

ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО
УНІВЕРСИТЕТУ

11

Міністерство освіти і науки України



ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
·МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

11 ` 2003

Головний редактор:

д-р техн. наук, проф. *Ю.Л. Воробйов*

Редакційна колегія:

д-р техн. наук, проф. *Шумлянський І. Ф.* (заст. відп. редактора),
д-р техн. наук, проф. *Аксютін Л.Р.*, д-р техн. наук, проф. *Ананьїна В.З.*,
д-р техн. наук, проф. *Вассерман О. А.*, д-р техн. наук, проф. *Гришин В.О.*,
д-р техн. наук, проф. *Дубровський М.П.*, д-р техн. наук, проф. *Євдокїмов В.Д.*,
д-р техн. наук, проф. *Жуков Ю.Д.*, д-р техн. наук, проф. *Івановський В.Г.*,
д-р техн. наук, проф. *Каганов Я.І.*, д-р техн. наук, проф. *Клованич С.Ф.*,
д-р техн. наук, проф. *Козляков В.В.*, д-р техн. наук, проф. *Козирев В.К.*,
д-р екон. наук, проф. *Лапкіна І.О.*, д-р техн. наук, проф. *Макаренко Д.В.*,
д-р екон. наук, проф. *Махуренко Г.С.*, д-р екон. наук, проф. *Морозова І.В.*,
д-р техн. наук, проф. *Олійник М.В.*, д-р техн. наук, проф. *Панарін П.Я.*,
д-р техн. наук, с.н.с. *Пойзнер М.Б.*, д-р екон. наук, проф. *Постан М.Я.*,
д-р техн. наук, проф. *Радїмов С.М.*, д-р техн. наук, проф. *Сизов В.Г.*,
д-р екон. наук, проф. *Чекаловець В.І.*, д-р техн. наук, проф. *Яковлев П.І.*,
д-р екон. наук, проф. *Якушенко В.Г.*, *Силакова Г.І.* (відп.секретар).

Сборник содержит работы по актуальным проблемам теории корабля, проектирования современных и перспективных типов судов и их силовых установок, морским путям и портам, вопросам управления работой морского транспорта в современных условиях.

Збірник містять роботи по актуальним проблемам теорії корабля, проектування сучасних та перспективних типів суден та їх силового устаткування, морським шляхам і портам, питанням управління роботою морського транспорту у сучасних умовах.

The issue holds the collection of works on up-dated problems of: theory of ships, designing of modern and forthcoming types of vessels, ship machinery, sea routes and seaport, actual problems of merchant marine maintenance under existing economical condition.

Друкується за ухвалою Вченої ради
Одеського національного морського університету
від 25.06.2003 р. (протокол № 11)

УДК 629.12

**О ВОЗМОЖНОСТИ НОРМИРОВАНИЯ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ
КОРПУСОВ СУДОВ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ
ЧЕЛОВЕЧЕСКОГО ФАКТОРА**

Г. В. Егоров

Введение

Как отмечается в работе [7], человеческий фактор отражает способность индивидуума (группы индивидуумов) не совершить или неправильно совершить то или иное действие (Human and Organization Error или сокращенно НОЕ), что может привести к неприемлемому и нежелательному снижению качества судна, включая такие его составляющие, как эксплуатационную надежность, безопасность, долговечность и экономичность.

Теория надежности традиционно изучала различные отказы технических элементов объектов. Современный подход к безопасности включает в себя изучение наиболее опасных для жизни, экологии и собственности отказов элементов системы «технический объект–человек–внешняя среда». Для судна – это корпус, главный двигатель, дейдвуд–вал, винт, рулевое устройство, т.е. те элементы, которые не имеют общего резервирования. В данной работе рассматриваются критические отказы корпуса судна.

Третья проблема строительной механики всегда неявно учитывала многообразное проявление человеческого фактора на прочность исследуемого объекта в виде коэффициентов запаса.

Например, проф. И.Г. Бубнов [2] называл принимаемые в расчетах прочности корпусных конструкций, коэффициенты запаса «...коэффициентами неверности или неполноты расчетных формул, вследствие неумения нашего охватить при их помощи действительную картину явления». В другой своей работе – коэффициентом нашей безграмотности. Для нагрузок, которые были названы случайными: при аварийном затоплении, при постановке в док, при постройке и ремонтах, при испытаниях им был рекомендован коэффициент запаса по отношению к пределу текучести (или к критическим напряжениям) 0,80. Снижение коэффициента запаса для таких экстремальных нагрузок до 0,80 объяснялось неполной однородностью материала, а также отклонениями толщин проката, мелкими дефектами, т.е. воздействием «человеческого фактора».

Уровень безопасности или надежности сооружений зависит от социальных условий жизни общества, ибо возможности общества по

обеспечению безопасности своих членов всегда ограничены, поэтому назначение коэффициентов запаса является технико-экономической задачей. Однако, в большинстве случаев в основу нормирования прочности конструкций положен накопленный опыт эксплуатации аналогичных объектов, включая опосредованно те или иные часто возникающие человеческие ошибки, допуски, отклонения и пр.

Существующие подходы к исследованию роли НОЕ при проектировании корпуса судна

По мнению О. F. Hughes [15], методы теории вероятности не могут быть использованы при неправильной загрузке судна, отступлении от правил эксплуатации, т.е. при воздействии человеческого фактора. Однако, он же отмечал, что при применении метода частных коэффициентов запаса следует учитывать следующие факторы, часть из которых являются последствиями воздействия НОЕ на конструкцию:

- степень серьезности последствий по отношению к жизни, собственности, окружающей среде.
- приближенный характер определения внешних нагрузок, реакций, несущей способности.
- учет начальных несовершенств – внецентренное приложение нагрузки, начальная погибь, пластическое деформирование.

Нарушение надежности и риск связаны со случайными факторами природного характера, с принятыми допущениями в расчетных моделях и неполным учетом всех факторов и, наконец, с ошибками человека или группы людей [5, 7, 8, 16]. Принято, что коэффициенты запаса назначаются на основе анализа первых двух групп факторов, учет третьего фактора – вопрос, который подлежит обсуждению. На стадии проектирования ошибки могут быть концептуальными, конструктивными при определении нагрузки, геометрических размеров и элементов корпуса. На стадии производства (строительства судна) ошибки могут быть при изготовлении, транспортировке, сборке элементов корпусных конструкций. Наконец, на стадии эксплуатации ошибки возникают при аварийных ситуациях, в тяжелых погодных условиях и т.п.

В 1998 году два комитета ИМО (Комитет по Безопасности Мореплавания и Комитет Защиты Морской Среды) одобрили временное Руководство анализа влияния человеческого фактора (HEAP) при разработке нормативов и правил в морской сфере.

При анализе человеческого фактора согласно [18] должны быть учтены все аспекты проблемы, включая технику, персонал, обучение, управление, условия работы. Изучая техническую сторону, следует обратить внимание на такие ее составляющие, как проектирование,

эргономика, строительство, монтажные работы, испытания и освидетельствования, одобрение со стороны соответствующих организаций, обслуживание, ремонт, модификации, ожидаемые внешние условия в море, эксплуатация.

Исследуются психофизиологические особенности человека при его нахождении на судне и взаимодействии с системой управления судном и судовыми элементами (машинами, механизмами, устройствами, системами, радионавигационным оборудованием и т.п.).

Подобные требования должны выполняться при перевозке морем отработавшего ядерного топлива [13].

В работе известного специалиста в области инженерной психологии Б.Ф. Ломова [4] со ссылками на ряд экспериментальных и практических данных отмечается, что если идти по пути навязывания человеку–оператору жестких и однозначных предписаний, исключающих возможность выбора, т.е. заставив его работать как автомат, можно получить результат, прямо противоположный ожидаемому – число ошибок, в том числе фатальных, возрастет.

Подобные результаты могут поставить под сомнение достаточно распространенную на сегодняшний день практику «жесткой» формализации деятельности членов экипажа и береговых операторов, например, в рамках МКУБ или систем качества. Следовательно, существенная минимизация НОЕ невозможна и учет влияния человеческих ошибок, имеющих существенную повторяемость, необходим.

Учет человеческого фактора приведет к созданию многократно статически-неопределимых глубоко зарезервированных конструкций с большой живучестью, изготовленных из пластичного и трещиностойкого материала [1].

Несущая способность корпуса

Как видно из анализа аварий и катастроф судов внутреннего и смешанного плавания [9, 12, 14], представление о равномерном снижении несущей способности корпуса судна в связи с его износом не всегда справедливо. С одной стороны, в силу ошибок операторов при работе с рейферами, при швартовке, контактах с грунтом и стенками шлюзов и т.п., и возможных пропусках дефектов при проведении замеров толщин и ремонтах, остаточный фактический момент сопротивления корпуса может быть существенно ниже прогнозируемого. В таблице 1 в качестве примера идентифицированы опасности, связанные с субъективным фактором и влияющие на несущую способность корпусов судов смешанного плавания.

