно небольших судов, приведенные в табл. 1, а координатных случаев могут отличаться как в меньшую, так и в большую сторону, особенно для головного и следующего за ним второго судна.

Таблица 1

Коэффициент серийности φ_i при строительстве небольших судов

Порядковый номер судна в серии i	1	2	3	4	5	6
Коэффициент серийности φ_i	2,00	1,50	1,16	1,14	1,12	1,10
Сумма ряда $\sum_{i=1}^m \varphi_i$	2,00	3,50	4,66	5,80	6,92	8,02

Продолжение табл. 1

Порядковый номер судна в серии i	7	8	9	10	11	...	n
Коэффициент серийности φ_i	1,08	1,06	1,04	1,02	1,0	...	1,0
Сумма ряда $\sum_{i=1}^m \varphi_i$	9,90	10,16	11,20	12,22	13,22	...	2,22 + n

Отношение строительной стоимости серийно построенного челночного парома к стоимости обычного K при равной пассажироёмкости паромов и одинаковой их длине зависит главным образом от различий в комплектации энергетической установки, движительно-рулевого комплекса, способа передачи мощности к гребному винту, длины валопроводов. Стоимость челночного парома с двумя гребными винтами и рулевыми комплексами в носу и корме, очевидно, будет выше, чем одноваловного обычного парома. Однако недостаточные маневренные качества одновинтовых переправочных средств ограничивают их применение в стесненных условиях, и поэтому чаще обычные паромы оборудуют двухваловой гребной установкой. Это уменьшает различия в стоимости паромов обоих типов и позволяет считать $K=1$, учитывая также, что отмеченная ранее возможность некоторого уменьшения мощности гребной установки челночного парома сопровождается в ряде случаев более сложной системой передачи. Если даже стоимость гребной установки челночного парома на 25 % выше, чем обычного, то в целом расходы на постройку такого судна возрастут на 7–8 % [4], [5]. При этом $K \approx 1,07 \dots 1,08$.

Увеличение буксировочной мощности челночного парома $\Delta K_{\text{б.н}}$, вызванное дополнительным сопряжением отключенного от

двигатели свободно вращающегося цосового гребного винта фиксированного шага, для относительно крупных паромов составляет 18—20 %, у более мелких и более быстрозидных судов оно обычно не превышает 10 % [4], а в случае установки ВРШ либо крыльчатых движителей будет еще меньше, поскольку имеется возможность развинути лодаста в нейтральное положение. Соответственно этому коэффициент с для комплексов с открытыми гребными винтами в среднем составляет 1,10—1,18. В случае установки перфорной насадки для понижения боковой силы, необходимой парому при швартовке и отходе от причала при янтре, сокращение ΔR , поскольку возрастает и значение с, уменьшается до 1,12—1,21.



Рис. 3. Векторная мощность катерного буксировочного судна при разном положении лодаста (по данным модельных испытаний):

1 — 10 м, 100 кг, диаметр 20 м, скорость 11,2 уз; 2 — 10 м, 100 кг, диаметр 20 м, скорость 11,2 уз; 3 — 10 м, 100 кг, диаметр 20 м, скорость 11,2 уз; 4 — 10 м, 100 кг, диаметр 20 м, скорость 11,2 уз; 5 — 10 м, 100 кг, диаметр 20 м, скорость 11,2 уз; 6 — 10 м, 100 кг, диаметр 20 м, скорость 11,2 уз; 7 — 10 м, 100 кг, диаметр 20 м, скорость 11,2 уз; 8 — 10 м, 100 кг, диаметр 20 м, скорость 11,2 уз; 9 — 10 м, 100 кг, диаметр 20 м, скорость 11,2 уз; 10 — 10 м, 100 кг, диаметр 20 м, скорость 11,2 уз.

парома пр. 1438 ($v_4/v_1 - \sigma_4$) $\approx 4,4$). Наличие такой кривой для педального варианта обычного парома дает возможность рассчитывать относительное изменение расходов на толкание без вычисления показателя степени n , путем непосредственного определения буксировочной мощности EPS_0 при скорости v_0 и мощности EPS , соответствующей скорости v_4 . В этом случае

$$\frac{\Delta R_4}{R_0} = \frac{EPS_4 - EPS_0}{EPS_0} \quad (8)$$

Расчет по (8) позволяет получить более точный результат, чем по (3), особенно когда разница в скоростях v_4 и v_0 велика и показатель степени n нельзя считать постоянным для всего интервала $\Delta v = v_4 - v_0$.

Целесообразность использования цосового парома вместо обычного показана на примере портовых Совестовых. Для связи между относительными расходами этого парома и цосовым паромом можно обычных пассажирских паромов

Таблица 2

Характеристики малых паромов и лодок на моторизованных

Имя парома и страна	Таблица размеров, м			Пассажирская емкость, чел.	Актив. балласт, т	Сред. скорость, уз.	И	Зеркальная установка	Гребной винт
	длина	ширина	высота борта						
«Бобрин» (Астрахань)	21,8	5,94	3,05	2,21	—	9,5	0,33	Двух-лопастная 220 кВт	1,60 т
«Светлый Рот» (ОССР)	36,0	9,70	4,20	2,40	—	9,3	0,25	Двух-лопастная. Гребные аппараты: 2х200 кВт, 2х200 кВт	
«Парус № 1» (ОССР)	42,0	10,12	5,30	1,70	—	8,0	0,20	Двух-лопастная. Гребные аппараты: 2х200 кВт, 2х200 кВт	1,15 т
«Звездочка» (Голландия)	45,3	7,60	3,30	2,25	6	9,0	0,22	Двух-лопастная. Гребные аппараты: 2х200 кВт, 2х200 кВт	
«Бурый Парус» (Астрахань)	56,7	10,6	2,45	1,55	—	8,0	0,16	Двух-лопастная. Гребные аппараты: 2х200 кВт, 2х200 кВт	1,30 т
«Парус № 2» (ОССР)	57,2	10,40	3,60	2,35	—	10	0,22	Двух-лопастная. Гребные аппараты: 2х200 кВт, 2х200 кВт	
«Рифан» (Астрахань)	92,5	19,0	6,1	4,50	85	16	0,37	Двух-лопастная. Гребные аппараты: 2х200 кВт, 2х200 кВт	400

1 При отсутствии автомата — 400 м.

2 Двухлопастная установка 0,35 м/с; шаг 0,60 м.

3 Двухлопастная установка 0,17 м/с; шаг 0,60 м.

4 Двухлопастная установка 0,35 м/с; шаг 0,60 м.

5 Двухлопастная установка 0,17 м/с; шаг 0,60 м.

Таблица 1

Основные характеристики судов типа «Новгород»

Характеристика	Судно с ВФШ	Судно с ВРШ
Конструктивный тип судна	Двухвальное, с котлом и баком, с нормальным расположением главного отделения	
Длина наибольшая, м	130,35	
Длина между перпендикулярами, м	138,0	
Ширина, м	20,5	
Высота борта, м	12,0	
Осадка наибольшая, м	9,5	
Водоизмещение, т:		
порожнем	5096	
в грузу	17 635	
Грузоподъемность, т	12 100	
Дедвейт, т	13 620	
Скорость, уз:		
в балласте	18,0	
в полном грузу	17,0	
Главный двигатель	Маломощный дизель 4RD 76 (БДКН 76/156) «Вертикаль-Звайгер» мощностью 7000 кВт (9600 х. л. с.) при частоте вращения вала 119 об/мин.	
Двигательная установка	С 4-лопастным ВФШ прямого вращения Ø 5400 мм, шаг лопастей 4825 мм, диаметр отношения 0,301, масса вала (без конусной части гребного вала, обтекателя и крепежной гайки) 19 100 кг. Материал — броня. Момент вращения 117 000 кг·м²	ВРШ формы «Камбей» (Шмидт), лопастей 4, лопастей 4825 мм, шаг лопастей 4821 мм, диаметр отношения 0,473. Масса вала с комплектом лопастей 23 200 кг. Материал — персидская сталь. Момент вращения 92 000 кг·м²

Продолжение табл. 1

Характеристика	Судно с ВФШ	Судно с ВРШ
Система дистанционного управления	Электромеханическая, типа «Фанс-2» формы «Югтер», с автоматом ГД на требующийся режим работы с заданной скоростью на ЦПУ в МО. Подана команда, из ЦПУ выданы командные телеграфы с автоматической регистрацией	Пневматическая, формы «Камбей», обеспечивающая передачу команд с заданной скоростью, ЦПУ в МО и с поста дистанционного управления приборами механизма поворота лопастей ВРШ в ту или иную сторону
Система дистанционного контроля за параметрами работы ГД и дистанционной установки	Узел машины центрального дистанционного контроля типа «Даталент» формы АЕГ, включающий датчики и устройства для контроля, регистрации и предоставления информации о параметрах работы ГД и двигателя	Формы «Югтер», обеспечивающая контроль за потопическими значениями скорости судна, частоты вращения гребного вала, вращения механизма, возможности на трюмную кату. Автоматический регулятор нагрузки формы «Нордик» «Алтерек», обеспечивающий поддержание заданной нагрузки в зависимости от условий плавания путем выбора оптимального шага лопастей, а также шкату ГД
Стоимость двигательной установки без систем дистанционного управления, тыс. руб.	37,5	74,6
Стоимость системы дистанционного управления, тыс. руб.	35,0	17,0
Стоимость системы дистанционного контроля, тыс. руб.	Часть стоимости машины типа «Даталент»	13,0

и числа близких марок, ремонтировались на одних и тех же судоремонтных заводах.

Анализируются работа всех судов серии с 1971 г. Поэтому построенные в 1969 г. суда «Новоморогород» и «Новомолок» оказались в худших условиях, так как период освоения и плаваний ГД и двигательных установок начался в 1970 г., а первые восемь судов с ВФШ прошли гарантийный ремонт в 1968—1969 гг., когда были устранены дефекты работы ГД, посади гребных винтов на конуса гребных валов, заменены гидродинамически «тяжелые» ВФШ и получившие трещины гребные валы, а также вилы,

действующие устройства, обтекатели и гайки гребных винтов, поврежденные или потерянные в ледовых условиях.

Из среднегодовых показателей эксплуатации судов «Новоморода» и «Новоололо» за 1971—1978 гг. были исключены данные за 1975 г., когда оба судна находились вне эксплуатации (перестроивались) в течение 188 сут. Не учтена и работа судов «Новоалтайск» и «Новоольовск» в 1974 г., когда они перестроивались в течение 168 сут. По этой причине из рассмотрения исключены показатели всех судов серии с ВФШ в 1974 г.

ВРШ судов «Новоморода» и «Новоололо» являлись простым и удобным судовым механизмом, позволяющим в любой момент согласовать характеристики гребного винта с характеристиками ГД и корпуса, исправить ошибки, допущенные при определении сопротивлений воды движению корпуса и коэффициентов взаимодействия гребного винта с корпусом, а также с рулем, учесть, что в процессе эксплуатации характеристики корпуса, ГД и ВФШ также изменяются.

Спроектированные для судов рассматриваемой серии ВФШ оказались гидродинамически «тяжелыми». Для обеспечения большей надежности двигателей строительные фирмы рекомендуют использовать на трансбортовых судах гидродинамически «легкие» ВФШ. Например, фирма «Бурмейстер и Вайл» предлагает применять винты, спроектированные на условия приемно-сдаточных испытаний, эксплуатационную мощность и превышающую на 2,5 % эксплуатационную частоту вращения ГД; фирма «Зульдер» — спроектированные на эксплуатационную мощность и номинальную частоту вращения, т. е. обогатить гребной винт по частоте вращения примерно на 3,5 %. Но применение гидродинамически «тяжелых» и «легких» ВФШ существенно снижает экономические показатели работы судна, увеличивает расход топлива. Наиболее целесообразный и экономичный режим работы ГД и движителя в различных условиях плавания может быть обеспечен выбором шага лопастей и частоты вращения гребного винта с учетом режимов и общего срока эксплуатации, интервала докования, характера и длительности плавания судна в условиях волнения.

При маневрировании судов «Новоморода» и «Новоололо» переходный процесс регулирования шага H и частоты вращения вала ГД и имеет монотонный характер. В процессе маневрирования поворотом лопастей происходит кратковременное снижение n на 10—30 % и примерно такое же снижение в этот период нагрузки на ГД. Присутствие частичное уменьшение или увеличение H и n выполняется при любой скорости хода без изменения направления вращения вала валопровода и гребного винта, что повышает маневренные качества судна.

За месяц плавания судна типа «Новорода» с ВФШ его ГД в среднем запускается 50—70 раз, а ГД судов «Новоморода» и «Новоололо» — не более 6 раз. Отсутствие размеров гребного винта и вала, колесчатого вала и других элементов ГД, вала валопровода у судов «Новоморода» и «Новоололо» позволяет

поддерживать относительно стабильные механические и тепловые нагрузки, уменьшить износ ГД, повысить надежность работы всех узлов продвинутого комплекса. Маневрируют эти суда поворотом лопастей ВРШ без изменения направления вращения гребного вала и ВПД, колесчатого вала ГД, т. е. без потери накопленных до маневра кинетической энергии и малюго момента элементами движительной установки и ГД. Кинетическая энергия их вращения и малый момент ВПД (920 кН·м²) обеспечивают повышенную способность ВРШ преодолевать дополнительное ледовое сопротивление без стопорения винта, лучшую работу и надежность узлов движительной установки и ГД, более высокую ледопробиваемость. Кроме того, обеспечение с помощью ВРШ любой скорости хода особенно важно при следовании во льдах в караване за ледоломом, а также при самостоятельном движении в ледовых условиях.

В течение десяти плаваний при плавании во льдах из судов «Новоморода» и «Новоололо» не было ни одной аварии ВРШ и систем дистанционного управления и контроля. Аварии движительных установок с ВФШ судов типа «Новорода», систем дистанционного управления и контроля, действующих устройств и корпусов происходят ежегодно и возникают, как правило, в результате работы во льдах. На судах с ВФШ рассматриваемой серии выходили на строя толковые подшипники, цилиндрические кривошипы и клапанные вставки крышек цилиндров, их шпильки, поршни и их головки, блоки толкающих насосов.

У ГД судов серии типа «Новорода», так же как и типа «Красногвард», в последние годы выходили на строя цилиндрические втулки в связи с появлением в верхней их части продольных трещин. Так, у ГД первых восьми судов к ноябрю 1979 г. заменили 34 втулки (71 %), а у ГД судов «Новоморода» и «Новоололо» с ВРШ во этот же период заменили 7 втулок (58 %). Это, прежде всего, следствие конструктивных недостатков ГД, а также причин, которые полностью могут быть выявлены лишь специальными исследованиями.