Следует иметь в виду, что подавляющее большинство усталостных трещин также начинается в зоне дефектов сварных соединений – подрезов, шлаковых включений, пор, а также в зоне концентрации напряжений и растягивающих напряжений, больших зазоров, уступов, разностенности при сборке, гофрировке, остаточных сварочных напряжений, непроваре.

Таким образом, требуемый расчетный момент сопротивления корпуса нового судна должен определяться с учетом возможных дефектов к концу расчетного срока службы судна с добавкой на износ.

При этом особую роль для компенсации НОЕ должны выполнять т.н. «минимальные» толщины и момент сопротивления (предельный момент) корпуса.

Например, на рис. 1 дана графическая зависимость между вероятностью перелома корпуса судов внутреннего плавания за год $p_{ав}$ и безразмерным стандартом прочности – отношением предельного изгибающего момента к длине и водоизмещению $m_{пр}$. При относительно малых $m_{пр}$ (менее 0,019) число переломов растет по экспоненциальной зависимости по мере уменьшения несущей способности корпуса, что позволяет назначить величину «минимального» предельного момента. При относительно больших $m_{пр}$ (более 0,036) вероятность перелома существенно снижается, что позволяет назначить величину «гарантированного» предельного момента. Между указанными зонами находится поле, куда попадает подавляющее большинство существующих судов. При приведенном стандарте прочности $m_{пр}$ от 0,019 до 0,036 вероятность $p_{ав}$ практически не зависит от формально рассчитанного $m_{пр}$, а определяется иными причинами, в первую очередь человеческим фактором.

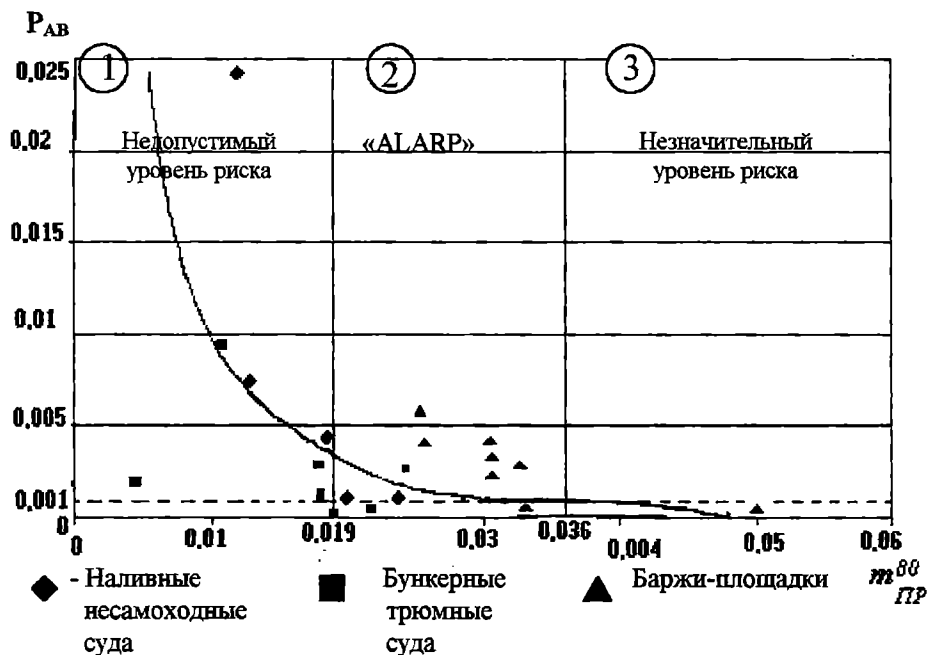


Рис. 1. Вероятность перелома корпуса (за год) как функция стандарта прочисти

Усилия на тихой воде

В табл. 1 в качестве примера идентифицированы опасности, связанные с субъективным фактором и влияющие на величины усилий на тихой воде для корпусов судов смешанного плавания.

Таблица 1. Классификация опасностей, связанных с человеческим фактором

N	Опасности	Частота, %
1. Опасности, влияющие на несущую способность		100
1	Несоответствие технологий, уровня качества и допускаемых дефектов речного судостроения требованиям морской эксплуатации	76
2	Водотечность наружной обшивки, настила второго дна, обшивки второго борта, обшивки поперечных переборок, стенок цистерн	52
3	Нарушение технологии при выполнении ремонтных и модернизационных работ	52
4	Ошибки проектировщиков	48
5	Перевозка металлолома с повреждениями конструкций	45
6	Грузовые операции с применением грейферов, тяжелых погрузчиков и бульдозеров с повреждениями конструкций	45
7	Пропуски дефектов при дефектации корпуса	45
8	Большие объемы замен корпусных конструкций при ремонте	14
9	Контакт со льдом, со стенками причалов и шлюзов	3
2. Опасности, влияющие на нагрузки		58
1	Сознательное нарушение установленных ограничений по району, сезону плавания	31
2	Сознательные и кратковременные посадки на мель, выморозка	17
3	Ошибка прогноза	17
4	Перегруз судна	14
5	Навигационные ошибки	10
6	Нарушение порядка погрузки/выгрузки в порту	7
7	Балластировка, не соответствующая указаниям "Инструкции по загрузке и балластировке"	7
8	Удифферентовка для осмотра винта, баллера руля	3
9	Смена балласта в море	3

Согласно [6], изгибающий момент на тихой воде для судов внутреннего и смешанного плавания может рассматриваться как равномерно распределенная случайная величина. Интервал распределения – $0,2-1,2M_{\text{ТВ}}$, где $M_{\text{ТВ}}$ – расчетный изгибающий момент корпуса на тихой воде. Максимальное значение изгибающего момента на 20% выше, чем расчетный момент в связи с возможными ошибками в распределении груза по грузовым помещениям.

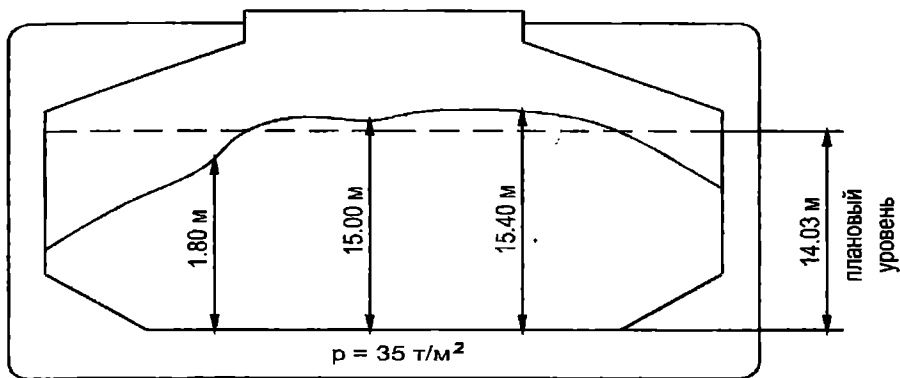
Исследования влияния неравномерности загрузки и ошибок визуального контроля проводились для судов внутреннего плавания, как правило, для безпереборочных судов [3, 6, 12]. Например, согласно [3], при визуальном контроле за укладкой груза может остаться незамеченной 10-15% неравномерность, а иногда на судах внутреннего плавания неравномерность может достигать 50%.

Сложившаяся на морских судах практика определения только суммарного количества груза также приводит к существенным расхождениям в величинах расчетных и реальных масс груза в каждом конкретном помещении. Конечно, когда речь идет о жидких грузах или о суммарной массе и координатах ЦТ дедвейта, то острота проблемы в большинстве случаев уже снята применением специальных систем.

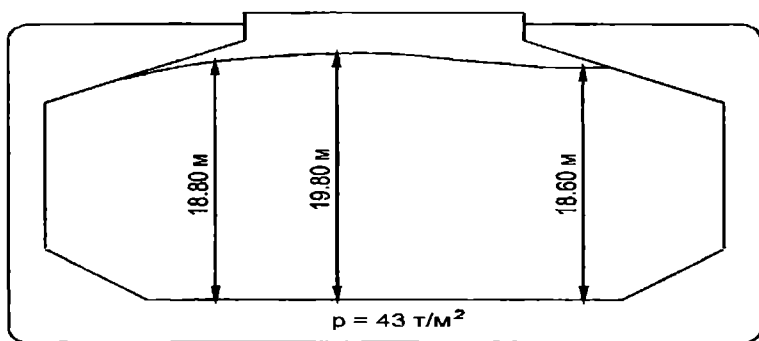
Проблема остается, когда производится прием сухих гомогенных грузов, особенно при неравномерной погрузке в пределах трюма; прием неоднородных грузов; прием груза в сложных погодных условиях, в условиях открытого рейда и т.д.