Относительные эксплуатационно-экономические показатели работы в БМП за 1971—1978 гг. судов с ВФШ (средние по двум судам «Новоалтайск» и «Новоольовск» и по всем 13 судам серии) в сравнении с аналогичными судами с ВРШ приведены в табл. 2. Они показывают, что по сравнению с соответствующими показателями судов «Новоалтайск» и «Новоольовск» (с ВФШ) продолжительность ремонта судна с ВРШ в среднем на 42 % меньше; затраты на ремонт ниже на 3,8 % (без учета дополнительного технического обслуживания ГД и движительных установок перек). Каждый ВРШ в среднем использовал на 478 кВт (6,8 %) большую мощность ГД. За год ГД судна с ВРШ параболит на 2028 тыс. силоч-час больше.

Средний годовой эксплуатационный период судна с ВРШ по данным службы судового хозяйства БМП оказался больше на 7,4 сут (2,1 %), а по законченным рейсам — на 7,75 сут (2,3 %).

Таблица 2

Эксплуатационно-экономические показатели судов с ВФШ (в %)

Показатели	«Новоалтайск» «Новоалександровск»	12 судов серии
Испаряемая мощность ГД, кВт	-6,79	-7,06
Наработка ГД, кВт·ч	-5,20	-6,61
Эксплуатационный период, сут	-2,10	-3,24
Продолжительность ремонта, сут	+42,45	+73,52
Коэффициент холостого времени	+3,92	+4,08
Коэффициент использования грузоподъемности	-1,37	-8,00
Скорость, уз	-0,70	-0,90
Грузооборот, млн. тонн/год	-9,33	-11,50
Средняя тарифная ставка на перевозку 1 т груза	+25,25	-14,53
Расход на содержание экипажа	+4,59	+4,96
Финансовый результат	-8,28	-13,48
Чистая валютная выручка	-4,85	-7,02
Удельный расход топлива, кг/т		
на 1 кВт	+1,0	+0,5
на 1 миль	+8,0	-
на 1 тонно-милю	+5,4	+6,3
на 1 руб. прибыли	+4,3	+9,1
Удельные затраты на топливо, руб./тонно-милю	+2,1	+9,9

Примечание. Знаки «+» и «-» означают соответственно увеличение или уменьшение по сравнению с судном с ВРШ.

Суда с ВРШ доковались в среднем после 2,5 лет, а суда с ВФШ — после 1 года и 8 месяцев плавания. Однако средняя скорость первых, несмотря на вызванное этим увеличение сопротивлений воды, была на 0,12 уз больше, чем в среднем одного из судов ВФШ. Средний грузооборот каждого из судов с ВРШ больше на 32,2 млн. тонно-миль (9,3 %). Если бы не было потери скорости (минимум 0,6 уз), обусловленной дополнительными обременениями за 10-месячное превышение периода между докованиями, судно с ВРШ выполняло бы значительно большую транспортную работу.

Продуктивность труда экипажей судов с ВРШ по выполняемой транспортной работе выше на 9,7 %. В среднем в год судно с ВРШ обеспечивало пароходству дополнительную чистую валютную выручку в 4,85 % и увеличивало прибыль на 8,2 %. Экономия топлива на тонно-милю выполненной транспортной работы составила 5,4 %, на единицу выработанной ГД мощности — 1,0 % (с учетом расхода топлива на работу привода МПЛ) и на рубль полученной прибыли 4,3 %.

Из табл. 2 также следует, что судно с ВРШ имеет еще более высокие значения соответствующих показателей по сравнению со средними одного из 13 судов серии, оснащенных ВФШ.

Дополнительно выполнены расчеты эксплуатационно-экономических показателей работы судов «Новоалтайск» (с ВФШ) и «Новоалександровск» (с ВРШ) на австралийской линии со смежной окрашенной подводной обшивкой и одинаковой осадкой при одних и тех же условиях плавания. Было принято, что ВФШ использует мощность ГД, равную 5851 кВт (7955 э. л. с.), а ВРШ — 6265 кВт (8517 э. л. с.), т. е. на 7 % больше, что имело место в практике эксплуатации судов. По данным модельных испытаний при заданной мощности и осадке определено, что ВФШ обеспечивает скорость 17,3 уз, а ВРШ — 17,6 уз. Потери скорости в рейсе по данным эксплуатации для судна с ВФШ приняты равными 5,1 %, судна с ВРШ — 4,6 %.

Для судна с ВФШ эксплуатационный период принят равным 348 сут, а судна с ВРШ — 352 сут. Эта разница в эксплуатационном периоде равна разнице средней продолжительности ремонта ГД и движительной установки.

Результаты расчетов показывают, что при перевозке грузов на выбранной линии с тарифной ставкой, равной средней тарифной ставке на грузы, перевозимые судном «Новоалтайск» за последние 8 лет, правильное использование ВРШ могло бы обеспечить увеличение среднегодовой чистой валютной выручки и прибыли еще соответственно на 27 и 25 %.

Результаты исследований влияния на экономическую эффективность регулирования шага лопастей и частоты вращения ВРШ в периоды встречающегося сильного волнения на выбранной линии показали, что оптимизация режима работы винта и ГД в таких случаях обеспечивает дополнительный экономический эффект по приведенным затратам около 34 тыс. руб. в год. Этот резерв повышения экономической эксплуатации судов с ВРШ может быть использован их экипажами.

Таким образом, применение ВРШ на судах «Новомиргород» и «Новоалександровск» способствует повышению эффективности производственных фондов пароходства, а частности, увеличивает транспортную работу, чистую валютную выручку и прибыль, повышает производительность труда экипажа, а также обеспечивает экономию топлива. При правильном использовании имеющейся возможности выбора оптимальной частоты вращения и шага лопастей ВРШ на различных режимах плавания могут быть получены еще более высокие эксплуатационно-экономические показатели работы судна.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Методика определения экономической эффективности использования на морском транспорте новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. М., ЦБНТИ ММФ, 1978. 107 с.
2. Инструкция по определению экономической эффективности капитальных вложений. ММФ, М., ЦБНТИ ММФ, 1978. 177 с.

Е. В. Фомина, Г. А. Алчуджак, канд. техн. наук

ОЦЕНКА ВЕСОВОЙ НАГРУЗКИ ГРУЗОВЫХ СЕКЦИЙ МОРСКИХ СОСТАВНЫХ СУДОВ

Общий декейт эксплуатируемых в мировом флоте морских составных судов (около 30) достигает 0,5 млн. т, а типов судов не менее 18. Среди построенных составов имеются палаточники, лесовозы, танкеры, газовозы, накатные суда, а также баржевые, перевозящие баржи на плаву в «микро» трюме.

В ряде случаев грузовые секции одного и того же назначения сконструированы для различных систем их соединения в состав: шарнирных типа «Артубар» либо жестких типа «ТБС», «Ката» и др. [1]. Это существенно не влияет наomenclатуру и массу оборудования (за исключением счетного устройства), однако оказывает воздействие на массу металлического корпуса — его продольные силы и в особенности нормовую окантовку. Корневая оконечность грузовой секции составов с жестким соединением и соединительный узел должны обеспечивать общую прочность состава, аналогичную прочности традиционного судна той же длины. Это увеличивает массу корпуса секций по сравнению с шарнирными. Масса корпуса увеличивается также вследствие наличия днища решета в более протяженных скелетах, чем у шарнирных секций.

Малочисленные сведения о весовой нагрузке грузовых секций [2], [3] в мировой литературе противоречивы, поэтому предварительная оценка нагрузки составных судов при их технико-экономическом обосновании (ТЭО), особенно при разработке типоразмерного ряда в широком диапазоне грузоподъемности затруднительна даже для наиболее простого типа грузовой секции. Среднестатистическое возмещение грузовых секций составляет 70—80 % от возмещения состава, поэтому ошибка в определении составляющих массы грузовой секции может существенно повлиять на результаты ТЭО комплекса «грузовые секции — машинные секции».

Для оценки весовой нагрузки грузовых секций по укрупненным статьям «Металлический корпус» и «Оборудование» проведен анализ масс корпуса и оборудования 14 построенных палаточников, лесовозов и универсальных сухогрузных судов (см. табл.) с кубическим модулем от 3,7 до 208 тыс. м³ и грузоподъемностью 1,2—104 тыс. т. Каждому из этих судов соответствует грузовой секция с тем же кубическим модулем.

Предполагалось, что грузовые секции однопалубные, без платформ, бака, юта, развитых рубок и грузовых устройств предназ-

начены для шарнирных составов (типа «Артубар»), т. е. с рецессиями без днища и малой относительной длиной skegгов, оборудованы автономной автономной дизель-генераторной установкой общей мощностью (включая аварийные генераторы) 150—300 кВт для обслуживания судового оборудования при отсутствии машинной секции, систем, якорным, швартовным, буксирным устройствами и балластно-осушительной, пожарной, осветительной системами, естественной вентиляцией, топливонеперекрывающим насосом и сепаратором ледяных вод. Экипаж и помещения для него отсутствуют (за исключением дежурного помещения, используемого в портах).

Кроме того, при определении весовой нагрузки исключены статьи, отсутствующие у грузовых секций, редуцированы массы статей уменьшенного объема. Так, из статьи «Металлический корпус» исключена масса надстроек, рубок, платформ, мостков, трасс газопроводов и водопроводов, мачт с площадками, из статьи «Оборудование» исключена масса оборудования жилых и служебных помещений, электродвигателей и электрооборудования, шлюпочного устройства и др., существенно снижена масса покрытий, цементации, изоляции и т. п. Ледовые подкрепления грузовых секций приняты категории Л2 Регистра СССР, поправки к массе металлического корпуса определены с помощью коэффициентов 1,12; 1,06; 1,025 и 1,0 для категорий УЛ, Л1, Л2 и Л3 соответственно.

Результаты обработки весовой нагрузки в виде измерителей массы металлического корпуса и оборудования из единицы LBN составлены с расчетами по формулам, полученным на основании анализа характеристик рудозов с кубическим модулем 50—200 тыс. м³ [2] и обработки статистических данных [3], и показаны на рисунке. Из рисунка видно, что кривой измерителя массы металлического корпуса $R_{м.к.}$ аппроксимирующей данные по построенным судам, соответствуют также данные по проектам проработок морского составного судна и по морским баржам [4].

Аппроксимирующая кривая измерителя массы металлического корпуса при $LBN=30 \dots 60$ тыс. м³ заметно ниже, чем по [2] и [3], и сближается с последними при $LBN>100$ тыс. м³. Следует также учесть, что район плавания рассматриваемых составных судов ограничен закрытыми морями и линиями вдоль побережий открытых морей.

Анализ аппроксимирующей кривой измерителя массы оборудования в сопоставлении с данными по проектам проработок и по [4] показывает, что по характеру и уровню эта кривая более правильно отражает закономерность изменения измерителя, чем [2] и [3].

Приведенные аппроксимирующие кривые измерителей массы металлического корпуса и оборудования грузовых секций могут

Характеристики	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»
Перекрывающий груз	Лес, жарко	Лес, жарко	Лес, жарко	Гипергидро, жарко, лес	Гипергидро, жарко, лес	Лес, жарко	Лес, жарко	Лес, жарко	Лес, жарко
Длина между вертикальными осями L_v , м	65,4	74,96	91,9	117,0	116,8	114,0	113,0	112,0	110,0
Ширина B , м	11,32	12,54	14,34	15,0	15,8	16,1	16,7	17,3	17,3
Высота бортов H , м	6,0	6,04	7,1	8,2	7,6	8,25	8,3	8,49	8,49
Средняя T , м	4,6	5,43	6,00	4,3	5,5	5,17	5,12	5,23	5,23
L_{BH} , м	2002	2078	2060	11 008	13 845	13 742	13 742	13 742	13 742
Длина катков L_{KH} , м	21	21	21	22	22	21	21	21	21
Задающие, т	800	1205	2060	2025	2518	3027	3345	3940	3940
в т.т.	2418	3790	6960	6581	8140	9429	9660	10 010	10 010
Грузоподъемность, т	1250	2130	3007	3830	5230	5330	5564	5955	5955

Грузовая секция составного состава

Машина, т	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»
используемого	408	544	608	1118	1381	1268	1405	1583	1583
оборудования R_{ob}	178	211	260	270	415	330	431	474	474
в т.т.	41	75	81	82	300	9	100	210	210
двухъярусной	40	50	55	40	42	100	107	122	122
пяти	33	46	64	65	82	132	139	158	158
судовых устройств	19	26	27	38	40	51	71	87	87
судовых устройств	36	34	32	45	41	48	37	47	47
защитных устройств	395	775	1225	1420	1615	1075	1973	2187	2187
Итого R_{tot} , т	130,2	99,3	98,1	98,0	85,2	85,4	69,7	52,2	52,2
$R_{tot} L_{BH}$, кН	48,0	37,2	26,0	23,7	29,9	21,8	27,5	27,5	27,5

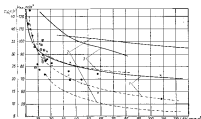
Продолжение таблицы

Характеристики	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»
Перекрывающий груз	Гипергидро, жарко	Гипергидро, жарко	Гипергидро, жарко	Гипергидро, жарко	Гипергидро, жарко	Гипергидро, жарко	Гипергидро, жарко	Гипергидро, жарко	Гипергидро, жарко
Длина между вертикальными осями L_v , м	120,9	149,0	134,4	135,9	164,0	164,0	161,0	161,0	161,0
Ширина B , м	17,83	20,6	20,6	21,78	24,2	24,2	24,2	24,2	24,2
Высота бортов H , м	9,83	12,0	12,0	13,2	14,3	14,3	14,3	14,3	14,3
Средняя T , м	7,84	9,00	9,4	9,64	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5
L_{BH} , м	21 190	24 006	25 000	44 811	57 773	107 703	107 703	208 000	208 000
Лесовые катки L_{KH} , м	72	72	71	72	72	72	72	72	72
Задающие, т	3540	5720	5548	6305	6305	12 075	12 075	21 000	21 000
в т.т.	11 530	18 330	20 105	22 940	22 940	42 565	42 565	131 600	131 600
Грузоподъемность, т	4765	11 085	13 742	13 942	13 942	48 380	48 380	104 035	104 035

Грузовая секция составного состава

Машина, т	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»	«Бетон» «Бетон»
используемого	1609	2020	2070	2970	3401	7500	7500	13 984	13 984
оборудования R_{ob}	500	786	704	488	1261	1274	1274	2061	2061
в т.т.	251	314	304	375	750	450	450	997	997
двухъярусной	71	105	85	109	96	244	244	176	176
пяти	99	120	134	133	230	341	341	371	371
судовых устройств	67	113	135	130	125	163	163	213	213
судовых устройств	62	45	62	51	72	56	56	94	94
защитных устройств	2302	2855	3033	3825	4764	9712	9712	16 247	16 247
Итого R_{tot} , т	83,2	70,1	65,4	60,3	58,9	73,8	73,8	66,7	66,7
$R_{tot} L_{BH}$, кН	28,4	22,8	19,3	19,8	21,9	11,8	11,8	9,9	9,9

использоваться на стадии ТЭО составных судов. Очевидно, весовая нагрузка грузовых секций морских составных судов требует дальнейшего уточнения и детализации, тем более что представление асесовой нагрузки в виде укрупненных измерителей только по кубическому модулю, по-видимому, недостаточно. Для уточнения асесовых нагрузок необходимо выделить массы, пропорциональные LB , $L(B+2H)$ и т. д., найти метод более точного вычисления массы кормовой оконечности грузовых секций для различных систем соединения их с машинной секцией. Следует



Измерители массы металлического корпуса (—) и оборудования (---) грузовых секций по кубическому модулю:

1 — по данным для проектируемых и эксплуатируемых судов; 2 — по формулам НКВ 35; 3 — по формулам ЛКМ 34

также уточнить номенклатуру оборудования грузовых секций различного назначения и его массу на базе данных проектов и исследовательских прорисовок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анууджан Г. А., Фомина Е. В. Оценка главных размеров морских составных судов в начальной стадии проектирования. — Тр. ЦННИИМФ, 1979, вып. 243, с. 42—75.
2. Иваницкий К. Ф., Танзира А. Г., Шостак В. П. Особенности проектирования морского барьерного судна для перевозки наземных грузов. — Тр. НКМ, 1977, вып. 128, с. 119—138.
3. Семиков Ю. Н., Захаров А. К. Математическая модель определения асесовых нагрузок для морских перевозок. — Тр. ЛКМ, 1975, вып. 98, с. 35—38.
4. Богданов Б. В. Морские и речные барьеры. Л., Судпромгиз, 1963, 294 с.

УДК 629.126.791.2.003.014.77.004.15

М. А. Гречин, канд. техн. наук

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ КРЕНОВЫХ И ДИФФЕРЕНТНЫХ СИСТЕМ ЛЕДОКОЛОВ

Поставленная перед морскими флотом задача обеспечения круглогодичной навигации в западной части Северного морского пути требует дальнейшего улучшения ледопроходимости ледоколов. Одни из путей повышения средней скорости прохода судов в торосистых припайных льдах — оборудование ледоколов эффективными средствами борьбы с заклиниванием, в частности, креновыми и дифференциальными системами.

Наиболее полный и во существе единственный теоретический анализ условий заклинивания с оценкой эффективности креновой системы выполнен в работах [1] и [2]. Исследования возможности одновременной перекладки руля и работы бортовых винтов в противоположные стороны для освобождения от заклинивания. Эффективность дифференциальной системы, кроме случая сжатия льда при приеме балласта в носовую цистерну, а также условия совместной работы креновых и дифференциальных систем, не рассматривались.

Переход к круглогодичной навигации существенно изменил условия эксплуатации ледоколов и трансформировал некоторые показатели об их ледопроходимости. В связи с этим возникла необходимость дополнительного исследования работы креновых и дифференциальных систем как средств борьбы с заклиниванием, в случаях раздельного и совместного использования, с определением целесообразности их установок на современных ледоколах.

Условия заклинивания ледокола. В процессе движения ледокола во льдах при определенных условиях движущая сила гребных винтов становится меньше силы ледового сопротивления, и ледокол останавливается. При даче заднего хода ледокол отходит назад или остается без движения, т. е. заклинивается во льдах. Заклинивание возможно как со всплытием, так и без всплытия корпуса.

Заклинивание со всплытием обычно происходит при работе ледокола набегами в тяжелых торосистых льдах. Корпус ледокола взламывает торосы на меньшую ширину, чем ширина льдона в окружающем ледном поле. Поэтому торосистый участок заклинивает корпус в районе, близком к миделю. Обычно образуется зона контакта с обшив бортов, в которой наблюдается интенсивное сжатие и дробление льда, так как сравнительно малые углы наклона бортов в средней части судна не позволяют сломать лед низом и протопить обломанные льдины. В некоторых случаях при заклинивании образуются две зоны контакта — в средней части и в районе форштевя, протяженность средней зоны достигает до 15—30 м, носовой — до 10—15 м. Редко происходит

заклинивание форштевнем и прилегающими к нему участками борта.

Заклинивание без всплывания корпуса происходит при движении в тяжелых битых льдах большой сложности, особенно в каналах, или при сжатии. При сжатии в битых льдах крупные льдины или стенки канала препятствуют свободному раздвиганию льда, который сжимается у бортов и может вызвать появление значительных сил трения, препятствующих движению ледокола. Исследования показали, что наиболее тяжелые случаи заклинивания — в районе средней части судна [1], [2]. Заклинивания форштевнем при всплывании носа ледокола на лед можно избе-



Рис. 1. Эскиз обшивки корпуса ледокола в зоне контакта с льдом



Рис. 2. Схема сил, действующих на обшивку ледокола с одного борта

жать соответствующим выбором форм обводов носовой оконечности.

Рассмотрим условия заклинивания ледокола. На рис. 1 показан элемент обшивки корпуса судна в зоне контакта со льдом с одного борта. Аналогичная зона имеется и с другого борта.

Примем обычную систему координат, направив ось Ox вдоль судна, ось Oy — в сторону правого борта, ось Oz — вертикально вверх. Вспомогательную систему координат $O_1x_1y_1z_1$, параллельную главной, совместим с центром элементарной площадки длиной dl и высотой dh . β_0 и β — соответственно углы наклона нормали к горизонтالي, тангенса и вертикали и затерлинии к диаметралу в зоне контакта.

Сила, действующая по нормали на элементарную площадку, определяется нормальным давлением льда P_n на корпус судна:

$$dN = P_n dh dl = P_n \frac{dy}{\cos \beta_0} \frac{dx}{\cos \alpha}.$$

Учитывая, что $\operatorname{tg} \beta_0 = \operatorname{tg} \beta \cos \alpha$,

$$dN = P_n \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha}}{\cos \alpha} dz dx.$$

Равнодействующая нормальных сил реакции льда, действующих с каждого борта по площади S зоны контакта корпуса со льдом,

$$N = \int_S \int P_n(x, z) \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha}}{\cos \alpha} dz dx. \quad (1)$$

В общем случае при известных законах распределения P_n по длине l и высоте h зоны контакта и изменении α и β значение N может быть определено численными методами. В частном случае заклинивания средней частью ($\alpha = 0$) при постоянном давлении льда

$$N = \int_0^l \int_0^h P_n \frac{dz dx}{\cos \beta} = P_n \frac{lh}{\cos \beta}. \quad (2)$$

Нормальную силу реакции льда при заклинивании со всплыванием можно определить через потерянную силу плавучести Q при всплывании ледокола (рис. 2):

$$N = \frac{Q}{2 \sin \beta_0} = \frac{Q V (1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha)}{2 \operatorname{tg} \beta \cos \alpha}, \quad (3)$$

где $\bar{\beta}$ и $\bar{\alpha}$ — осредненные углы в зоне контакта (в дальнейшем черта над углом не будет указываться).

Совокупление выражений (2) и (3) для осредненных углов и постоянного давления, равного напряжению на сжатие льда σ_c , позволяет определить при заданной толщине h минимальную протяженность зоны контакта

$$l = \frac{Q}{2h\sigma_c \operatorname{tg} \beta}. \quad (4)$$

Так, для мощного ледокола при $Q = 10$ МН $\sigma_c = 2.5$ МПа, $\beta = 15^\circ$ и $h = 1.5$ м, минимальная длина зоны контакта с каждого борта $l = 4.9$ м.

Условие заклинивания ледокола в вертикальной плоскости после всплывания получим, проецируя силу трения $\bar{F}_T = f\bar{N}$ и нормальную силу, действующую на корпус, на вертикальную ось: $fN \cos \beta_0 \geq N \sin \beta_0$ или $f \geq \operatorname{tg} \beta_0$. Это условие тривиально для клена, т. е. угол трения должен быть больше угла наклона борта. При коэффициенте статического трения льда об обшивку $f = 0.25$ для предотвращения заклинивания угол наклона борта $\beta_0 \leq 14^\circ$.

Условие заклинивания в продольной плоскости, считая силы трения приложенными в плоскости затерлинии:

$$fN \cos \alpha \geq N \cos \beta \sin \alpha.$$

Учитывая соотношение между β_0 и β и также что $\cos(\pi, x) = -\cos \beta_0 \sin \alpha$, найдем

$$f \geq \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta \cos^2 \alpha}}. \quad (5)$$

Подморенное выражение для судов с вертикальными бортами ($\beta=0$) равно единице, а для обычных ледоколов близко к единице. Поэтому условие заклинивания ледокола в горизонтальной плоскости, аналогичное решению для клина $f \geq \lg a$, показывает, что заклинивание ледокола возможно в районе носовых и части длинных корпусов, расположенной в нос от миделя, где углы наклона материала меньше угла трения, т. е. примерно до $1/4$ длины судна.

Для освобождения от заклинивания используется прежде всего работа винтов на задний ход. Потребная для этого тяга

$$P_s \geq 2fN \cos \alpha - 2N \cos [\vec{\alpha}, \kappa].$$

Для случая заклинивания без испытанья

$$P_s \geq 2N \cos \alpha (f - \lg a \cos \beta). \quad (6)$$

Это условие неопределенно, так как значение N , вычисленное по (1), зависит от давления сжатия и площади зоны контакта, т. е. величин случайных и неопределенных.

При заклинивании со испытанием условие освобождения с учетом (3) имеет вид

$$P_s \geq Q \left[\frac{f \sqrt{1 + \lg^2 \beta \cos^2 \alpha} - \lg a}{\lg \beta} \right]. \quad (7)$$

Формулы (5) и (7) совпадают с полученными ранее [2]. Так как заклинивание происходит при малых углах α , то условие (7) может быть представлено в виде

$$P_s \geq fQ \sin \beta, \quad (8)$$

т. е. тяга гребных винтов должна превосходить силу трения. Отсюда потерянная сила лавастости, при которой возможно освобождение ледокола с помощью гребных винтов,

$$Q \leq \frac{P_s \sin \beta}{f}. \quad (9)$$

Отношение $f/\sin \beta$ при коэффициентах трения покоя $f=0,25 \dots 0,3$ и обычных наклонах шпангоутов ($\beta=15 \dots 20^\circ$) близко к единице. Поэтому приближенным условием освобождения от заклинивания с помощью гребных винтов является неравенство $P_s \geq Q$.

В случае заклинивания средней частью, когда дифферент судна изменяется незначительно, значение Q равно силе подвержения оголившейся части корпуса:

$$Q = \gamma S \Delta T_{\text{ср}} g, \quad (10)$$

где γ — плотность морской воды; S — площадь конструктивной ватерлинии; $\Delta T_{\text{ср}}$ — изменение средней осадки при испытании ледокола; g — ускорение свободного падения.

При значительном дифференте реакция льда определяется по метacentрической формуле по изменению дифферента $\delta \Delta$:

$$Q = \frac{D \delta \Delta g}{L_{\perp 1} (x_0 - x)}, \quad (11)$$

где D — водоизмещение судна; x_0 — абсцисса приложения равнодействующей сил реакции льда; x — абсцисса и т. пл. площади ватерлинии; $L_{\perp 1}$ — длина ледокола между перпендикулярами; H — продольная метacentрическая высота.

Приближенно согласно [3]

$$H \approx 0,0746 \frac{\delta^2}{\gamma} \frac{L^2}{T}, \quad (12)$$

где α — коэффициент волноты ватерлинии; δ — коэффициент общей волноты; L — длина судна по действующей ватерлинии, T — осадка судна.

Неравенство (8), как показывает оценка, выполняется для мощных ледоколов при сравнительно незначительных испытаньях. Так, ледокол «Аратика» ($\beta=20^\circ$, $P_s=3,65$ МН, сила лавастости на 1 см осадки $\Delta D=0,28$ МН/см), может освободиться от заклинивания при испытанье до 0,15–0,18 м, а ледокол «Москва» ($\beta=18^\circ$, $P_s=1,4$ МН, $\Delta D=0,21$ МН/см) — при испытанье до 0,08 м, что соответствует весьма легким условиям плавания. По мере смещения зоны заклинивания от миделя к носовой оконечности эффективность гребных винтов для освобождения от заклинивания повышается. При $\alpha=10^\circ$ ледокол «Аратика», согласно (9), может освободиться от заклинивания при испытанье до 0,4 м.

Кроме того, используются различные средства для раскалывания корпуса ледокола и обматки кромок зоны заклинивания, в том числе перекачка руля с борта на борт, работа винтов «разрядки» и одновременное их применение. Однако при сильных заклиниваниях эффективнее использовать кривые и дифференциальные системы.

Кривая система. Рассмотрим эффективность ее работы в определенном объеме кривых системы при раздельной и одновременной работе гребных винтов и кривой системы. При работе только кривой системы в зоне контакта корпуса со льдом при условии малости угла α будет действовать сила, касательная к шпангоуту и связанная с наличием кривого момента, а также сила трения. Если пренебречь перераспределением нормальных давлений, то минимальный объем кривых системы одного борта для поворота корпуса

$$V_s \geq \frac{2fB \cos \beta \cdot N}{b_{\text{ср}}}, \quad (13)$$

где B — ширина ледокола; b — расстояние между и т. пл. объемов системы.

При заклинивании без испытанья значение N неопределенно. В случае непрерывной работы кривой системы можно считать, что имеет место трение движения. Так как коэффициент

динамического трения примерно в 3 раза ниже коэффициента статического трения, ледокол может освободиться от более сильного заклинивания, когда силы нормального давления N в 3 раза превосходят аналогичные силы при статическом трении. Поэтому кренковая система при заклинивании без всплывания является довольно эффективным средством, улучшающим ледопроницаемость.

При заклинивании со всплыванием

$$V_0 \geq f \frac{BQ}{\rho \delta \frac{1}{2} \pi \cdot \gamma} \quad (14)$$

Отсюда потерянная сила плавучести, при которой возможно «проворачивание» корпуса с помощью кренковых цистерн заданного объема,

$$Q \geq \frac{\pi \gamma \rho \delta \frac{1}{2} \pi \beta}{f B} \quad (15)$$

Для осредненных значений $\beta = 18^\circ$, $f = 0,28$ и $\delta/B = 0,8$ приблизительно $\pi \gamma V_0 \geq 1,1Q$. Эта оценка практически совпадает с результатами расчетов [1], показавших, что вес кренбалласта в цистернах одного борта должен быть примерно равен потерянной силе плавучести.