При погрузке зерна трудности возникают при наличии больших "карманов" в трюмах и твиндеках, а также при заполнении подпалубных цистерн. Основной же проблемой является определение точного удельного погрузочного объема зерна. Партии груза, особенно при больших отправлениях, характеризуются различной крупностью зерен, засоренностью и влажностью. Загрузка одного судна часто ведется у нескольких элеваторов зерном, полученным от разных грузоотправителей, при этом вполне реальны расхождения в $0,02 - 0,05 \text{ м}^3/\text{т}$, иногда даже до $0,17 \text{ м}^3/\text{т}$, что для крупных судов составляет от 100 до 700 тонн на 1 трюм.

При загрузке рудой величины масс и координат центра тяжести груза в помещении определяются весьма грубо, учитывая неравномерность его распределения как по длине, так и по ширине трюма (см. пример на рис. 2), при этом разница между ожидаемой и фактической массой может быть весьма значительна. Например, при производительности погрузки руды 10000 т/час , на одну точку, промедление наблюдающего за процессом грузовых операций на 5 минут может привести к перегрузу трюма на 830 т (плюс та масса груза, которая находится на ленте транспортера и которая по условиям эксплуатации погрузочного устройства должна быть выгружена до остановки ленты).



Трюм № 1 (№ 5, № 9)



Трюм № 3 (№ 7)

Рис. 2. Размещение руды $2,2 \text{ т/м}^3$ в рейсе нефтенавалочника "Маршал Гречко"

Даже при перевозке наливных грузов возникают трудности при определении их распределения в зависимости от надежности датчиков уровней, силового и температурного изгиба корпуса, дифферента.

При грузовых операциях у морских судов возникают следующие проблемы:

- неточности с заданием удельного погрузочного объема груза приводят к погрешностям до 10% в определении массы груза в трюме;
- неточности в определении объема груза (при частичной загрузке трюма рудой — до 10%; зерна — до 5%);
- субъективные ошибки управления грузовыми операциями — до 10%.

Конечно, итоговое количество груза контролируется по грузовым маркам (см. [19]) с точностью до 1% и выше. Таким образом, ошибки связаны с распределением груза по грузовым помещениям при сохранении суммарной массы последнего. Учитывая, что часть помещений заполняется полностью и что резко уменьшает ошибки в определении объема груза, количество груза в конкретном трюме будет отличаться от соответствующей величины предварительного грузового плана не более, чем на 15%.

Считая, что исходная загрузка соответствует максимально допускаемому при эксплуатации перегибу (прогибу) в районе миделя и что ошибки связаны с перемещением части груза из (в) среднего трюма в (из) концевые трюмы, можно произвести оценку влияния наиболее опасных погрешностей в распределении масс на усилия на тихой воде.

Будем считать, что в трюме можно разместить

$$P_{mp} = \frac{Bl_{mp}Hk_{mp}}{\mu_{гр}} = \frac{B \cdot 0,12 \cdot L \cdot 0,5 \cdot B \cdot 0,7}{0,5} = 0,08LB^2 \text{ т},$$

где длина трюма $l_{тр} = 0,12L$;

высота борта $H = 0,5B$;

$k = 0,5$ — коэффициент, учитывающий объем двойного дна, бортов и ограничения по местной прочности;

$\mu_{гр} = 0,50 \text{ м}^3/\text{т}$ — УПО руды.

Тогда 15% ошибке будет соответствовать масса

$$\Delta P_{ср} = 0,15P_{mp} = 0,15 \cdot 0,08LB^2 = 0,012LB^2.$$

Полагая положение абсцисс центров тяжести концевых трюмов — $0,40L$, среднего — 0 , изменение изгибающего момента на миделе можно представить в виде

$$\Delta M = \Delta M_{ср} + \Delta M_{конц} = \frac{L}{10(\Delta P_{ср}M_{ср} + \Delta P_{кон}M_{кон})} = 0,00264L^2B^2.$$

Приняв предельный момент равным $W_{min} \cdot \sigma_t^H$, исходный равным граничному $W_{min} \cdot [\sigma_{тв}]$, минимальный момент сопротивления по классификационному обществу, предельно допускаемые изменения изгибающего момента можно представить как

$$[\Delta M] = W_{min} (\sigma_m^H - [\sigma_{тв}]) = W_{min} \cdot 0,65 \cdot \sigma_m^H = C_W L^2 B (\delta + 0,7) \eta,$$

$$\text{где } C_w = 10,75 - \left[\frac{(300 - L)}{100} \right]^{1.5}$$

Условие $\Delta M < [\Delta M]$ можно записать (при $\delta = 0.80$) следующим образом:

$$\sigma_t^H > 42L/C_w \eta.$$

Это условие выполняется для всех реальных длин судов неограниченного района плавания с достаточно большим запасом — 40–60% (меньшее значение соответствует $L = 300$ м, большее — $L = 100$ м).

Был проведен специальный анализ влияния перегруза для трех типов навалочных судов различной длины и дедвейта.

Для "Маршала Гречко" и "Давида Агмешенебели" при 15%-м перегрузе наибольший изгибающий момент превышал допускаемый на 12–20%, наибольшая перерезывающая сила — на 4–16%; при 30%-м перегрузе — соответственно, на 60–70% и на 23–38%; при 50%-м перегрузе — соответственно, на 110–120% и на 50–70%. При этом положение экстремума усилия практически не смещалось.

Особо следует отметить результаты расчетов для "Художника Моора". Величины изменений усилий были для него значительно меньше, т.к. перемещения груза происходили не в концевые трюмы №1 и №7, а в концевые рудные трюмы №2 и №6. Кроме того, у этого судна значительный запас общей продольной прочности (в сравнении с двумя другими), что отразилось на соответствующих допускаемых значениях.

Конечно, с позиций исчерпания предельной прочности корпусов судов, находящихся в нормальном состоянии, эти погрешности не представляют опасности в порту при отсутствии волновых нагрузок.

Однако, учитывая возможное превышение допускаемых значений изгибающих моментов на тихой воде, подобные загрузки могут представлять реальную опасность в жестких штормовых условиях.

Очень много зависит от предварительной загрузки. Если бы исходные варианты исследуемых судов имели наибольшие изгибающие моменты на уровне допускаемых, то уже при 15%-м перегрузе наибольший изгибающий момент превысил бы допускаемый на 20 – 50%; при 30%-м перегрузе на 40 – 110%; при 50%-м перегрузе на 70 – 180%.

Учитывая большую потенциальную опасность перегрузки с позиций общей продольной прочности, можно рекомендовать:

- судовладельцам уже эксплуатируемых судов при загрузке рудой снизить допускаемые значения усилий на тихой воде на 20%;
- при расчетах проектируемых судов для рудных вариантов учитывать возможность 15%-й перегрузки.

Кроме того, для судов ограниченных районов плавания роль данного фактора выше, причем, тем выше, чем ниже стандарт общей прочности их корпусов по сравнению с судами неограниченного района плавания.

Волновые нагрузки

Ошибки в определении волнового изгибающего момента связаны с ошибками капитана в оценке величины высоты волны, принятии решения об уходе под защиту убежища, ошибках гидрометеорологических прогнозов, своевременным получением штормовых предупреждений, квалификацией командного состава, указания операторов и фрагтователей.

При создании отечественной классификации судов по районам плавания их разработчики исходили из условного разделения всех акваторий на группы по величине h^* высоты волны 3% обеспеченности для режима 5% обеспеченности. Соответственно, чем выше h^* , тем больше вероятность попадания судна в ситуацию с превышением допускаемой высоты волны, чем меньше разница между h^* и $h_{3\%}$, тем больше вероятность нарушения ограничений. Кроме волновой характеристики района, важное значение имеют наличие, удаленность и надежность мест убежища.

Даже небольшая вероятность ошибки прогноза существенно увеличивает максимальные значения волновых нагрузок для судов, имеющих соответствующие ограничения по высоте волны [14].

Предложения по учету НОЕ в стандарте общей предельной прочности судна

При определении стандарта общей предельной продольной прочности корпусов судов при воздействии волнения можно использовать зависимость

$$m_{\text{пр}} M_{\text{пр}}^0 \geq m_{\text{тв}} M_{\text{тв}}^0 + \alpha_M^0 m_{\text{в}}^{k_M} \sqrt{\ln \frac{N}{Q_{\text{пр}}^H} + \ln \mu_1},$$

где $M_{\text{пр}}^0$ – предельный изгибающий момент корпуса;

$M_{\text{тв}}^0$ – расчетный изгибающий момент корпуса на тихой воде;

$m_{\text{тв}}$ – парциальный коэффициент запаса, зависящий от опасности перегруза судна [3], смены балласта в море [11] и т.п.;

$m_{\text{пр}}$ – парциальный коэффициент запаса, зависящий от износа, степени устойчивости и несущей способности сжатых продольных связей, отрицательного влияния одновременного действия нескольких волновых нагрузок, наличия трещин различной природы и т.п. [9, 14];

m_b – парциальный коэффициент запаса, зависящий от ошибок прогноза, нарушения районов и сезонов плавания, потери хода и пр. [6, 9, 14];

$$a_M^0 = \frac{M_B^0}{k_M \sqrt[18.42]{18.42}} \text{ и } k_M \cong 1 - \text{параметры закона Вейбулла;}$$

$$N = \frac{T}{T_0}; M_B^0 - \text{расчетный волновой изгибающий момент корпуса;}$$

T – срок службы судна;

T_0 – средний период долговременного спектра;

μ_1 – коэффициент увеличения вероятности перелома из-за старения конструкции;

$\tilde{Q}_{\text{ГР}}^{\text{Н}}$ – нормативная величина вероятности нарушения общей прочности.