При одновременной работе гребных винтов и кренковых цистерн для поворота корпуса и странивания с места ледокола необходимо, чтобы геометрическая сумма сил, обусловленных действием кренящего момента и работой гребных винтов, была не меньше силы трения:

$$\left(\frac{\pi \gamma V_0 \delta}{2B \cos \beta} \right)^2 + \frac{P_2}{4} \geq f^2 N^2$$

Тогда

$$V_0 \geq \frac{Q}{16} \frac{\pi}{\delta} \cos \beta \sqrt{\left(\frac{f}{\sin \beta} \right)^2 - \left(\frac{P_2}{Q} \right)^2} \quad (16)$$

$$Q < \frac{\sin \beta}{f} \sqrt{\left(\frac{\pi \gamma V_0 \delta}{B \cos \beta} \right)^2 + P_2^2} \quad (17)$$

Для оценки эффективности кренковых цистерн выполняем расчеты для случая заклинивания ледокола со всплыванием при коэффициенте статического трения $f = 0,28$. Результаты этих расчетов представлены на рис. 3 в виде зависимости всплывания, при котором возможно освобождение от заклинивания с помощью кренковой системы и гребных винтов, от вместимости кренковых цистерн одного борта. Полученные результаты показывают, что кренковые системы при статическом заклинивании со всплыванием более эффективны на ледоколах с меньшей мощностью главных двигателей и более низким уровнем заднего хода. Так, на ледоколе «Калитан Сорокин» кренковые системы увеличивают всплывание в 4,5 раза, на ледоколе «Москва» — в 2,5 раза, на ледоколе «Арктика» — в 1,7 раза по сравнению с работой только гребных вин-

тов. При увеличении вместимости кренковых систем их эффективность повышается, причем для мощных ледоколов рост эффективности слабее.

Приведенные данные показывают, что общее всплывание, при котором ледоколы могут освободиться от заклинивания с помощью кренковых систем при работе их путем перекачки балласта, сравнительно невелико, и при существующих системах составляет около 0,2 м. Это соответствует относительно легким условиям плавания, но и в них применение кренковых систем, по крайней мере для ледовых ледоколов средней мощности, весьма эффективно.

При работе кренковых систем путем откачки балласта за борт происходит уменьшение потерянной силы плавучести и сил трения пропорционально количеству откачанного балласта. Если креновые цистерны были заполнены изолоном, то эффективность этого способа аналогична способу перекачки балласта с борта на борт, а в случае полного заполнения цистерн и при заклинивании средней частью способ откачки балласта за борт в 2 раза эффективнее способа перекачки. Поэтому в некоторых случаях он должен использоваться в эксплуатации при сильных заклиниваниях, поскольку при той же эффективности требуется в 2 раза меньший объем балластных цистерн, что особенно важно для ледоколов, плавующих в тяжелых льдах, при ограниченном объеме цистерн. Так, ледокол типа «Москва» и «Калитан Сорокин» после заклинивания и откачки балласта из полностью заполненных кренковых цистерн при работе винтов на задний ход могут освободиться от заклинивания при всплывании до 0,5 м.

При работе ледоколов в тяжелых льдах возможно освобождение от заклинивания путем перекачивания кренбалласта, когда происходит образование трения и разрушение льда изгибом в зоне контакта с корпусом. Вертикальное усилие, при котором образуются трещины в полубесконечной ледяной пластине, в соответствии с решением В. И. Каштеляна [2] равно $0,7\sigma_p \delta^2$, где σ_p — предел прочности льда на изгиб. Приравняв его силе воздействия ледокола на кромку ледяного поля, получим:

$$\frac{1}{2} \left(Q + \frac{\pi \gamma V_0 \delta}{B} \right) = 0,7\sigma_p \delta^2$$

Отсюда при $\delta/B = 0,8$ и $\sigma_p = 80 \cdot 10^6$ МПа

$$K \approx 0,1 \sqrt{Q + 0,8 \pi \gamma V_0 \delta} \quad (18)$$



Рис. 3. Зависимость всплывания Δz от вместимости кренковых цистерн V_0 ледоколов:

1 — «Арктика»; 2 — «Калитан Сорокин»; 3 — «Москва».

Расчеты по этой формуле показывают, что при всплывании, соответствующей потерянной силе плавучести 5 МН, ледоколы способны сдвинуть лед лавибом толщиной до 2 м. Наличие креновых цистерн вместимостью 500 м³ на каждом борту увеличивает толщину разрушаемого льда. При больших всплывах влияние цистерн уменьшается.

Наличие льда недостаточен для освобождения ледокола от заклинивания, так как в некоторых случаях ледокол не может критовать обломанные льдины. Анализ показал, что толщина льда, который может быть притоплен ледоколом, в два раза меньше определяемого формулой (18) [1]. Наличие креновых цистерн увеличивает толщину притопленного льда и положительно влияет на ледопроницаемость ледокола.

Выполненный анализ относится в основном к случаям статического заклинивания ледокола. В действительности креновая система при непрерывной работе в автоматическом режиме способствует поддержанию динамического трения, поэтому потерянная сила плавучести, определяемая по формуле (17), может быть увеличена в 3 раза. С этой точки зрения креновые системы могут рассматриваться как профилактическое средство, предотвращающее заклинивание ледокола при работе в тяжелых льдах.

При проектировании новых ледоколов объем креновых цистерн должен определяться с учетом характеристик ледопроницаемости, конструктивных особенностей, в том числе поперечной метасенческой шесты, в особенностей эксплуатации ледокола. Для устранения возможных отрадательных явлений при работе креновой системы (рыскание ледокола и криволетность канала) необходимо, чтобы термод перекатки балласта с борта на борт не превосходил 1—2 млн при наклоне до 8—10° из расчета, что за это время судно проедет 1—1,5 длины корпуса. Поэтому для ледоколов большого водоизмещения время перекатки может приниматься большим, чем для меньших ледоколов. Если исходить из известного положения, что безразмерные характеристики повторяемости ледокола в различных ледовых условиях и на свободной воде различаются мало, то с учетом результатов испытаний ледокола типа «Камчатка Сорокин» [4] и ледокола «Москва» [1] отклонение судна от курса не превышает 5°.

Таким образом, креновая система при определенных условиях является эффективным оперативным средством для борьбы с заклиниванием и вмораживанием. При сильных заклиниваниях дополнительно используется дифференциальная система.

Дифференциальная система ледокола включает цистерны, расположенные в носовой и кормовой оконечностях. Цистерны могут быть автономными или замкнутыми, т. е. сообщающимися переключным каналом.

Освобождение ледокола от заклинивания с помощью дифференциальной системы производится тремя способами: перекатыванием балласта, заполнением или осушением группы цистерн, что сопровождается изменением водоизмещения и дифферента, одновремен-

ным заполнением или осушением всех цистерн. Способ работы цистерн в эксплуатации выбирается в зависимости от района заклинивания по длине корпуса и степени заполнения цистерн перед заклиниванием.

Перекатывание балласта может оказаться малоэффективным в тех случаях, когда зона заклинивания располагается в районе middle борта центра тяжести площади ватерлинии, так как только «строгойравание» корпуса без смятия и разрушения льда недостаточно для освобождения от заклинивания. В этом случае необходима откачка балласта, которая уменьшает потерянную силу плавучести и силы трения. Всплывание ледокола, заклинившегося средней частью, после осушения цистерн

$$\Delta T = V/S, \quad (19)$$

где V — общий объем осушенных цистерн.

Для освобождения ледокола от заклинивания необходимо, чтобы сумма ΔT и условного всплывания, связанного с работой гребных винтов и определяемого по формулам (9) и (10), была больше всплывания при заклинивании ΔT , т. е.

$$\frac{V}{S} + \frac{P_{\text{гв}} \sin \delta}{F_{\text{гв}} S_{\text{гв}}} > \Delta T.$$

Отсюда минимальный объем цистерн, используемых по принципу осушения,

$$V > \left(Q - \frac{P_{\text{гв}} \sin \delta}{f} \right) \frac{1}{\Delta T}. \quad (20)$$

а потерянная сила плавучести, при которой возможно освобождение от заклинивания,

$$Q \leq \gamma V g + \frac{P_{\text{гв}} \sin \delta}{f}. \quad (21)$$

Соотношение (20) справедливо как для дифференциальных, так и для креновых цистерн. Его сопоставление с выражением (14) показывает, что способ работы систем путем откачки балласта более эффективен, чем способ перекатки, и требует меньшей вместимости балластных цистерн. Эффективность этого способа также зависит от времени заполнения и опорожнения цистерн, которое определяется производительностью насосов.

Рассмотрим случай, когда середина зоны заклинивания ледокола располагается в нос от middle на расстоянии X_0 (рис. 4). Освобождение от заклинивания возможно перекатыванием балласта из носовой цистерны в кормовую, осушением носовой цистерны и принятием балласта в носовую цистерну для смятия льда.

При перекатывании балласта массой $P = \gamma V$ из носовой цистерны в кормовую происходит увеличение дифферента на корму и уменьшение вертикального усилия Q . Если кормовая цистерна

пустая, а носовая полностью заполнена, то по метасентрической формуле устойчивости изменение угла дифферента

$$\Delta\varphi = \frac{P(X_0 - X_2)}{DN},$$

где X_0 и X_2 — абсциссы ц. т. носовой и кормовой дифферентных цистерн.

Изменение осадки в месте заклинивания после перекачки балласта

$$\Delta T_Q = \frac{P(X_0 - X_2)}{DN} (X_Q - X_f).$$

Всплытие ледокола в месте заклинивания

$$\Delta T_Q = \frac{Q}{g\gamma S} + \frac{Q(X_Q - X_f)}{gDN} (X_Q - X_f).$$

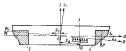


Рис. 4. Схема заклинивания ледокола:

1 — исходное положение; 2 — носовая дифферентная цистерна; 3 — кормовая дифферентная цистерна.

Для освобождения от заклинивания после перекачки балласта с помощью гребных винтов необходимо, чтобы

$$\Delta T_Q + \frac{P \sin \beta}{f\gamma S} \geq \Delta T_Q.$$

Минимальный объем перекачанного балласта

$$V \geq \left(Q - P \frac{\sin \beta}{f} \right) \frac{DN}{g\gamma S (X_0 - X_2) (X_Q - X_f)} + \frac{Q(X_Q - X_f)}{g\gamma S (X_0 - X_2)}, \quad (22)$$

откуда

$$Q \leq g \frac{\frac{1}{\gamma S} (X_0 - X_2) (X_Q - X_f) + \frac{P \sin \beta}{f\gamma S}}{1 + \frac{(X_Q - X_f)^2}{DN}}. \quad (23)$$

Положим $X_0 = L_{11}/2$; $X_2 = -L_{11}/2$ и имея в виду (12), получим

$$V \geq \left(Q - P \frac{\sin \beta}{f} \right) \frac{K \alpha L_{11}}{(X_Q - X_f) g \gamma} + Q \frac{X_Q - X_f}{K \gamma L_{11}}; \quad (24)$$

$$Q \leq \frac{g \gamma V + \frac{K \alpha L_{11} \sin \beta}{f (X_Q - X_f)}}{K \gamma L_{11} + \frac{X_Q - X_f}{L_{11}}}. \quad (25)$$

где $K = 0,0746$.

При оттачивании балласта из носовой цистерны изменение дифферента

$$\Delta\varphi = \frac{P X_0}{DN}.$$

Изменение осадки в месте заклинивания ледокола

$$\Delta T_Q = \frac{P}{\gamma S} + \frac{P X_0}{DN} (X_Q - X_f).$$

Для освобождения от заклинивания после осушения носовой цистерны с помощью гребных винтов необходимо, чтобы

$$\frac{P}{\gamma S} + \frac{P X_0}{DN} (X_Q - X_f) + \frac{P \sin \beta}{g \gamma S} \geq \frac{Q}{g \gamma S} + \frac{Q(X_Q - X_f)}{g DN}.$$

Минимальный объем осушаемой носовой цистерны для выхода из заклинивания

$$V \geq \left[Q - \frac{P \sin \beta}{f} + \frac{15 Q (X_Q - X_f)^2}{DN} \right] \frac{DN}{g \gamma [DN + 15 X_0 (X_Q - X_f)]}. \quad (26)$$

откуда

$$Q \leq \frac{g \gamma V \left[1 + \frac{15 X_0}{DN} (X_Q - X_f) \right] + \frac{P \sin \beta}{f}}{1 + \frac{15 (X_Q - X_f)^2}{DN}}. \quad (27)$$

При $X_0 = X_2$, т. е. при заклинивании средней частью, формулы (26) и (27) совпадают с формулами (20) и (21) для случая чистого осушения. Принимая приближенно $X_0 = L_{11}/2$, с учетом (12) получим:

$$V \geq \frac{1}{g \gamma} \left[Q - P \frac{\sin \beta}{f} + \frac{Q}{K} \left(\frac{X_Q - X_f}{L_{11}} \right)^2 \right] \frac{1}{1 + \frac{X_Q - X_f}{2 K \alpha L_{11}}}; \quad (28)$$

$$Q \leq \frac{g \gamma V \left(1 + \frac{X_Q - X_f}{2 K \alpha L_{11}} \right) + \frac{P \sin \beta}{f}}{1 + \frac{(X_Q - X_f)^2}{K \alpha L_{11}^2}}. \quad (29)$$

Расчеты по формулам (24) и (26) при $X_f = 0$, $f = 0,28$ и $\alpha = 0,74$ (рис. 5) показывают, что при $X_0 < 0,11$ более эффективен способ осушения носовой цистерны, а при $X_0 > 0,11$ — способ перекачивания балласта. С помощью формул (20) и (29) можно определить: потерянную силу плавучести Q (по изменению средней осадки), абсциссу приложения равнодействующей потерянкой силы плавучести (по значению Q и изменению угла дифферента), возможность освобождения ледокола от заклинивания с помощью

существующей дифференциальной системы и целесообразный способ работы системы.

Для любого ледокола при известных V и P_c по (25) и (29) может быть построен график для оценки возможности освобождения от заклинивания и выбора способа работы дифференциальной системы. На графиках, построенного для ледоколов типа «Москва» (рис. 6), видно, что при заклинивании средней частью ($X_0 < 0,11$) освобождение путем осушения носовых цистерн возможно при испытании 0,3–0,4 м. В случае

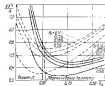


Рис. 5. Зависимость требуемой для освобождения от заклинивания минимальной относительной емкости $\Delta Q/V_0$ дифференциальной системы от относительного положения зоны заклинивания $X_0 = X_0/L_{11}$:

— освобождение балласта;
— осушение носовых цистерн

заклинивания необходимо принять балласт в носовую цистерну, чтобы произошло смятие льда и ледокол мог освободиться при работе гребных винтов на задний ход. Аналогично случаю осушения (27) дополнительно сила реакции льда или потерянная сила плавучести при приеме балласта в носовую цистерну

$$\Delta Q = \gamma V g \frac{1 + \frac{\gamma S X_0 (X_0 - X_f)}{\partial H}}{1 + \frac{\gamma S (X_0 - X_f)^2}{\partial H}}. \quad (30)$$

При $X_0 = L_{11}/2$ с учетом (12)

$$\Delta Q = \gamma V g \frac{1 - \frac{X_0 - X_f}{2K_{11} L_{11}}}{1 + \frac{(X_0 - X_f)^2}{K_{11} L_{11}^2}}. \quad (31)$$

Расчеты дополнительной силы по формуле (31) в предположении $X_f = 0$, результаты которых представлены на рис. 7, пока-

зывают, что наибольший эффект наблюдается при $X_0 = 0.1 \dots 0.2$. В этом диапазоне дополнительная вертикальная сила, способствующая смятию льда, примерно в 1,05 раза больше массы принятого балласта.