В первом приближении можно принять

$$\tilde{Q}_{\text{ГР}}^{\text{Н}} \cong \frac{0.65}{\bar{U} \cdot \bar{M}_{\text{ГВ}}^{k_M} \cdot k_M},$$

где \bar{U} – относительный косвенный ущерб, логарифм которого в строительстве называется относительной экономической ответственностью или степенью капитальности сооружения и который изменяется для судов ограниченного района плавания в пределах 1-7.

Наиболее объективным способом обоснования оптимальной величины $\tilde{Q}_{\text{ГР}}^{\text{Н}}$ является технико-экономический метод минимизации суммарных затрат на изготовление, прямой ущерб (ремонт корпусов) и косвенный ущерб (экологические последствия, гибель людей, вывод из эксплуатации, потеря груза), вызванные воздействием на корпус исследуемых опасностей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990. – 448 с.
2. Бубнов И.Г. Дополнение к курсу «Строительная механика корабля». В кн.: Избранные труды. – Л.: Судпромиздат, 1956. – С. 5–120.

3. Бутин А.П. Влияние случайных факторов на величину изгибающего момента на миделе судна при размещении насыпных грузов // Вопросы гидродинамики, прочности и проектирования судов речного флота. - Л.: Транспорт, 1989. - С.162-170 (ЛИИВТ).
4. Ломов Б.Ф. О путях построения теории инженерной психологии на основе системного подхода. В кн.: Хрестоматия по инженерной психологии. - М.: Высшая школа, 1991. - С. 9-26.
5. Михайлюк В.А., Семенов Н.Н. Особенности проектирования судов с учетом факторов системы «судно-человек-окружающая среда» // Сб. науч. трудов УГМГУ. - Николаев: УГМГУ, 2001.- № 5 (377). - С. 107-112.
6. Шац В.Н. Нормирование предельной прочности корпусов судов смешанного плавания после длительной эксплуатации // Вопросы гидродинамики, прочности и проектирования судов речного флота. - Л.: Транспорт, 1989. - С.154-161 (ЛИИВТ).
7. Bea R. *The Role of Human Error in Design, Construction, and Reliability of Marine Structure*. - Report No. SSC - 378. - Washington, Ship Structural Committee US Coast Guard, 1994. - 320 p.
8. Bea R. *Consideration of Human and Organization Factors in Development of Design, Construction, and Maintenance Guidelines for Ship Structures* // Proc. of Ship Structure Symposium'96 "Human and Organization Error in Marine Structures". - SNAME, 1998. - P. 1-31.
9. Egorov G.V. *Application on Formal Safety Assessment for hull modernization of restricted navigation area ship* // Proc. of Fourteenth Asian Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures (TEAM'2000). Far Eastern State Technical University, Russia. 18-21 September 2000. - P. 461-468.
10. Egorov G.V. *Discussion on the report of technical committee IV.1 "Design principles and criteria"* // Proc. of 14th Intern. Ship and Offshore Structures Congress. - Tokyo (Japan). - 2000. -Vol. III. - P. 157-159.
11. Egorov G.V. *Ensuring safety of existing ships when changing ballast at sea* // Proc. of the 1st Intern. Congress of Seas and Oceans. Szczecin: Maritime University of Szczecin, Poland, 2001. - Vol. 1 - P. 135-143.
12. Egorov G.V. *Inland Waterway Ship Risk Assessment* // Proc. of Intern. Conf. of South East European Transport Research Forum (SETREF). Budapest, Hungary, 2001. - 8 p.
13. Egorov G.V. *Safety control in carriage by sea a spent nuclear fuel* // Proc. of Second Intern. Conf. "Navy and shipbuilding Nowadays" (NSN'2001). St.Petersburg: Krylov Shipbuilding Research Institute, 2001. - P. 182-189.

14. Egorov G.V., Kozlyakov V.V. *Investigation of coastal and short sea ship's risk and hull's reliability // Proc. of 20th Intern. Conf. on offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE'01). - Report OMAE01/S&R-2109. - Rio de Janeiro (Brazil). - 2001. - 8 p.*
15. Hughes O. F. *Ship Structural Design: a Rationally - Based, Computer - Aided, Optimization Approach. New York, John Willey & Sons, 1983. - 360 p.*
16. Kristiansen S., Koster E., Schmidt W.F., Olofsson M., Guedes Soares C., Caridis P. *A new methodology for marine casualty analysis accounting for human and organization factors // Proc. of Intern. Conf. "Learning from marine incidents". RINA. 20-21 October, 1999. London. Paper No 14. - 14 p.*
17. Kozljakov V.V., Egorov G.V. *On the demands to the total strength of sea ships be taken into consideration when providing their survivability// Proc. of Intern. Symposium on hydro- and aerodynamics in marine engineering. - October 1991, Varna. - Report No 28.*
18. MSC / Circ. 878 & MEPC / Circ.346. *Interim Guidelines for the Application of Human Element Analyzing Process (HEAP) to the IMO Rule-Making Process. International Maritime Organization, 1998. - 7 p.*
19. Withers Lucia. *Bulk weighting and sampling - latest techniques / equipment assessed // International Bulk Journal. - October 1988. - P. 82-93.*

УДК 629.122/123

АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ КЛАССИФИКАЦИОННЫХ ОБЩЕСТВ К УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ СУДОВ ОГРАНИЧЕННЫХ РАЙОНОВ ПЛАВАНИЯ

Г.В. Егоров, В.В. Козляков, Н.Н. Сивобородченко

Унифицированные рекомендации Международной Ассоциации Классификационных Обществ (далее МАКО) к общей продольной прочности судов неограниченного района плавания [1, 2] в последние годы распространены классификационными обществами на суда ограниченных районов плавания и имеют следующий вид для моментов сопротивления корпусов $W(0)$, см³ в начале срока службы:

$$W_{\min}(0) = C_w(L) \cdot B \cdot L^2 \cdot (C_B + 0,7) \cdot \eta(R_{eH}) n_1; \quad (1)$$

$$W(0) = \frac{(M_{TB}^{\max} + M_{-8}^w) 10^3}{175/\eta(R_{eH})} \geq W_{\min}(0), \quad (2)$$

где $M_{-8}^{\text{верш}}$, $M_{-8}^{\text{под}}$, M_{TB}^{\max} - величины волновых изгибающих моментов на подошве и вершине волны с обеспеченностью 10^{-8} и максимальное значение изгибающего момента на тихой воде, кНм;

$$M_{-8}^{\text{верш}} = 0.19 C_w(L) B L^2 C_B n; \quad (3)$$

$$M_{-8}^{\text{под}} = 0.11 C_w(L) B L^2 (C_B + 0.7) n;$$

$$C_w(L) = 10.75 - \left(\frac{300 - L}{100} \right)^{1.5} \quad \text{при } 90 < L < 300 \text{ м;}$$

$$C_w(L) = 0,0856L \quad \text{при } L < 90 \text{ м;}$$

$$\eta(R_{eH}) = 1,00 \dots 0.68 \quad \text{при } R_{eH} = (235 \dots 390) \text{ МПа.}$$

Величины коэффициентов n и n_1 не удалось унифицировать, также как и классы ограничений, что подтверждается табл. 1, содержащей требования ряда классификационных обществ к судам ограниченных районов плавания. В этой таблице для Правил Российского Морского Регистра Судоходства (далее РС) приняты средние значения коэффициентов n и n_1 для $L = 90 \dots 140$ м.