Возможность смятия льда при таком способе освобождения неопределяется, так как зависит от протяженности зоны заклинивания, толщины и характеристик льда, а также первоначального испытания при заклинивании. Поэтому в общем случае нельзя дать количественную оценку эффективности этого способа. Тем не менее и в случае заклинивания при пустой носовой цистерне он яв-

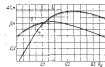


Рис. 6. Освобождаемость ледокола «Москва» от заклинивания в зависимости от величины ΔQ и относительного положения зоны заклинивания $X_0 = X_0/L_{11}$:

1 — освобождение балласта; 2 — осушение носовых цистерн; 3 — осушение всех дифференциальных цистерн



Рис. 7. Зависимость дополнительной вертикальной силы $\Delta Q/\gamma V$ при приеме балласта в носовую цистерну от относительного положения зоны заклинивания X_0

ляется первым шагом в ряде последовательных операций при освобождении от заклинивания.

Таким образом, дифференциальные системы являются весьма эффективным средством для освобождения от заклинивания со всплытием. Способ их работы в эксплуатации (осушение, перекачивание балласта) должен выбираться с учетом положения зоны заклинивания. В большинстве случаев наиболее эффективным способ одновременного осушения носовых и кормовых дифференциальных цистерн.

Существенный недостаток замкнутых дифференциальных систем — продолжительный период перекачки балласта (более 10 мин) вследствие малой производительности насосов и высокого гидравлического сопротивления соединительных трубопроводов, идущих по всей длине судна. Увеличение производительности насосов не всегда оправдано, так как вместе с собой увеличатся диаметры трубопроводов. Поэтому предпочтение должно отдаваться автономным дифференциальным системам с насосами высокой производительности.

При использовании автономных дифференциальных систем упрощается вся система за счет исключения соединительных трубопроводов и сокращается число используемых насосов. Недостатки автономной системы — необходимость установки индивидуальных заборных отверстий типа ледовых ящиков и возможность попадания ала в цистерны при работе на желководы.

Объем дифференциальных цистерн может быть определен по приведенным формулам с учетом ледопроницаемости ледокола, исходя из возможного всплытия при заклинивании и работе цистерн по способу осушения. Желательно, чтобы объем носовых цистерн был больше кормовых.

Совместная работа кормовой и дифференциальной систем. Для освобождения от сильных заклиниваний возможна совместная работа кормовой и дифференциальной систем. При этом дифференциальная система в зависимости от характера заклинивания может работать как по способу осушения, так и перекачки балласта, а кормовая — путем перекачки балласта при одновременной работе гребных винтов на задний ход. Необходимые для расчета выражения могут быть получены, исходя из принципа суперпозиции, на основе полученных ранее решений.

При работе кормовой и дифференциальной систем по способу осушения на основе (17) и (21) получим формулу для определения средней потерянной силы плавуности, при которой возможно освобождение от заклинивания,

$$Q \leq Vg + \frac{\sigma \beta}{f} \sqrt{\left(\frac{V_0 g \beta}{B \cos \beta}\right)^2 + P_0^2}, \quad (32)$$

где $V = \Sigma v$ — общий объем осушаемых дифференциальных цистерн.

При перекачивании балласта массой γV из носовых в кормовые цистерны с учетом (17) и (25)

$$Q \leq \frac{\sigma \gamma V + \frac{K_{\text{ал}} \gamma}{f} \frac{\sin \beta}{(X_0 - X_f)} \cdot \sqrt{\left(\frac{V_0 g \beta}{B \cos \beta}\right)^2 + P_0^2}}{\frac{K_{\text{ал}} \gamma}{X_0 - X_f} + \frac{1}{K_{\text{ал}} \gamma}}. \quad (33)$$

При осушении носовой дифференциальной цистерны, исходя из (17) и (29), получим:

$$Q \leq \frac{\sigma \gamma V \left(1 + \frac{X_0 - X_f}{2K_{\text{ал}} \gamma}\right) + \frac{\sigma \beta}{f} \sqrt{\left(\frac{V_0 g \beta}{B \cos \beta}\right)^2 + P_0^2}}{1 + \frac{(X_0 - X_f)^2}{K_{\text{ал}} \gamma^2}}. \quad (34)$$

С помощью формул (32)–(34) решается задача об освобождении от заклиниваний при совместной работе кормовой и дифференциальной систем, а также гребных винтов. В случае, когда объем носовых цистерн больше кормовых, как на ледоколе «Капитан

Сорокин», возможно полное осушение носовых и заполнение кормовых цистерн, что эквивалентно перекачке части балласта из носовых в кормовые цистерны и последующему осушению носовых цистерн от остатков балласта. В этом случае полная потерянная сила плавуности для освобождения от заклинивания определяется как сумма значений, полученных по формуле (33) и по формуле (34) без последнего члена, учитывающего работу кормовых цистерн и гребных винтов.

Аналогично в случае осушения дифференциальной системы по формуле (32) определяется значение Q , соответствующее равному всплытию (из носовых цистерн отключается объем, равный объему кормовых цистерн), которое суммируется со значением Q по формуле (34) при осушении оставшегося объема носовых цистерн.

Сравнительная эффективность кормовых и дифференциальных систем. Произведем сравнительную оценку эффективности кормовых и дифференциальных систем, устанавливаемых на эксплуатирующихся ледоколах «Капитан Сорокин», «Москва» и «Арктика» для случаев заклинивания со всплытием. В качестве критерия эффективности может быть принята максимальная потерянная сила плавуности при максимальном среднем всплытии ледокола, при котором он может освободиться от заклинивания с помощью кормовых и дифференциальных систем при работе гребных винтов на задний ход.

Рассмотрим следующие способы освобождения от заклинивания: работа гребных винтов на задний ход; непрерывная работа кормовых систем в статическом и динамическом режимах трения и работа гребных винтов; осушение цистерн кормовой системы с одного борта при одновременной работе гребных винтов; перекачивание балласта из носовых дифференциальных цистерн в кормовые в количестве, соответствующем минимальному объему носовых или кормовых цистерн, при различных относительных положениях зоны заклинивания X_0 и работе гребных винтов; осушение носовых дифференциальных цистерн при различных положениях зоны заклинивания и работе гребных винтов; осушение дифференциальной системы и волонти объема кормовой системы (объем кормовых цистерн одного борта) и работе гребных винтов; осушение дифференциальной системы при работе винтов.

Результаты расчетов показали, что кормовые системы при работе в непрерывном режиме, обеспечивающем поддержание динамического трения, достаточно эффективны и позволяют предотвратить заклинивания при всплытиях ледоколов до 0,5–0,8 м, при статическом трении — при всплытиях до 0,2–0,3 м.

Дифференциальные системы при сильных заклиниваниях и статическом трении во всех случаях эффективнее кормовых систем, что, с одной стороны, объясняется большим их объемом, а с другой — возможностью замещения дифферента для уменьшения силы реакции ледя при $X_0 > 0$, причем в большинстве случаев, особенно

при заклиниваниях средней частью, наиболее эффективен способ осушения систем.

На ледоколах «Капитан Сорokin» объем носовых дифференциальных цистерн более чем в 2 раза превосходит объем кормовых цистерн. Поэтому при заклиниваниях корпуса в районе $X_0=0,1$ наиболее эффективен способ осушения носовых цистерн, позволяющий освободиться от заклинивания при всплывании до 1,1 м. При $X_0=0,2$ предпочтительнее одновременное осушение носовых и заполнение кормовых дифференциальных систем.

На ледоколах «Москва» и «Алутинка», у которых объемы носовых и кормовых цистерн примерно одинаковы, при $X_0 < 0,11$ более эффективен способ осушения носовых дифференциальных систем, позволяющий освободиться от заклинивания при всплывании соответственно до 0,4—0,75 м, при $X_0 > 0,11$ — способ перекачки балласта, обеспечивающий освобождение от заклинивания при всплывании до 0,5—0,9 м.

Приведенные данные свидетельствуют о том, что для освобождения от заклинивания со всплыванием, характерным для мощных ледоколов, дифференциальная система более эффективна, чем креновая. Однако дифференциальная система, в силу ее особенностей, включается только при сильных заклиниваниях в процессе форсирования тяжелых льдов.

Креновая система более мобильна в эксплуатации и может непрерывно работать в процессе движения ледокола во льдах, обеспечивая в автоматическом режиме поддержание динамического трения и тем самым противодействуя заклиниванию. При заклиниваниях без всплывания и при опираании корпуса она является достаточно эффективным средством для освобождения ледокола. В случае сильных заклиниваний со всплыванием применение креновой системы способствует разрушению льда изгибом в зоне контакта корпуса со льдом и положительно влияет на процесс освобождения ледокола от заклинивания. При этом эффективность креновой системы, по мере увеличения мощностей главных двигателей и убора гребных винтов на заднем ходу, несколько снижается, тем, по-видимому, и объясняется довольно распространенное мнение о низкой эффективности креновых систем и нецелесообразности их установки на мощных ледоколах.

Креновые и дифференциальные системы, имея общее функциональное назначение — борьбу с заклиниванием, отличаются по способам их использования в эксплуатации. Если креновые системы являются оперативным средством, работающим в непрерывном режиме при форсировке ледяных полей, то дифференциальные системы включают в работу при сильных заклиниваниях после остановки ледокола, когда креновые системы неэффективны. Таким образом, креновые и дифференциальные системы дополняют друг друга, и в случае совместной работы обеспечивают освобождение при достаточно сильных заклиниваниях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ледоколы В. И. Кудрявца, А. Я. Рывалева, О. В. Фадеева, В. Я. Ягодова. Л., Судостроение, 1972, 286 с.
2. Павлов Ю. И., Камышев В. Н. Заклинивание ледоколов во льдах. — Тр. ААНИИ, 1973, т. 209, с. 67—72.
3. Ногин Л. М. Теория прогибаний судов. Л., Судостроение, 1968, 479 с.
4. Белья Ю. И., Гречина М. А. Определение характеристик кренового движения судна с помощью дифференциального гидракустического датчика. — Тр. ЦНИИМФ, 1979, вып. 243, с. 139—142.

УДК 629.124.396.2.06:614.77.004

М. А. Гречина, канд. техн. наук

ДИАГРАММА ДЛЯ ВЫБОРА СПОСОБА ОСВОБОЖДЕНИЯ ЛЕДОКОЛОВ ОТ ЗАКЛИНИВАНИЯ СО ВСПЛЫТИЕМ

Выбор способа работы креновых и дифференциальных систем для освобождения ледокола от заклинивания во льдах в настоящее время производится в основном субъективно, на основе практического опыта капитана или вахтенного помощника. Таким путем не всегда удается правильно оценить эффективность того или иного способа освобождения от заклинивания и выбрать наиболее рациональный из них с точки зрения сокращения времени выхода из заклинивания или уменьшения энергозатрат, связанных с перекачкой балласта. Поэтому на практике последовательно применяются различные способы до тех пор, пока ледокол не выйдет из заклинивания. Получаемые расчетные зависимости¹ позволяют построить диаграмму для выбора наиболее рационального способа освобождения ледокола от заклинивания.

Диаграмма строится в координатах $\Delta T - X_0$, где ΔT — среднее всплывание ледокола, $X_0 = (X_0 - X_1)/L_{11}$ — относительное положение зоны заклинивания, X_0 — абсцисса средней части зоны заклинивания, X_1 — абсцисса центра тяжести площади действующей нагрузки, L_{11} — длина ледокола между перпендикулярами. На диаграмму наносятся кривые постоянного изменения дифференциала $\Delta(T_{кр} - T_{диф})$ при всплывании, связанных с заклиниванием. Они вычисляются по правилам статистика с использованием метациентрической формулы апроксимации остойчивости. Кроме того, на диаграмму нанесены кривые зависимостей всплывания, при котором возможно освобождение от заклинивания, от относительного положения зоны

¹ См. статью Гречина М. А. «Оценка эффективности креновых и дифференциальных систем ледоколов, обслуживающую в настоящее время».

заклинивания для различных способов работы крановых и дифференциальных систем.

Пример такой диаграммы для ледокола «Москва» показан на рис. 1. Она построена с использованием фактических данных по ледоколу, включающих упор гребных винтов на режиме заднего хода, угол наклона борта на шкел, коэффициент ползоты ватерлинии, вместимость крановых цистерн одного борта и относительное расстояние между центрами тяжести цистер, вместимость носовых и кормовых дифференциальных цистер.

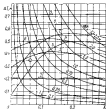


Рис. 1. Диаграмма для выбора способа освобождения от заклинивания ледокола «Москва».

1 — работа только гребных винтов; 2 — работа крановой системы; 3 — осушение носовых дифференциальных цистер; 4 — то же, для носовых крановых систем; 5 — осушение балласта из балласта в кормовых дифференциальных цистер; 6 — осушение дифференциальных цистер; 7 — осушение балласта из балласта в кормовых цистер при работе крановой системы; 8 — осушение дифференциальных цистер при работе крановой системы; 9 — осушение балласта из балласта в кормовых цистер при работе крановой системы; 10 — осушение балласта из балласта в кормовых цистер при работе крановой системы; 11 — осушение балласта из балласта в кормовых цистер при работе крановой системы.

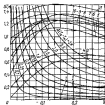


Рис. 2. Диаграмма для выбора способа освобождения от заклинивания ледокола «Капитан Сорокин».

1 — работа только гребных винтов; 2 — работа крановой системы; 3 — осушение балласта из балласта в кормовых дифференциальных цистер; 4 — то же, для носовых крановых систем; 5 — осушение балласта из балласта в кормовых цистер при работе крановой системы; 6 — осушение дифференциальных цистер; 7 — осушение балласта из балласта в кормовых цистер при работе крановой системы; 8 — осушение балласта из балласта в кормовых цистер при работе крановой системы; 9 — осушение балласта из балласта в кормовых цистер при работе крановой системы; 10 — осушение балласта из балласта в кормовых цистер при работе крановой системы; 11 — осушение балласта из балласта в кормовых цистер при работе крановой системы.