Формула (2) может быть представлена в более обозримом виде:

$$W(0) = W_{\min}(0) \left\{ \mu_1 + (1 - \mu_1) \frac{M_{TB}^{\max}}{M_{TB}^0} \right\} \geq W_{\min}(0), \quad (4)$$

Конструкция и прочность судов

Таблица 1. Коэффициенты n_1 , n , $K_1^{верш}$, $K_1^{под}$, n_1^y

РС-95	Класс	неогр.	I огр.	II огр.	ПСП огр.	ПСП огр.	III огр.
	n_1	1,00	0,88	0,83	0,79	0,67	0,65
	n	1,00	0,8	0,7	0,66	0,36	0,32
	$K_1^{верш}$	0,73	0,89	1,03	1,06	2,22	2,18
	$K_1^{под}$	0,59	0,74	0,87	0,89	1,96	2,29
	n_1^y	1,00-1,47	0,80-1,18	0,70-1,03	0,66-0,97	0,36-0,53	0,32-0,47
	n_1^y / n	1,00-1,47	0,91-1,34	0,84-1,24	0,84-1,23	0,54-0,79	0,49-0,72
РС-97	Класс	неогр.	I огр.	II огр.	ПСП огр.	ПСП огр.	III огр.
	n_1	1,00	0,84	0,71	0,64	0,46	0,37
	n	1,00	0,84	0,71	0,64	0,46	0,37
	$K_1^{верш}$	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73	0,73
	$K_1^{под}$	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59
	n_1^y	1,00-1,47	0,84-1,23	0,71-1,04	0,64-0,94	0,46-0,67	0,37-0,54
	n_1^y / n	1,00-1,47	1,00-1,46	1,00-1,46	1,00-1,47	1,00-1,46	1,00-1,46
RINA-94	Класс	UR	Mediterr.	National	Coastal	Coastal R	Sheltered
	n_1	1,00	0,95	0,93	0,85	0,60	0,40
	n	1,00	0,91	0,87	0,73	0,40	0,30
	$K_1^{верш}$	0,73	0,81	0,84	1,01	1,60	1,31
	$K_1^{под}$	0,59	0,66	0,69	0,85	1,38	1,12
	n_1^y	1,00-1,47	0,91-1,34	0,87-1,28	0,73-1,07	0,40-0,59	0,30-0,44
	n_1^y / n	1,00-1,47	0,96-1,41	0,94-1,38	0,86-1,26	0,67-0,98	0,75-1,10
GL-92	Класс	UR		M	K-50	K-20	W
	n_1	1,00		0,95	0,85	0,80	0,75
	n	1,00		0,90	0,75	0,66	0,60
	$K_1^{верш}$	0,73		0,83	0,96	1,10	1,16
	$K_1^{под}$	0,59		0,68	0,80	0,93	0,90
	n_1^y	1,00-1,47		0,90-1,32	0,75-1,10	0,66-0,97	0,60-0,88
	n_1^y / n	1,00-1,47		0,95-1,39	0,88-1,29	0,83-1,21	0,80-1,17
BV-97	Класс	UR		Coastal		Sheltered	Sea and river
	n_1	1,00		0,95		0,90	0,85
	n	1,00		0,85		0,85	0,66
	$K_1^{верш}$	0,73		0,94		0,83	1,23
	$K_1^{под}$	0,59		0,78		0,68	1,05
	n_1^y	1,00-1,47		0,85-1,25		0,85-1,25	0,66-0,97
	n_1^y / n	1,00-1,47		0,89-1,32		0,94-1,39	0,78-1,14

BV-2000	Класс	UR		Summer	Tropic	Coastal	Sheltered
	n_1	1,00		0,95	0,90	0,90	0,80
	n	1,00		0,90	0,80	0,80	0,65
	$K_1^{\text{верш}}$	0,73		0,83	0,95	0,95	1,13
	$K_1^{\text{под}}$	0,59		0,68	0,79	0,79	0,96
	n_1^y	1,00-1,47		0,90-1,32	0,80-1,18	0,80-1,18	0,65-0,96
n_1^y / n	1,00-1,47		0,95-1,39	0,89-1,31	0,89-1,31	0,81-1,20	
DNV-98	Класс	UR	R₁	R₂	R₃	R₄	R₅
	n_1	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75
	n	1,00	0,90		0,75		0,50
	$K_1^{\text{верш}}$	0,73	0,83		0,96		1,60
	$K_1^{\text{под}}$	0,59	0,68		0,80		1,38
	n_1^y	1,00-1,47	0,90-1,32		0,75-1,10		0,50-0,74
n_1^y / n	1,00-1,47	0,95-1,39		0,88-1,29		0,67-0,99	

где для расчетного случая на вершине волны ($M_{\text{ТВ}}^{\text{верш}} > 0$)

$$\mu_1^{\text{верш}} = 1,08 \frac{C_B}{C_B + 0,7} \frac{n}{n_1}; \quad M_{\text{ТВ}}^0{}^{\text{верш}} = M_{\text{-8}}^{\text{верш}} \left[0,92 \frac{n_1}{n} \frac{C_B + 0,7}{C_B} - 1 \right]; \quad (5)$$

для расчетного случая на подошве волны ($M_{\text{ТВ}}^{\text{под}} < 0$)

$$\mu_1^{\text{под}} = 0,628 \frac{n}{n_1}; \quad M_{\text{ТВ}}^0{}^{\text{под}} = M_{\text{-8}}^{\text{под}} \left[1,58 \frac{n_1}{n} - 1 \right]; \quad (6)$$

$M_{\text{ТВ}}^0{}^{\text{верш}}$ и $M_{\text{ТВ}}^0{}^{\text{под}}$ – граничные значения изгибающих моментов на тихой воде, когда $W(0) = W_{\text{мин}}(0)$.

В табл. 1 представлены также и величины $K_1^{\text{верш}}$ и $K_1^{\text{под}}$ при $C_B=0,80$:

$$K_1^{\text{верш}} = \frac{M_{\text{ТВ}}^0{}^{\text{верш}}}{M_{\text{-8}}^{\text{верш}}} = 0,92 \frac{C_B + 0,7}{C_B} \frac{n_1}{n} - 1 \quad K_1^{\text{под}} = \frac{M_{\text{ТВ}}^0{}^{\text{под}}}{M_{\text{-8}}^{\text{под}}} = 1,58 \frac{n_1}{n} - 1 \quad (7)$$

определяющие величины $M_{\text{ТВ}}^0{}^{\text{верш}}$ и $M_{\text{ТВ}}^0{}^{\text{под}}$ в долях соответствующих волновых изгибающих моментов.

Из табл. 1 следует:

- только в Правилах РС 1997-1999 г. $n_1 = n$; во всех остальных $n_1 > n$, до $n_1 = 2,07n$;

- коэффициенты n и n_1 изменяются в достаточно широких пределах, причем минимальные их значения в разных Правилах сильно различаются: $n = 0,30 \dots 0,65$; $n_1 = 0,37 \dots 0,85$;

- величины коэффициентов $K_1^{\text{верш}}$ и $K_1^{\text{под}}$ изменяются в пределах $K_1^{\text{верш}} = 0,73 \dots 2,85$ и $K_1^{\text{под}} = 0,59 \dots 2,29$;

- классы ограниченных районов эксплуатации также существенно различны;

- для судов ограниченных районов плавания с относительно малой осадкой, как правило, всегда выполняется условие $M_{\text{ТВ}}^{\text{max}} < M_{\text{ТВ}}^0$, поэтому величины моментов сопротивления крайних связей корпуса практически всегда определяется формулой (1);

- табл. 1 в целом свидетельствует о том, что требования к многочисленным судам ограниченных районов плавания должны быть унифицированы на уровне МАКО.

Важно заметить, что в работе [3] для судов ограниченных районов плавания предлагалось во всех случаях использовать формулу (2), ограничивая величину $M_{\text{ТВ}}^0$ снизу

$$M_{\text{ТВ}}^0 = 0,5M_{-g}. \quad (8)$$

Из табл. 1 следует, что даже при $n_1 = n$ условие $W(0) = W_{\text{min}}(0)$ при $M_{\text{ТВ}}^0$ превышает условие (8), особенно при $n_1 > n$.

Требования МАКО к $W_{\text{min}}(0)$, в соответствии с [1, 2] были установлены путем ограничения максимальных волновых напряжений с обеспеченностью 10^{-8} :

$$\sigma_{\text{доп}}^{\text{под}} = \frac{110}{\eta(R_{\text{сН}})}; \quad W_{\text{min}}(0) = \frac{M_{-g}^{\text{под}}}{\sigma_{\text{доп}}^{\text{под}}} = C_W B L^2 (C_B + 0,7) \eta(R_{\text{сН}}), \quad (9)$$

что по физическому смыслу в целом соответствует критерию усталостной прочности, но противоречит ему из-за множителя $\eta(R_{\text{сН}})$, который почти пропорционален пределу текучести.

Поэтому целесообразно более детально рассмотреть структуру критерия усталостной прочности (далее КУП).

В статьях [4, 5, 6, 7] было показано, что требования к $W_{\text{min}}(0)$ для транспортных судов формировались эмпирически на основе анализа усталостных повреждений с неявным использованием критериев подобия Галилея для конструкций в гравитационном поле Земли.

Недостаток общей усталостной прочности на клепаных судах проявлялся главным образом в виде ослабления заклепочных соединений,

а на сварных судах – в виде небольших усталостных трещин. Устранение многочисленных мелких усталостных повреждений оказало, по-видимому, значительно большее влияние на формирование эмпирических требований к $W_{\min}(0)$, чем редкие случаи катастрофических разрушений корпусов из-за недостатка хрупкой или пластической предельной прочности.

Современная структура КУП была предложена в 1967 г. [7], и с учетом рекомендаций МАКО [8] может быть представлена в виде формул для усталостного ресурса корпуса T_y , (сек) и минимального момента сопротивления $W_{\min}(0)$, см^3 [9, 10]:

$$T_y = T_0 \cdot N_0 \cdot \varphi(x_1(0), m_1, m_2, k) \cdot \xi; \quad (10)$$

графики функции $\varphi(x_1(0), m_1, m_2, k)$ для различных сочетаний параметров приведены на рис. 1, 3, 5;

$$W_y(0) \geq \frac{[a_M x_1^0(T_y, m_1, m_2, k) + \phi_1 M_{\text{ТВ}}^{\text{сп}}] 10^3}{\sigma_{-1} / \alpha_{\text{эфф}}} \cong \frac{a_M x_1^0(T_y, m_1, m_2, k) 10^3}{\sigma_a / \alpha_{\text{эфф}}} \quad (11)$$

т.к. $\phi_1 = \nu \sigma_{-1} / \sigma_{\text{ВР}} \ll 1$,

где $M_y = a_M x_1^0(T_y, m_1, m_2, k)$ – размах волнового изгибающего момента, эквивалентный в усталостном смысле всему спектру, кНм;

параметр $x_1^0 = f(k, \phi_1^N, m_1, m_2)$ определяются по графикам на Рис. 2, 4, 6;

при $m_1 = m_2$

$$x_1^0 = m \sqrt{\phi_N \Gamma(1 + m_1/k)}; \quad (12)$$

$$a_M = \frac{M_{-n}}{(-\ln 10^{-n})^{1/k}},$$

k – размерный (кНм) и безразмерный параметры закона Вейбулла для долговременных размахов волновых изгибающих моментов с обеспеченностью $Q=10^{-n}$.

Для расчетных моментов с обеспеченностью $Q=10^{-8}$, рекомендованных МАКО (3):

$$a_M = \frac{M_{-8}^{\text{верх}} + M_{-8}^{\text{под}}}{\sqrt[3]{2,302 \cdot 8}} = \frac{C_w(L) \cdot B \cdot L^2 \cdot (0,3C_B + 0,077)n}{\sqrt[3]{18,42}}; \quad (13)$$

$$k = 1,1 - 0,35 \frac{L - 100}{300} = 1,10 \dots 0,75 \quad \text{при } L = 100 \dots 400 \text{ м,}$$

$$\varphi_N = \frac{T_N \cdot K_y \cdot \alpha_0 \cdot 31,54 \cdot 10^6}{T_0 \cdot N_0 \cdot \xi(\Delta \bar{W}(T))} \quad \text{— нормативное значение функции } \varphi \text{ в}$$

формуле (10) при плановом сроке службы T_N (в годах), и коэффициенте запаса по долговечности $K_y \geq 1$;

$T_0 \cong 41gL = 8,0 \dots 10,4$ — средний период, с;

$\alpha_{\text{эфф}}$ — эффективный коэффициент концентрации суммарных напряжений от одновременно действующих нагрузок;

$\alpha_0 = 0,75$ — относительное время пребывания судна в море;

$$\xi(\Delta \bar{W}(T)) = \frac{1}{m_1 + 1} \cdot \frac{1 - [1 - \Delta \bar{W}(T)]^{m_1 + 1}}{\Delta \bar{W}(T)} \quad (14)$$

— приближенная оценка уменьшения усталостного ресурса из-за износа при линейном уменьшении

$$W_{\min}(t) = W_{\min}(0) \left[1 - \Delta W(T) \frac{t}{T} \right]; \quad \Delta \bar{W}(T) = \frac{\Delta W_{\min}(T)}{W_{\min}(0)}$$

Величины $N_0=10^7$, $m_1=3$, $m_2=5$, σ_a^0 — параметры унифицированной МАКО билинейной усталостной кривой для сварных узлов различных классов из каталога HSE [8]. Величины σ_a представлены в табл. 2.

Таблица 2. Условные пределы усталости (размахи) для узлов в соответствии с HSE кривыми

Класс узла	B	C	D	E	F	F ₂	G	W
σ_a^0 , МПа; $N_0=10^7$; $m_1=3$; $m_2=5$	83,36	70,20	53,36	46,81	39,80	35,10	29,19	21,00

При использовании концепции “горячей точки” в качестве базового образца принимается узел D со стыковым сварным швом при $\sigma_a^0 = 53,36$ МПа. При использовании концепции “напряжений в надрезе” в качестве базового образца принимается узел B без сварного шва при $\sigma_a^0 = 83,36$ МПа. При определении $\alpha_{\text{эфф}}$ следует учитывать макроконцентрацию суммарных напряжений и дополнительную концентрацию напряжений в сварном шве.

В соответствии с концепцией номинальных напряжений принимается $\alpha_{зфф} = 1$, но в качестве базового типа сварного шва принимаются реальные узлы типа F, F₂, G, W с учетом вида и качества их конструктивно-технологического оформления [8].

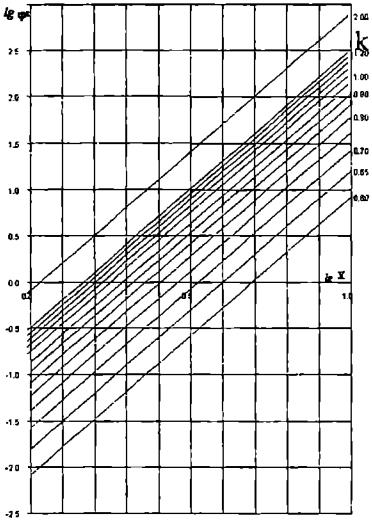


Рис. 1. Функция φ_0 при $m_1 = 3$;
 $M_2 = 3$

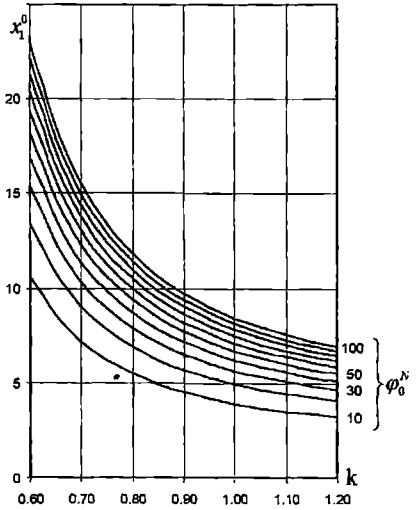


Рис. 1. Функция x_1^0 при $m_1 = 3$;
 $m_2 = 3$

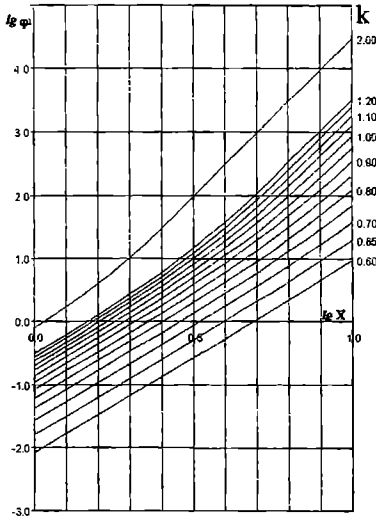


Рис. 3. Функция φ_1 при $m_1 = 3$;
 $m_2 = 5$

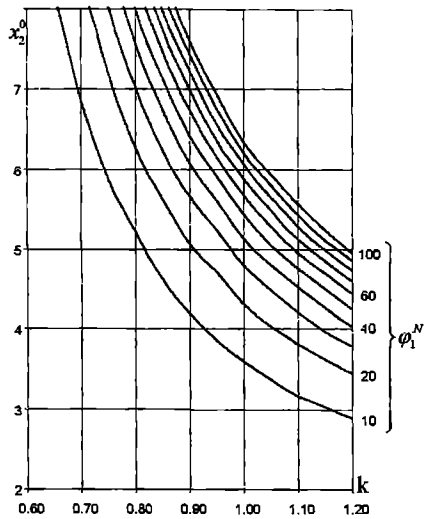


Рис. 4. Функция x_2^0 при $m_1 = 3$;
 $m_2 = 5$

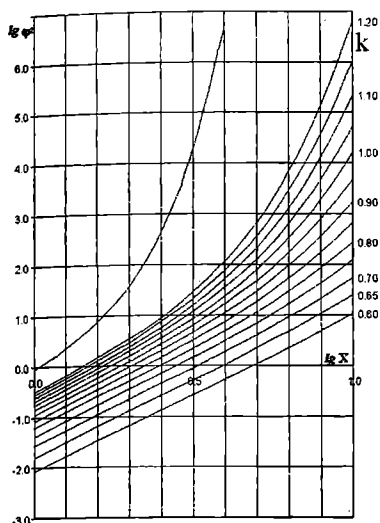


Рис. 5. Функция φ_2 при $m_1 = 3$;
 $m_2 = \infty$

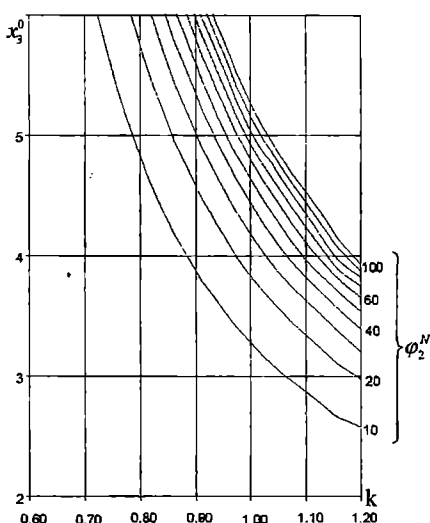


Рис. 6. Функция x_3^0 при $m_1 = 3$;
 $m_2 = \infty$

В рекомендациях МАКО величина σ_a^0 из каталогов HSE и ПВ определяется приближенно без учета марки стали, напряжений на тихой воде, вибрационных напряжений от слеминга и спрингинга из-за относительно малого их влияния и возможности регулирования дополнительных вибрационных напряжений. Возможный вариант учета этих факторов представлен в [12].