Диаграмма позволяет по замеренному среднему коэффициенту и изменению дифференциала определить среднее положение зоны заклинивания и оперативно выбрать способ освобождения. Например, в процессе заклинивания пронормально ксептине $\Delta T = 0,35$ м и изменение дифференциала на корпус $\Delta(T_0 - T_1) = 0,375$ м. По диаграмме для расчетной точки (в кружке) находим, что заклинивание произошло в нос от шкелы в районе $X_0 = 0,06$. Следовательно, возможными способами освобождения от заклинивания являются 3, 7, 4, 6, 8 и 9-й (см. рис. 1).

В зависимости от фактического состояния систем капитан может принять решение о наиболее быстром и эффективном способе

освобождения от заклинивания. Так, при заполненных носовых дифференциальных цистерках в рассматриваемом примере наиболее рациональным является способ их осушения. Причем в случае одновременного включения крановой системы (4-й способ) эффективность освобождения ледокола от заклинивания повышается.

Диаграммы построены при статическом коэффициенте трения стали по льду 0,28, что соответствует средней температуре льда около -15°C . В то же время в зависимости от состояния обшивки корпуса ледокола, характера снежного покрова льда и его шероховатости возможно как уменьшение, так и увеличение коэффициента трения. Расчеты показали, что увеличение коэффициента трения с 0,28 до 0,4 ведет к уменьшению ксептины, при котором возможно освобождение от заклинивания, на 0,02 м при работе гребных винтов, включая случаи совместной работы с дифференциальной системой, и на 0,04—0,06 м в случаях работы крановой системы. Как видно, влияние коэффициента трения весьма незначительно, и по существу, находится в пределах точности определения ксептины в реальных условиях эксплуатации ледокола. Поэтому диаграмма применима практически во всем диапазоне изменения коэффициента трения.

Аналогичные диаграммы построены для ледоколов «Капитан Сорокин» и «Арктика». На рис. 2 показана диаграмма для ледокола «Капитан Сорокин», которая по числу рассмотренных способов освобождения от заклинивания и характеру хода кривых несколько отличается от предыдущей. Это объясняется тем, что на ледоколах этого типа объем носовых дифференциальных систем более чем в 2 раза превышает объем кормовых цистер. Диаграмма показывает, что наиболее эффективными являются способы, связанные с осушением дифференциальных цистер. Работа крановой системы при этом существенно повышает возможности освобождения ледокола от заклинивания.

Наиболее вероятное положение средней части зоны заклинивания, как показал анализ результатов испытаний ледокола «Ленинград», находится в диапазоне $X_0 = 0,09 \dots 0,2$. При таких заклиниваниях большое влияние на процесс освобождения ледокола оказывает объем носовых дифференциальных цистер, так как их осушение способствует ксептине носовой оконечности и уменьшению силы реакции на корпус заклинивающегося ледокола. Поэтому при проектировании ледокола целесообразно, если позволяют условия удиферентности, увеличивать вместимость носовых цистер, а форсировку тяжелых ялов в эксплуатации производить только с заполненными носовыми цистерками.

При наличии на борту вычислительной машины процесс освобождения ледокола от заклинивания может быть автоматизирован. По сигналам от датчиков осадки ЭИВМ вычисляет по заданным

¹ См. Рыжов А. Я. Экспериментальное изучение трения льда. — Тр. ААННН, 1973, т. 300, с. 186—199.

алгоритмам¹ оптимальную силу плавуности и положение зоны заклинивания. Затем выдвигаются возможные способы освобождения от заклинивания. Если известны дополнительные условия, например, минимума времени или минимума энергозатрат на освобождение от заклинивания, то ЭЦВМ определит рекомендуемый способ освобождения. В этом случае, при необходимости, ЭЦВМ может быть включена в автоматическую систему управления креновыми системами.

Широкое внедрение диаграмм на эксплуатирующихся и вновь строящихся ледоколах позволит повысить эффективность их эксплуатации и скорость прохода транспортных судов в приледных льдах.

УДК 629.124.791.2:006.001.4

А. В. Нерсисимский

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПНЕВМООМЫВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА НА СУДАХ ЛЕДОВОГО ПЛАВАНИЯ

Пневмоомывающее устройство (ПОУ) разработано и запатентовано физическими специалистами главным образом как средство снижения сопротивления льда движению судна. Иными словами, полезный эффект от применения пневмоомывающего корпуса должен выражаться в увеличении предельной толщины льда, преодолеваемого судном непрерывным ходом, или при неизменной толщине льда — в увеличении скорости движения судна в сплошных и битых льдах. Так, по расчетам фирмы «Варсалия» ледокол мощностью 100 тыс. кВт при использовании ПОУ мощностью 3 тыс. кВт сможет преодолевать льды толщиной 3 м, тогда как без применения пневмоомыва — 2,8 м. Специалисты фирмы считают, что применение ПОУ на ледоколах мощностью 3,5—100 тыс. кВт позволит повысить их ледовородимость в среднем на 0,2 м. Эта оценка основана преимущественно на данных модельных экспериментов и частично — на результатах натурных испытаний физского парома «Финнарриер» на Балтийском море в 1970 г. Однако модельные и натурные эксперименты, проведенные позднее в США и в СССР, в основном подтвердили прогноз фирмы «Варсалия», и единое мнение о целесообразности использования ПОУ на судах и ледоколах не сложилось. Вместе с тем, при проектировании или заказе новых арктических транспортных судов и ледоколов необходима объективная оценка целесообразности установки ПОУ на этих судах.

Теоретического описания взаимодействия создаваемого ПОУ потока с зоной контакта лед—корпус пока нет. Хотя физически это взаимодействие заключается в отведении потоком от корпуса мелких обломков льда, а также смазывание контактирующей с бортом заснеженной кромки ледяного покрова, чем достигается уменьшение сопротивления трению, этот процесс весьма трудно формализуем. Поэтому оценка полезного эффекта ПОУ может быть основана на статистической обработке экспериментальных данных, модельных и натурных. Многочисленные испытания ПОУ в Арктике на ледоколах «Брмак» и «Капитан Сорokin» в различных ледовых условиях дали довольно стабильные результаты, дополняющие друг друга. Эти результаты, главным образом, и положены в основу приведенного ниже анализа и оценки эффективности ПОУ.

Для натуральных условий динамический коэффициент «сулого» трения льда обычно составляет 0,08—0,13, а при наличии снежного покрова увеличивается до 0,25—0,35. Смазывая и разрывая снег, создаваемый ПОУ, поток снижает коэффициент трения, что уменьшает ледовое сопротивление в целом. Очевидно, что эффект ПОУ определяется расходом воды



Рис. 1. Зависимость относительного эффекта ПОУ от расхода воздуха на ледоколе «Капитан Сорokin» при движении в сплошном льду

$$Q = U_{cp} F,$$

где U_{cp} — средняя по сечению скорость потока, м/с; F — площадь поперечного сечения потока, м².

Как показывают модельные эксперименты и расчеты, расход воды Q линейно зависит от расхода воздуха, т. е. существует его значение, выше которого расход воды практически не увеличивается, а следовательно, не должно быть и увеличения полезного эффекта ПОУ.

В общем случае расход воздуха зависит от длины корпуса и осадки. Так как осадка большинства существующих и новых ледоколов и судов ледового плавания находится в узких пределах (8,5—10,5 м), приблизительно можно считать, что расход воздуха не зависит от осадки. Тогда для удобства сравнения результатов, полученных на различных судах, можно воспользоваться удельным расходом воздуха $q = Q/L_{\text{ккл}}$, где Q_0 — общий расход воздуха, м³; $L_{\text{ккл}}$ — длина судна по КВЛ, м.

Специальный эксперимент на ледоколе «Капитан Сорokin» показал, что при расходе воздуха выше 9 м³/с, т. е. при $q \geq 0,075$ м³/с, эффект ПОУ (здесь и далее эффект ПОУ рассчитан как отношение приращенной скорости при использовании ПОУ к скорости без применения ПОУ) почти не растет (рис. 1). Расчеты параметров омывающей корпус струи, выполненные Н. Г. Сологгиным, также показали, что при расходе воздуха более 0,07—0,08 м³/с расход

¹ См. Гречин М. А. Указ. соч.

воды практически не растет. Поэтому удельный расход воздуха 0,075 м³/с можно считать близким к оптимальному.

При испытаниях ледоколов «Ермак» и «Капитан Сорокин» удельный расход воздуха составлял 0,1–0,12 м³/с. Поэтому есть основания считать, что достигнут максимальный эффект. Это позволяет оценивать ожидаемый эффект от применения ПОУ на новых судах по результатам натурных испытаний, если будет обеспечен удельный расход воздуха не менее 0,075 м³/с.

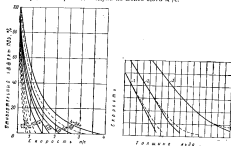


Рис. 2. Относительный эффект ПОУ в сплошном льду толщиной 1; 2 — при работе ПОУ; 3 — при натурных испытаниях

1 — ледокол «Ермак»; 2 — ледокол «Капитан Сорокин»; 3 — ледокол «Ермак»

Графики зависимостей эффекта ПОУ, выраженного в относительном приращении скорости $\Delta u/u$, от скорости при различных толщинах льда (рис. 2) отражают основные закономерности, выявленные при натурных испытаниях ПОУ в сплошных льдах. Это подтверждается также зависимостями расчетной скорости ледокола «Капитан Сорокин» и «Ермак», показанными на рис. 3. Как видно, в сплошном льду эффект ПОУ наблюдается при относительно малых скоростях движения (до 2,5–4,0 м/с) и наиболее значителен при минимальной скорости устойчивого движения судна. С увеличением толщины льда диапазоны скоростей, при которых наблюдается эффект ПОУ, сужаются и абсолютная величина этого эффекта уменьшается.

Как выяснилось в процессе испытаний, эффект ПОУ проявляется в полной мере при наличии на льду снежного покрова, по

наблюдения и эксплуатацией показали, что при толщине снежного покрова более 50–60 см эффект ПОУ снижается. Поэтому график (рис. 2) применим при толщине слоя снега 5–50 см.

Зависимость относительного эффекта ПОУ от скорости судна в свежемороженом канале представлена на рис. 4. Для построения этого графика, кроме результатов испытаний ледокола «Капитан Сорокин», использованы данные испытаний американского ледокола «Леви Фрэнсис» и ледокола «Капитан Косолопов». В отличие от движения в сплошном льду в свежемороженом канале не удалось выявить четкого влияния толщины льда на зависимость $\Delta u/u$ от скорости. Все экспериментальные значения $\Delta u/u$ при толщине льда 0,3–2 м лежат в довольно узкой области, ограниченной на рис. 4 сплошными линиями. Это позволяет применять эффект ПОУ как средний для всех толщин льда, приблизительно аппроксимируемый зависимостью $\Delta u = a/v$. Тогда $\Delta u = const = 0,8$ м/с (пунктирная кривая).

На рисунке видно, что эффект ПОУ составляет 0,5–1,0 м/с практически при всех скоростях.

На рис. 5 представлены расчетные зависимости скоростей в свежемороженом в сплошном льду канале за ледоколом типа «Арктика» от толщины ледяного покрова для арктического универсального сухогрузного судна дедвейтом 16 тыс. т и ледостроения-контейнеровоза дедвейтом 26 тыс. т. При оценке эффекта ПОУ для ледостроения учтено, что привод ПОУ на этом судне осуществляется с отбором мощности от главной энергетической установки. Это снижает разницу в скоростях судна с работающим и неработающим ПОУ.

Оценки полезного эффекта ПОУ с помощью графиков, представленных на рис. 2 и 4, недостаточно для принятия решения

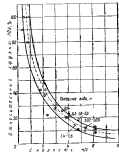


Рис. 4. Относительный эффект ПОУ в свежемороженом канале

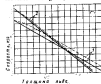


Рис. 5. Зависимость скорости от толщины льда

1 — ледокол «Ермак»; 2 — ледокол «Капитан Сорокин»; 3 — ледокол «Ермак»

о целесообразности применения пневмообдува на ледоколе или транспортном судне. Как показывают расчеты, при движении в сплошном льду можно путем увеличения мощности главных двигателей на мощность, потребляемую компрессором, получить полезный эффект, сопоставимый с эффектом ПОУ. Однако такое увеличение мощности не позволяет компенсировать потери скорости в условиях образования на корпусе свежо-ледяной подшквы (облапаша). В то же время пневмообдув является в настоящее время единственным эффективным средством борьбы с этим явлением, которое в зимне-весенний период значительно уменьшает скорость движения ледоколов, т. е. снижает эффективность использования мощности главной энергетической установки.

Для транспортных судов, работающих преимущественно в каюле за ледоколом, эффект ПОУ превышает возможное увеличение скорости при передаче на гребные валы мощности ПОУ (по данным испытаний ледокола «Капитан Сорokin» — в 1,5—2,0 раза в зависимости от скорости). Так же как и для ледоколов доложительный эффект ПОУ, очевидно будет в условиях облапаша и, кроме того, скажется на значительном уменьшении сопротивления льда при срабатывании (до 65 %), что снижает вероятность застревания судна в каюле.

Вместе с тем, размещение на грузовом судне дорогостоящего и сложного ПОУ ухудшает некоторые его эксплуатационно-экономические характеристики, зависящие от грузоподъемности и расхода топлива.

Оценка целесообразности применения ПОУ как на транспортных судах ледового плавания, так и на ледоколах может быть сделана только по суммарному экономическому критерию (например, по годовому экономическому эффекту или показателю приведенных затрат). Такая оценка экономического эффекта пневмообдувающего устройства для ряда ледоколов и транспортных судов ледового плавания (см. таблицу) выполнена, исходя из следующего:

1. Увеличение скорости ледоколов и транспортных судов при применении ПОУ соответствует графикам, показанным на рис. 2 и 4.

2. Для вариантов без ПОУ потери времени, связанные с облапашем, учитывались исходя из продолжительности работы в этих условиях в зимне-весенний период, составляющей (по данным за 1976—1979 гг.) 15—20 % от ходового времени во льдах. Средние потери скорости при этом для ледоколов 50—55 %, для транспортных судов — около 15 %; потери скорости ледорезов-копателей приняты такими же как и для ледоколов, так как ширина этого судна на 14 % превышает ширину ледокола типа «Арктика» и, следовательно, будет происходить долапывание кромок канала.

3. ПОУ снижает потери времени, связанные с застреванием в последующей околкой судов, на 40—45 %.