Зависимость величины σ_a^0 от масштаба конструкции и толщины узла "Г" является значительной [10], но находится еще в стадии интенсивного изучения. Поэтому, следуя Правилам Bureau Veritas (BV) [13], приближенно эта зависимость может быть представлена в форме

$$\sigma_a \cong \sigma_a^0 (16/t)^{0,3} \leq \sigma_a^0. \quad (15)$$

С учетом вышеизложенного формула (11) для КУП может быть представлена в форме

$$W_{\min}^y(0) \cong \frac{C_w(L) \cdot B \cdot L^2 \cdot (0,3C_B + 0,077) \eta X_1^0(T_H, m_1, m_2, k) \alpha_{\text{эфф}} 10^3}{\sqrt{k} \cdot 18,42 \cdot \sigma_a}. \quad (16)$$

Для удобства сопоставления с формулой (1), (16) целесообразно представить в форме

$$\left. \begin{aligned} W_{\min}^y(0) &\cong C_w(L) \cdot B \cdot L^2 \cdot (C_B + 0,7) \cdot \eta(R_{сН}) \cdot n_1^y \\ \text{где } n_1^y &= \frac{(0,3C_B + 0,077)X_1^0(T_H, k)\alpha_{эфф} 10^3}{(C_B + 0,7) \sqrt[3]{18,42 \cdot \sigma_a \cdot \eta(R_{сН})}} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Формулы МАКО (3) были получены путем осреднения требований Правил десяти классификационных обществ при условии, что долговременные распределения волновых изгибающих моментов определяется законом Вейбулла при параметре формы $k = 1$ [1, 2]. Поэтому для сопоставления величин n_1^y и n_1 , рекомендуемыми различными классификационными обществами целесообразно в качестве объекта сопоставления принять длину базового судна равную $L_0 = 115$ м, а $C_B = 0,80$, соответствующих средним размерам судов ограниченных районов плавания. Для контакта с опытом эксплуатации судов неограниченного района плавания, построенного из малоуглеродистой стали при $\eta(R_{сН})=1$, примем, что $W_{\min}(0) = W_{\min}^y(0)$, следовательно, $n_1^y = 1$.

В качестве типового сварного узла примем нормальный узел пересечения продольного ребра с поперечными связями (узел типа F) при $\sigma_a^0 = 39,80$ МПа. Для такого судна толщины $t < 16$ мм и $\sigma_a = \sigma_a^0 (16/t)^{0,3} = \sigma_a^0 = 39,80$ МПа. Примем, что величина коэффициента $\xi = 0,813$, соответствующего $\Delta \bar{W}(T) = 0,135$. Задавая $T_H = 25$ лет, $T_0 = 41g \cdot 115 = 8,24$ с, $\alpha_0 = 0,75$, $K_y = 1$ (коэффициент запаса по долговечности), получим

$$\Phi_N = \frac{T_N \cdot K_y \cdot \alpha_0 \cdot 31,54 \cdot 10^6}{T_0 \cdot N_0 \cdot \xi(\Delta \bar{W}(T))} = \frac{25 \cdot 1 \cdot 0,75 \cdot 31,54 \cdot 10^6}{8,24 \cdot 10^7 \cdot 0,813} = 8,82.$$

По графикам рис. 4 при $k = 1$ значение параметра $x_1^0 \cong 3,47$.

При таком специальном подборе исходных данных получим

$$n_1^y = \frac{(0,3 \cdot 0,80 + 0,077) \cdot 3,47 \cdot 10^3}{(0,80 + 0,7) \cdot 18,42 \cdot 39,8} \cong 1.$$

Таким образом принимаем что для базового судна неограниченного района плавания при $\eta(R_{сН}) = 1,00$, условие $W_{\min}(0) = W_{\min}^y(0)$ выполнено. Для судна с такими же размерениями, но ограниченного района плавания

$$n_1^y = n / \eta(R_{сН}). \quad (18)$$

Диапазон величин коэффициента n_1^y для базового судна с различными ограничениями, построенного из сталей с $R_{eH} = (235...390)$ МПа и $\eta(R_{eH}) = 1,00...0,68$ определен в табл. 1 в соответствии с требованиями классификационных обществ.

Анализ величин n_1^y / n_1 из табл. 1 свидетельствует, что для судна с $L_0 = 115$ м неограниченного района плавания при переходе от стали с $R_{eH} = 235$ МПа ($\eta=1,00$) к стали с $R_{eH}=390$ МПа ($\eta=0,68$) в соответствии с КУП необходимо увеличить момент сопротивления корпуса в 1,47 раза. Этот же результат относится и к требованиям РС 1997 и 1999 г.

По Правилам РС 1995 г. и других классификационных обществ переход от стали с $R_{eH}=235$ МПа к стали с $R_{eH} = 390$ МПа требует несколько меньшего увеличения момента сопротивления, а требования Правил к судам из малоуглеродистой стали ($R_{eH} = 235$ МПа) выполнены, как правило, с избытком.

Большая изменчивость величин n_1^y / n_1 для судов с различными классами ограничений явно свидетельствует о необходимости унификации требований к минимальным моментам сопротивления на уровне МАКО.

Введение учета марки стали посредством некоторого увеличения пределов усталости σ_a^0 с ростом предела текучести материала корпуса $R_{eH} > 235$ МПа, несколько снижает коэффициент увеличения момента сопротивления, но не устраняет всех отмеченных недостатков требований классификационных обществ.

Например, в нормативных материалах РС [12] рекомендуется увеличивать σ_a^0 в соответствии с зависимостью

$$\sigma_a' = \sigma_a^0 \cdot \eta^{-0,4}, \quad (19)$$

согласно которой при $R_{eH} = 390$ МПа требуется увеличить $W_{min}(0)$ в соответствии с формулой

$$n_2^y = n / \eta^{-0,4} \cdot \eta = n / \eta^{-0,6} = 1,26n \quad (20)$$

вместо $n_1^y = 1,47n$, т.е. на 17% меньше.

Однако комитет МАКО в рекомендациях [8] не нашел убедительных оснований для увеличения предела усталости σ_a , по-видимому, из-за большей зависимости этих величин от качества конструктивно-технологического оформления сварных узлов при проектировании, изготовлении, постройке и ремонте.

Из выполненного анализа следуют выводы:

– требования Правил многих классификационных обществ к обеспечению усталостной прочности сварных узлов транспортных судов

без каких-либо оснований относятся только к судам с длинами $L \geq 150-190$ м, которые выходят за пределы основной массы судов ограниченных районов плавания $L = 90 \dots 140$ м. Статистика усталостных повреждений явно свидетельствует о высоком уровне усталостных повреждений этой многочисленной группы судов и не согласуется с позицией ряда классификационных обществ [15, 16];

– при прямом использовании предлагаемого усталостного критерия усталостной прочности в форме (11) и (16) для судов ограниченных районов плавания целесообразно уточнить параметры долговременного распределения волновых изгибающих моментов с учетом вибрационных напряжений, а также влияние износа, масштабного фактора и марки стали;

– большая изменчивость требований Правил к обеспечению усталостной прочности судов ограниченных районов плавания, выявленная в табл. 1, диктует необходимость унификации как классов ограничений, так и коэффициентов p и p_1 на уровне МАКО с прямым использованием критерия усталостной прочности (11) и (16).

ЛИТЕРАТУРА

1. Nitta A. et al. Basis of IACS United Longitudinal strength standard. // *Marine Structures*. 1992. – Vol. 5. – P. 16-33.
2. *Longitudinal strength standard IACS S11*. 1989-2001. – 12 p.
3. Гурин С.Н., Фролов А.М. К вопросу о прочности и условиях эксплуатации судов смешанного плавания, проектируемых на класс Российского Речного Регистра // *Труды ВГАВТ*. – Нижний Новгород, 2001. – Вып. 299. – С. 21-35.
4. Курдюмов А.А. О критериях общей прочности морских транспортных судов // *Труды ЛКИ*. Л.: ЛКИ, 1964. – Вып. 46. – С. 16-23.
5. Козляков В.В., Лазарев В.Н., Плеханов Ю.В. О стандарте прочности морских транспортных судов // *Судостроение*. – 1965. – № 2. – С. 13-17.
6. Козляков В.В. Анализ требований Правил классификационных обществ с позиций теории надежности // *Труды ОИИМФ*. Одесса.: ОИИМФ, 1972. – Вып. 5. – С. 21-32.
7. Козляков В.В. Об оценке прочности и усталостной долговечности конструкций, долговременный спектр напряжений в которых определяется законом Вейбулла. // *Труды НТО судостроительной промышленности*. – Л.: Судостроение, 1967. – Вып. 99. – С. 99-111.
8. *Fatigue assessment of ship structures. IACS Recommendation № 56*. 1999. – 32 p.
9. Козляков В.В. Анализ различных вариантов оценок усталостной долговечности судовых конструкций. // *Вісник ОДМУ*. – Одесса: ОГМУ, 2000. – Вып. 5. – С. 17-28.