4. Увеличение скоростей в заснеженном сплошном льду, а также предотвращение облапаша учтено только в зимне-весенний

Оценка экономической эффективности пневмообдувающего устройства

Тип судна	Длина по габаритам, м	Ширина, м	Осадка, м	Подъемная сила, т	Должность, м	Мощность на валу, кВт	Мощность ПОУ, кВт	Стоимость ПОУ, тыс. руб.	Полный часовая выработка, тыс. руб.	Средняя стоимость ПОУ, лет
Ледокол ледовый 30 000 кВт	138,0	26,0	11,0	22 000	4 100	50 000	1000	2000	1200	2,7
Ледокол «Капитан Сорokin»	121,3	25,0	8,0/6,5	13 700	4 220	16 200	1700	315	730	1,6
Ледокол ледовый 7500 кВт	74,0	20,5	6,5	5 100	1 000	7 200	650	600	420	2,4
Судно ледовое СА-5	138,0	22,7	8,5	18 700	9 700	8 800	850	700	125	8,2
Универсальное судно ледовое СА-15	105,0	24,0	9,0	20 700	15 900	11 700	1250	850	200	6,6
Универсальное судно ледовое СА-15	190,0	28,0	11,0	41 500	28 200	22 100	1300	9000	1800	1,1
Ледорез-копатель ледовый	225,0	31,0	10,5	53 200	26 200	29 400	1600	1200	830	2,7

период в зависимости от района эксплуатации в течение 140—180 сут.

5. Изменение весовой нагрузки при оборудовании ледокола мощностью 55 тыс. кВт системой ПОУ не превышает 0,5 %, а для транспортных судов — 1,5 % от водоизмещения корпуса. Поэтому его изменение не учитывалось. В связи с повышенными расходами топлива автономность по его запасам уменьшена для ледокола типа «Капитан Сорокин» на 12 %, для вспомогательного ледокола 7,5 тыс. кВт — на 17 %, для судна ледового плавания типа СА-15 — на 13 %, для судна ледового плавания типа СА-25 — на 7 %, для судна типа САС-5 — на 11 %.

6. Стоимость систем пневмообогрева для всех судов (кроме ледокола «Капитан Сорокин») рассчитана по укрупненным нормативам. Стоимость лицензии на изготовление системы пневмообогрева принята по данным фирмы «Вартсала».

Проведенные в таблице результаты оценки технико-экономической эффективности пневмообогревающего устройства показали, что применение ПОУ экономически оправдано на всех рассмотренных ледоколах и транспортных судах при их эксплуатации в зимне-весенний период в Арктике. Пневмообогрев на ледоколах планомерно главным образом в качестве средства борьбы с образованием на корпусе снежно-ледяной подушки, а при постоянной работе зимой в канале также в качестве средства увеличения долговечности.

Экономическая эффективность ПОУ на транспортных судах ледового плавания обеспечивается за счет увеличения скорости движения в канале, исключения обледенения и уменьшения потерь, связанных с застреванием, а также в значительной степени вследствие сокращения времени использования ледоколов. Очевидно, что чем дольше судно и чем больше протяженность ледовой трассы на линии эксплуатации, тем выше ожидаемый экономический эффект от применения ПОУ. Так, на судах действом 25—30 тыс. т при эксплуатации на транзитных высокоширотных трассах пневмообогревающее устройство окупается за 1,0—1,5 года, а на суднах слабеего действа 8—10 тыс. т, работающих на относительно коротких линиях в более легких ледовых условиях, срок окупаемости затрат на ПОУ превышает 8 лет.

УДК 629.12.073.287:532.6

Р. Н. Белавин; Ю. М. Войнаровский, канд. техн. наук

РЕЗУЛЬТАТЫ МОРЕХОДНЫХ ИСПЫТАНИЙ МОДЕЛИ СУДНА С МАЛОЙ ПЛОЩАДЬЮ ВАТЕРЛИНИИ

Судя с малой площадью ватерлинии (СМПВ) незначительно подвержены воздействию волн, что благоприятно сказывается на параметрах их качки и сопротивлении движению при волнении. Относительно низкая волновая составляющая сопротивления СМПВ, обусловленная лишь волновой системой подводных корпусов и стоек, позволяет достигнуть высоких скоростей при сравнительно умеренных энергозатратах. Уменьшение толщины стоек с целью снижения сопротивления требует увеличения расстояния между ними для обеспечения остойчивости судна, что связано, в свою очередь, со значительными конструктивными и эксплуатационными трудностями.

Продольная метacentрическая высота СМПВ, как правило, близка по величине к поперечной, т. е. намного меньше, чем у традиционных водоизмещающих судов. Из-за малой продольной остойчивости требуется динамическая стабилизация СМПВ в вертикальной плоскости при движении как в такой воде, так и на волнении [1]. Поэтому необходимо исследовать гидродинамические силы, действующие на корпус и стойки СМПВ, которые определяются конструктивными особенностями судна, его посадкой и скоростью, тем более, что при движении собственной волновой система элементов корпуса СМПВ перераспределяет гидростатические силы на стойках и изменяет посадку судна.

Схематизированная модель СМПВ, испытанная в опытовом бассейне ЛКИ (рис. 1), состоит из двух подводных торпедообразных корпусов, соединенных с надводной платформой двумя расположенными на каждом корпусе друг за другом вертикальными стойками. Конструктивная осадка модели 375 мм и составляет 2,5 диаметра корпуса, удлинение корпусов равно 11. Профиль стоек — двояковыпуклый круговой сегмент с восточным в сечении по ватерлинии (ВЛ) относительным удлинением, равным 6, отношение площадей ВЛ носовой и кормовой стоек $1/2$.

Конструкция стоек и площадь их ВЛ, а также продольное и поперечное расстояние между ними выбраны из условий обеспечения достаточной метacentрической высоты (от 0,5 до 0,8 диаметра корпуса) и возможно меньшего поперечного сечения и смоченной поверхности стоек для минимизации ледового сопротивления. Основные элементы плавучести и характеристики начальной остойчивости модели приведены в табл. 1, а распределение масс по высоте — в табл. 2. С целью имитации реальной загрузки судна на палубе размещался груз массой 14,2 кг, распределенный по площади равномерно. При данном варианте загрузки модель масса

Таблица 1

Характеристики	Осадка, мм	
	175	375
Площадь, дм^2 :		
двух корпусов	45	45
косовой стойки	3,88	2,156
кормовой стойки	6,32	3,535
Объемное водонепроницаемое, дм^3	65,4	56,3
Площадь ВЛ, см^2 :		
косовой стойки	172	172
кормовой стойки	258	258
Амплитуда крена качения, см:		
косовой стойки	36,25	21,25
кормовой стойки	34,5	19,5
подводных корпусов	7,5	7,5
Амплитуда крена качения от 0 маятника, см	73,2	73,2
Амплитуда крена качения от осевой, см	13,0	10,06
Метацентрический радиус, см:		
поперечный	35,2	42,1
продольный	34,8	40,5
Метацентрическая высота, см:		
поперечная	9,5	15,1
продольная	5,0	13,0

При малых углах наклона ($\theta \leq 5^\circ$) зависимость восстанавливающего момента от угла крена близка к линейной (рис. 3). С увеличением угла крена статическая устойчивость уменьшается и резко возрастает при входе платформы в воду. Возрастание восстанавливающего момента при больших углах крена можно объяснить увеличением в процессе наклона площади ВЛ стоек, а также утолщением в надводной части косовой стойки и наклоном ее передней кромки. Из-за этого восстанавливающий момент модели, дифференцируемой на нос, значительно больше поперечного восстанавливающего момента, хотя начальная продольная метацентрическая высота меньше поперечной (см. табл. 1). В случае дифференцировки модели на корпус такого отличия нет, так как площадь ВЛ стоек при наклоне изменяется мало, поскольку

кормовая стойка по всей высоте, а косовая до конструктивной ВЛ имеет цилиндрическую форму.

Период свободной бортовой качки на тихой воде несколько больше периода килевой (табл. 3). Период вертикальной качки является наименьшим вследствие более значительных демпфирующих гидродинамических сил. При уменьшении осадки периоды всех видов свободных колебаний на тихой воде уменьшаются, что, вероятно, вызвано близостью корпусов к свободной поверхности и уменьшением смоченной поверхности стоек.

Испытание модели на регулярном волнении проводилось при длинах волн $\lambda = 1, \dots, 5$ м и их крутизне $1/20$. Результаты испытаний представлены на рис. 4. Из рис. 4 видно, что амплитуда обоих видов качки соответствует с увеличением периода волн, а явления резонанса отсутствуют. При уменьшении осадки размах качки несколько увеличивается, что согласуется с результатами, содержащимися в табл. 3 (т. е. уменьшаются демпфирующие характеристики корпусов). Амплитуды обоих видов качки незначительны. Даже на максимальном волнении при $\lambda > 5$ м, $\theta = 4^\circ$ и $\phi = 2^\circ$.

Визуальные наблюдения качки модели при осадке 375 мм показали, что при $\lambda = 1,0$ м качка отсутствует, наблюдается легкий дрейф по направлению бега волны. При $\lambda = 2,0$ м подается легкий дрейф по направлению бега волны. Это можно объяснить разницей площадей ВЛ стоек, что вызывает несимметрично действующую (относительно



Рис. 3. Характеристика устойчивости модели:
 ○ — крена при осадке 175 мм; □ — дифференцируемая при осадке 175 мм; ▲ — крена при осадке 375 мм; — — — дифференцируемая при осадке 375 мм

Таблица 2

Элемент корпуса	T=375 мм			T=175 мм		
	Масса, кг	Расчетный момент, Н·м	Момент, Н·м	Масса, кг	Площадь ВЛ, см^2	Момент, Н·м
Подводные корпуса	13	7,5	9,56	13	7,5	9,56
Стойки	7,7	26,2	19,8	7,7	26,2	19,8
База стоек и стоек	8,0	25	19,6	8,0	25	19,6
Платформа	18	55	97,1	18	55	97,1
Проборы на платформе	4,5	57,5	35,4	4,5	57,5	35,4
База стоек на платформе	14,2	60	33,5	5,1	60	30,0
Всего	65,4	39,76	355,0	56,3	37,02	264,5

центра тяжести модели) вертикальную силу, возникающую при колебании водной поверхности. При $\lambda=3,0$ м модель дрейфует с начальным креном в сторону набегающей волны при наличии бортовой и килевой качки, т. е. наблюдается диагональная качка. Вертикальные колебания кормовой части корпуса возникают раньше, чем носовой, так как площадь ВЛ кормовых стоек больше площади ВЛ носовых стоек и соответственно больше возмущающие силы, а демпфирующие силы подводных корпусов снижены из-за конусообразности кормовых обводов. При $\lambda=4,0$ м наблюдается касание волны днищем платформы при килевой качке, которая появляется раньше, чем бортовая. При $\lambda=5,0$ м размахи бортовой качки значительно меньше, чем килевой. Волна ударит по днищу платформы в угол между платформой и затененной стойкой. Это вызывает дрейф по волне с начальным креном. Поведение модели при килевой качке на встречном волнении имеет дополнительные особенности. При $\lambda=2,5 \dots 3,0$ м появляется заметное орбитальное движение всего корпуса. При $\lambda=4,0$ м килевая качка мало заметна, при $\lambda=4,6$ м происходит касание кормовой части платформы о воду, килевая качка заметна. При $\lambda=5$ м модель касается с начальным дифферентом на корму и касается платформой вершины волны.

Рис. 4. Характеристики качки модели:
□ — ВЛ, ○ — ФЛ при осадке 315 мм и $\lambda_{\text{ВЛ}} = 2$ (угол волнового скачка); — — — При $\lambda_{\text{ВЛ}} = 2,5$; — — — При осадке 275 мм; 0 и Ф — размахи бортовой и килевой качки; в — угол касания платформы волной; $\lambda_{\text{ВЛ}}$ и $\lambda_{\text{ФЛ}}$ — расстояние в продольном направлении между точками касания платформ ВЛ стоек; в — период волнения

чается с начальным дифферентом на корму и касается платформой вершины волны.

Поведение модели при осадке 275 и 375 мм одинаково. В этом положении при постановке модели лагом к волне длиной 4–5 м вызванный дрейф уменьшается в связи с ослаблением возмущающих сил от удара волн в месте соединения стоек с платформой. Диагональная качка наблюдается при волнах $\lambda \geq 5$ м.

Таблица 3

Качка	Период качки, в с, при осадке, в мм	
	375	275
Бортовая	4,27	3,64
Килевая	4,2	3,6
Перекладная	2,0	1,5

Как видно из диаграмм гидродинамических характеристик модели СМВВ для двух осадок (рис. 5–7), закон изменения буксир-

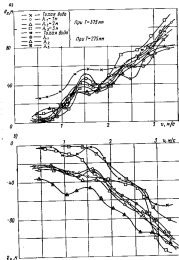


Рис. 5. Зависимость буксировочного сопротивления (а) и вертикальной силы на корпусе (б) от скорости движения модели

ровочного сопротивления в функции скорости имеет ряд особенностей. На буксировочной кривой заметен горб при скорости $v \approx 1,5$ м/с как на тихой воде, так и на волнении. По визуальным наблюдениям в области указанной скорости происходят сильные волнообразование от стоек с резким перепадом волнового профиля

по высоте. Анализ кривых $C_x = f(V_{гг})$ показывает, что в диапазоне скоростей $V_{гг} = 0,4 \dots 0,9$ греб кривой коэффициента волного сопротивления C_x обусловлен, очевидно, волновым сопротивлением стоек. Вызванная волновой системой при $V_{гг} > 1$ начинает постепенно сглаживаться, но при этом появляется брызговая волна, развивающаяся с ростом скорости. Установка брызгоотбойных щабб треугольного сечения достаточно эффективна лишь на высокой скорости, когда волновая система оказывается сглаженной. На малых скоростях щабба не превалирует надъемной струйно-брызговой потока по стойкам.

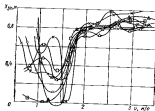


Рис. 6. Изменение абсциссы $X_{гг}$ точки уравновешивающей вертикальной силы в зависимости от скорости
(Обобщение та же, что на рис. 3)

При движении на волнении среднее буксировочное сопротивление мало отличается от сопротивления на тихой воде. Сопротивление на волнении изменяется по гармоническому закону с периодом, равным периоду астры модели с волной. Уменьшение осадки мало влияет на буксировочное сопротивление, которое снижается в основном вследствие уменьшения смоченной поверхности стоек.

Вертикальные силы при посадке модели без крена и дифферента оказались отрицательной (топкой) во всем скоростном диапазоне. В области гребя сопротивления заметно появились аналогичного гребя на кривой вертикальной силы, что отражает взаимозависимость этих параметров. При $V_{гг} > 1,0$ вертикальная сила, как и коэффициент сопротивления, мало изменяется с ростом скорости. При этом абсцисса $X_{гг}$ вертикальной силы при уравновешивании продольного момента также мало отклоняется от среднего значения. Это характерно для обеих осадок во всем исследованном диапазоне параметров волнения.

На волнении $X_{гг}$ осредняется, при движении на волнении изменяется во времени (рис. 8). Видно, что амплитуда изменения вертикальной силы при отсутствии вертикальных перемещений мо-

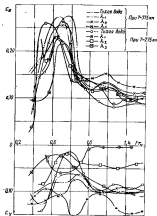


Рис. 7. Коэффициенты сопротивления C_x и вертикальной силы C_y в функции относительной скорости $V_{гг}$

$$C_x = \frac{R}{\rho \frac{v^2}{2} V_{гг}^2}; \quad C_y = \frac{Y}{\rho \frac{v^2}{2} V_{гг}^2};$$

$$V_{гг} = \frac{v}{\sqrt{gV_{гг}^2}};$$

V — обычная волновысотная скорость

для достигнет примерно $1/2$ силы ее веса. Возникновение значительной толкающей силы вызвано гидростатической разгрузкой движущейся модели, подвешенной на динамометрах, при посадке стоек на подошву волн. В этом случае изменяется главным образом вертикальная составляющая Y_1 , приложенная на первой опоре,

которая находится вблизи центра тяжести модели. Поэтому очевидно, что при длинных волнах больше трех для подводного корпуса судна обеспечение движения без вертикальных перемещений с помощью средств динамической стабилизации окажется затруднительным и, вероятно, нецелесообразным на практике. Необходимо также учесть, что $X_{\text{вз}}$ в области горба сопротивления зависит от скорости. Так как вертикальная сила переменна по величине, продольная стабилизация модели возможна лишь при наличии отдель-

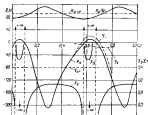


Рис. 8. Изменение сопротивления, вертикальной силы и абсциссы точки ее приложения в течение t с при ходе на остершок волнения с высотой 375 мм:
 $\varphi=0^\circ$, $\Delta z=0$, $\Delta=0,5$, $\alpha=2,4$ мм; $V_{\text{взл. вейр}}=0,31$ с

ных управляемых крыльев, установленных ближе к оконечностям (в носу и в корме). Можно ожидать, что изменение посадки модели в условиях ее закрепления приведет к изменению $V_{\text{вз}}$ и $X_{\text{вз}}$ как по величине, так и по знаку.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Васильев А. М. Исследования США по созданию плавучих подводных кораблей. — Судостроение за рубежом, 1973, № 4(76), с. 3—16.
2. Богданов А. И., Войнаровский Ю. М. Экспериментальная установка для проведения буксировочных испытаний моделей быстроплывущих судов с несимметричным центром тяжести. Л., Судостроение, 1978, с. 87—92. (Экспериментальная гидродинамика судна/ИТО ин. акад. А. Н. Крылов. Вып. 280).

УДК 629.323.44

В. М. Захаров

МОДЕЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРЕНИЯ КОРПУСА СУДНА О ГРУНТ

Посадки судов на мель являются одной из наиболее распространенных видов аварий. Они составляют 25—40 % от общего числа аварий морских судов, а убытки в виде расходов на спасательные операции и ремонт судов, затонувших на мель, достигают 60 % от убытков по ликвидации аварий в ММФ [1].

Во многих случаях посадки судов на грунт имеют тяжелые последствия. Около 50 % судов погибают в результате повреждения корпуса при посадке на грунт. В большинстве случаев повреждения корпусов судов возникают в результате воздействия стихии при длительном нахождении их на мели из-за неадекватности операций по стаскиванию с грунта.

Статические усилия для снятия судна с мели определяются с большими погрешностями. Это объясняется тем, что коэффициенты трения, используемые в расчетах, установлены приближенно на основании практического опыта и отличаются в 1,5—2,0 раза для одного и того же вида грунта. Не учитывается также зависимость коэффициентов трения от структурного состава грунта, состояния поверхности корпуса (шероховатости, наличия вмятин, выступающих конструкций), залегания судна в грунт и т. п.

Рассмотрим результаты экспериментального определения коэффициентов трения модели, имитирующей корпус судна, о песчаные и каменистые грунты (табл. 1). Примем, что при статическом и динамическом (рывком) приложении стаскивающего усилия коэффициент трения остается в обрамстве корпуса не увеличивает силы сцепления его с грунтом.

Согласно [2] коэффициент трения изменяется при динамических воздействиях в том случае, когда они приводят к разрушению структуры грунта. Вследствие первоначального провисания и упругости буксирного троса усилие рывка прикладывается не мгновенно, а с нарастающим и последующим падением (рис. 1). При этом в зоне 2 (интенсивного нарастания усилия) максимальные



Рис. 1. Зависимость стаскивающего усилия F от времени t при снятии судна с мели рывком

F_{max} — максимальное статическое усилие; $F_{\text{стат}}$ — статическое усилие; $F_{\text{дин}}$ — динамическое усилие; $F_{\text{взл. вейр}}$ — усилие, возникающее при движении вейра; t — время; $t_{\text{стат}}$ — время статического приложения усилия; $t_{\text{дин}}$ — время динамического приложения усилия; $t_{\text{взл. вейр}}$ — время, необходимое для снятия судна с мели рывком

Таблица 1

Характеристики грунта	Песок		Гравий	Галька	Каменно-ракушечник
	мелкий	крупный			
Объемная масса в естественном состоянии, t/m^3	2,06	2,14	2,22	—	2,34
Влажность (всасыв.), %	22	17	20	—	—
Объемная масса скелета, t/m^3	1,65	1,83	1,85	1,67	—
Степень водонасыщенности	1	1	1	—	—
Угол внутреннего трения, град.	29	31	—	—	—
Коэффициент внутреннего трения	0,554	0,601	—	—	—
Процентное содержание частиц крупнее, мм:					
60—40	—	—	—	30	—
40—10	—	—	30,5	40	—
10—2	—	19	57,1	29	—
2—1	21	26	2,4	2,5	—
меньше 1	79	55	1,0	0,5	—

скорости приложения динамических усилий не превышают 5—8 м/с. Анализ статистических данных по проведенным спасательным операциям показал, что максимальное удельное давление судна на грунт при посадке на мель не превышает 40 кПа, а то время как расчетное сопротивление песчаных водонасыщенных грунтов, при котором грунт выдерживает прилагаемую нагрузку, составляет не менее 150 кПа. Перемещение судна во время снятия с мели происходит при касательных напряжениях на поверхности контакта корпуса с грунтом не более 20 кПа. При этом динамические сдвигающие усилия не приводят к разрушению структуры грунта. Силы сцепления ракушек с корпусом судна в воде невелики, так как на практике при посадке судна на мель корпус в местах касания о грунт очищается от ракушек.

В результате экспериментальных исследований определены коэффициенты трения между видами грунтов и металлическими поверхностями (технически гладкой окрашенной и шероховатой). Модель с гладкой поверхностью изготовлена из листового проката, окрашенного двумя слоями краски марки ФЛ-03к, модель с шероховатой поверхностью — из наружной обшивки подводной части корпуса морского судна, эксплуатировавшегося 10 лет.

Эксперименты проводились на испытательном стенде, принципиальная схема которого показана на рис. 2. После установки кольцевой модели 1 на грунт сдвигающее усилие, создаваемое

путем налива воды в емкость 14, передавалось через тросик 8 на роторную установку 5, которая при достижении определенного усилия проворачивалась. Запись усилия производилась на самописце 16. Каждый опыт повторялся не менее 4—5 раз. Средние значения коэффициентов трения определялись путем статистической обработки.

Результаты экспериментальных исследований коэффициентов трения металлических поверхностей о песчаные и каменные грунты (табл. 2) показали, что коэффициент трения растет с увеличением крупности частиц и не зависит от продолжительности

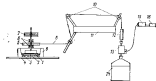


Рис. 2. Испытательный стенд для определения коэффициентов трения:

1 — кольцевая модель; 2 — груз; 3 — трос; 4 — подшипник; 5 — роторная установка; 6 — цилиндрический груз; 7 — груз; 8 — тросик; 9 — грузовой цилиндр; 10 — блок; 11 — рычаг; 12 — дилатометр; 13 — датчик усилия; 14 — емкость для воды; 15 — тележка; 16 — самописец

Таблица 2

Коэффициенты трения металлических поверхностей о песчаные и каменные грунты

Вид грунта	Расстояние от точки касания судна к мели	Удельные коэффициенты		Пограничный коэффициент
		красная окраска	гладкая поверхность	
Песок:				
мелкий	0,30—0,46	0,25—0,41	0,38	1,26
крупный	—	0,29—0,44	0,41	1,23
Гравий	—	0,44—0,46	0,46	1,07
Галька	0,35—0,50	0,51—0,53	0,52	1,10
Камень-ракушечник	0,30—0,60*	0,56—0,59	0,58	1,25

* Для каменной плиты.

пребывания модели на грунте и удельного давления судна на грунт, т. е. сила притяжения не влияет на коэффициент трения.

С увеличением крупности частиц грунта снижается влияние шероховатости металлической поверхности на трение. Поправочный коэффициент для гальки по сравнению с гравием увеличен из-за включений в нее песка и мелкой ракушки, так как в природе галька в чистом виде практически не встречается.

Согласно [3] между коэффициентом трения грунта о сталь f и коэффициентом внутреннего трения грунта μ существует приближенная зависимость $\mu = 1,33f$. Из данных табл. 2 следует, что с уменьшением размеров частиц грунта и увеличением шероховатости металла коэффициент трения приближается к коэффициенту внутреннего трения, соответствующего трению грунта о грунт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колесниковский В. А., Тарасов А. Н. Посадки на грунт морских судов, их причалы и причудливые ЦЕНТРИ ИМАФ. Безопасность мореплавания, 1975, с. 3—10.
2. Пытович Н. А. Механика грунтов. М., Высшая школа, 1973. 280 с.
3. Алексеева Т. В. Дорожные машины. Ч. 1. Машины для земляных работ (теория и расчет). М., Машиностроение, 1973. 804 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Мирошников Н. П., Поголовый Б. Н., Пох Л. Г. Выбор основных параметров и архитектурно-конструктивного типа артезианского эксплуатационного судна морского плавания	3
Алфимов Г. А., Соколов Л. Г., Шурская В. Н. Результаты исследования основных параметров и архитектурно-конструктивного типа экзоперационного паромов для Балтийского моря	11
Алфимов Г. А., Калкина Л. В., Соколов Ю. А. Паром на волновой лодке для островов Эстонии	26
Лопатинский Э. Г. Размеры ряд экзоперационных судов	29
Левин В. З. Оценка эффективности обычного и экзоперационного паромов	43
Никонов С. Н., Писковский В. В., Горюнов Г. В. Эксплуатационно-экономическая эффективность применения ВРШ на судах типа «Новгород»	51
Филипп Е. В., Алфимов Г. А. Оценка весовой нагрузки турбинных судов морского назначения	58
Григорьев М. А. Оценка эффективности крановых и дифференциальных систем дебаркада	63
Григорьев М. А. Диаграмма для выбора способа освобождения дебаркады от экзоперационных судов	79
Нурисалимов А. В. Исследование эффективности экзоперационного устройства на судах местного плавания	82
Белавин Р. М., Айвазовский Ю. М. Результаты исследований экзоперационных судов с малой площадью заграждения	89
Закорин В. М. Моделирование трения корпуса судна о грунт	99

Мирошников Н. П., Никольский Е. М., Цей А. Г. Выбор основных параметров и архитектурно-конструктивного типа круглодонного мелкогазового судна морского плавания.—Тр. ЦНИИМФ, 1981, вып. 265, с. 3—11.

Выполнено обоснование основных характеристик и архитектурно-конструктивного типа мелкогазового круглодонного судна для Арктики с учетом обеспечения необходимыми для круглодонной загрузки явными качествами, а также прогрессивной технологией грузовой операции. Исследование охватывает главные размеры судна, форму обводов корпуса, малогазовость, действующий класс, несущую способность, облик расстановки и характеристики грузовой поместности с точки зрения приспособляемости судна к скоростной грузовой работе.

Ил. 2, библ.ср. 5 экз.

УДК 629.122.5(266): 625.2

Амударин Г. А., Савин А. Г., Шубина В. Н. Результаты исследования основных параметров и архитектурно-конструктивного типа мелкогазового парома для Балтийского моря.—Тр. ЦНИИМФ, 1981, вып. 265, с. 11—24.

Рассмотрены основные архитектурно-конструктивные типы современных мелкогазовых мелкогазовых паромов. Показано, что для перевозки на Балтийском море наиболее рационален паром с двумя грузовыми палубами, не оборудованный собственными грузовыми средствами. Приведены основные характеристики такого судна в сопоставлении с параметрами паромов других типов.

Ил. 1, табл. 2, библ.ср. 5 экз.

УДК 629.125.8.089.003.13

Амфилюкин Л. Б., Кряжис Л. Я., Самойлов Ю. А. Паром на воздушной подушке для островов Эстонии.—Тр. ЦНИИМФ, 1981, вып. 265, с. 25—28.

Приведены результаты определения экономической эффективности судов на воздушной подушке для круглогодичной перевозки грузов между материками и островами Эстонии вместо существующих и проектируемых автобассовых паромов.

Табл. 4, библ.ср. 2 экз.

УДК 629.123.56/57.001.2.004.15

Легенченко В. Г. Различный ряд малотонных судов.—Тр. ЦНИИМФ, 1981, вып. 265, с. 29—43.

Объясняется принцип построения размеров ряда малотонных и малотонных танкеров, соответствующего параметрическому составу отечественного малотонного флота. Кратко объясняются главные исходные данные и методики расчетов и приводятся основные технико-эксплуатационные характеристики судов ряда.

Ил. 2, табл. 5, библ.ср. 3 экз.

Труды ЦНИИ морского флота, вып. 265

Перспективные типы судов

Редактор **В. А. Неврева**

Редактор издательства **В. В. Кузнецов**

Техн. редактор **Л. Н. Ткаченко**

Корректор **Н. С. Софранова**

Сдано в набор 10.01.82. Подписано в печать 02.02.82. Формат бумаги 60х90. Бумага тип. № 1. Гарн. литературный. Печать высокая. Печ. л. 1. Уч. изд. л. 12. Экз.-шт. 70. Тираж 100 экз. Изд. № 24. Заказ № 24-118-007-078.

Ленинградское отделение издательства «Техничефт»
19101, Ленинград, ул. Дембровск. 35

Ленинградская типография № 8 имени Гурьянова Красного Знамени Ленинградского объединения «Техлитиздат» ул. Евгения Соколова Союзлитграфизда при Государственном издательстве СССР по делам издательства, типографии и книжной торговли.
19101, г. Ленинград, Промышленный переулок, 5.