10. Kozlyakov V.V., Sivoborodchenko N.N. *Some problems of assessment and ensuring of the cargo ships hulls fatigue strength. // Proceeding of the fourth conference on maritime industry MARIND-2002, Varna, Bulgaria, 2002.- Vol. 2. – P. 189-198.*
11. Труфьяков В.Н. *Прочность сварных соединений при переменных нагрузках. // Киев: Наукова думка, 1990. – С. 12-16.*
12. Бойцов Г.В., Кудрин М.А. *Оценка усталостной прочности конструктивных узлов корпусов судов // Судостроение. – 2002. – № 6. – С. 9-12.*
13. Bureau Veritas. *Rules for the classification of steel ships. Paris, 2000. – 103-110 p.*
14. *Российский Морской Регистр Судоходства. Нормативно-методические указания по расчетам прочности морских судов // Сборник нормативных материалов. Книга 11. СПб.: Российский Морской Регистр Судоходства, 2002. – 150 с.*
15. Козляков В.В., Кудашов В.Н. *Вопросы реклассификации судов смешанного плавания. // Вісник ОДМУ. – Одесса: ОДМУ, 1999. – Вып. 3. – С. 17-28.*
16. Egorov G.V. *An investigation typical damages of reclassified river-sea going ships // Proc. Int. Conf. "Strength and exploitation reliability of ships", Vladivostok, Russia, 1999. – P.117-126.*
17. Kozlyakov V.V. Egorov G.V. *An analysis of river-sea going ships operation experience and the ways of improving requirements to the strength and reliability of their structures // Proc. of IX Congress IMAM-2000, Italy, 2000. – P.23-31.*

УДК 629.12.011:551.466

**ОБ УЧЕТЕ ОСТАТОЧНЫХ ПРОГИБОВ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСНЫХ
КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ОЦЕНКЕ ОБЩЕЙ И МЕСТНОЙ ПРОЧНОСТИ**

В.В.Козляков, В.В.Аврамов

Наличие остаточных прогибов обшивки в виде гофрировки при поперечной системе набора и прогибов продольных ребер в виде вмятин при продольной системе набора является характерной особенностью тонкостенных судовых конструкций как при постройке, так и при эксплуатации. Учет остаточных прогибов особенно важен при оценке запасов предельной пластической прочности корпусов транспортных судов как в начале, так и в конце срока службы, при проектировании и в процессе оценки технического состояния корпусов при эксплуатации. Детальная информация об остаточных прогибах может быть получена при дефектации корпусов в процессе оценки их технического состояния. Допускаемые величины остаточных прогибов устанавливаются Инструкцией [2] и являются достаточно большими. Так при гофрировке обшивки относительные величины прогибов $f/b=0,05-0,1$ в различных районах корпуса, относительный прогиб ребер во вмятинах до $f/\ell=0,05$ и горизонтальный прогиб пояса продольного ребра до $d/h=0,15$. Несмотря на ограничение распространения гофрировки и вмятин по ширине судна $\sum b_i \leq 0,4B_1$, комбинация допускаемых величин остаточных прогибов f/b , f/ℓ и d/h может существенно снижать величину предельного изгибающего момента. Тем более, что ограничение по ширине часто учитывается формально, только для больших гофрировок и вмятин, оставляя неучтенными умеренные остаточные прогибы элементов палубы, настила второго дна, в других частях перекрытий, особенно на судах перевозящих насыпные грузы (суда площадки, навалочники). Важно отметить, что приведенные выше величины допускаемых прогибов, были установлены в основном для связей не участвующих в общем изгибе, с допускаемой остаточной деформацией крайней фибры около 5%, с учетом положительного влияния распора. При общем изгибе отрицательное влияние остаточных прогибов является значительно большим и нормативы должны быть более жесткими.

В практике морского судостроения продольные ребра имели достаточно высокую устойчивость ($\sigma_z \geq 3\sigma_T$) и, как правило, относились к жестким связям и не редуцировались при определении предельных моментов. Только при оценке технического состояния, в дополнение к Инструкции [2], в 2002 г. была предложена приближенная методика редуцирования пластин при гофрировке и ребер во вмятинах [5] на основе известного решения П.Ф. Папковича [7] для упругозащемленного ребра

или балки полоски. Различие остаточных прогибов, в соседних с рассматриваемой шпацией, было приближенно учтено. Поскольку в [5] не указаны границы применимости приближенных рекомендаций, в статье приводится более детальный анализ решения П.Ф. Папковича, тем более, что при обработке результатов натурных испытаний п/х «Одесса» (типа «Либерти») в 1953 г. это решение было широко использовано [4].

1. В соответствии с более общим решением П.Ф. Папковича [6, 8] для упругозащемленного стержня со средним значением коэффициента податливости упругой заделки "и" редуцированный коэффициент определяется по формуле

$$\psi^0 = \alpha_1 / m_1, \tag{1}$$

где $\alpha_1 = \sigma_0 / \sigma_s$; $m_1 = \sigma_{ж} / \sigma_s$; $\sigma_s = \left(\frac{2U_0}{\pi} \right)^2 \sigma_s^o$; $\sigma_s^o = \frac{\pi^2 EJ}{\ell^2 F}$ - относитель-

ные величины цепных напряжений « σ_0 » и напряжений в жестких связях « $\sigma_{ж}$ », а также эйлеровы напряжения для упругозащемленного стержня « σ_s » и свободноопертого стержня « σ_s^o ».

При заданной величине « m_1 », « α_1 » приближенно определяется из кубического уравнения (при симметричном остаточном прогибе и без поперечной нагрузки):

$$m_1 = \alpha_1 - \frac{\vartheta_0^2}{4\rho^2} \left[\frac{1}{(1 + \alpha_1)^2} - 1 \right] \varphi(U_0) \tag{2}$$

$\rho = \sqrt{\frac{J}{F}}$ - радиус инерции поперечного сечения балки. Для балки-

полоски толщиной t $\rho^2 = t^2/10,9$ и $t^2/4\rho^2 = 2,73$;

ϑ_0 - остаточный (начальный) прогиб посредине балки;

U_0/π - корень уравнения $tg U_0 = -2 \mu EJ U_0 / \ell$;

$$\varphi(U_0) = \frac{1 - \frac{\sin 2U_0}{2U_0}}{(1 - \cos U_0)^2}; \quad \chi_{cp} = \frac{1}{1 + \frac{2\mu EJ}{\ell}}$$

Графики величин U_0/π и $\varphi(U_0)$ в зависимости от среднего значения коэффициента опорной пары χ_{cp} представлены на рис. 1.

Из решения П.Ф. Папковича можно получить и предел применимости этой схемы из условия достижения суммарными напряжениями величины предела текучести σ_T . Упругая линия стержня

$$\vartheta(z) = \left(\cos \frac{2\pi z}{\ell} - \cos U_0 \right) \frac{\alpha_1 \vartheta_0}{(1 + \alpha_1)(1 - \cos U_0)}.$$

Изгибающий момент

$$M(z) = EJ\vartheta'' = EJ \left(\frac{2U_0}{\ell} \right)^2 \frac{\alpha_1 \vartheta_0}{(1 + \alpha_1)(1 - \cos U_0)} \cos \frac{2\pi z}{\ell}.$$

Напряжение от изгиба в крайней фибре балки посередине пролета, при $Z=0$

$$\sigma_{usz} = \frac{M}{W_{\min}} = \frac{EJ \left(\frac{2U_0}{\ell} \right)^2 \alpha_1 \vartheta_0}{W_{\min} (1 + \alpha_1)(1 - \cos U_0)} = \frac{\pi^2 EJ \left(\frac{2U_0}{\pi} \right)^2 F}{\ell^2 F W_{\min} (1 + \alpha_1)(1 - \cos U_0)} \alpha_1 \vartheta_0.$$

Суммарное напряжение в крайней фибре

$$\Sigma \sigma = \sigma_o + \sigma_{usz} = \alpha_1 \sigma_o \left(\frac{2U_0}{\pi} \right)^2 \left[1 + \frac{\vartheta_0}{(1 + \alpha_1)(1 - \cos U_0)r} \right]. \quad (3)$$

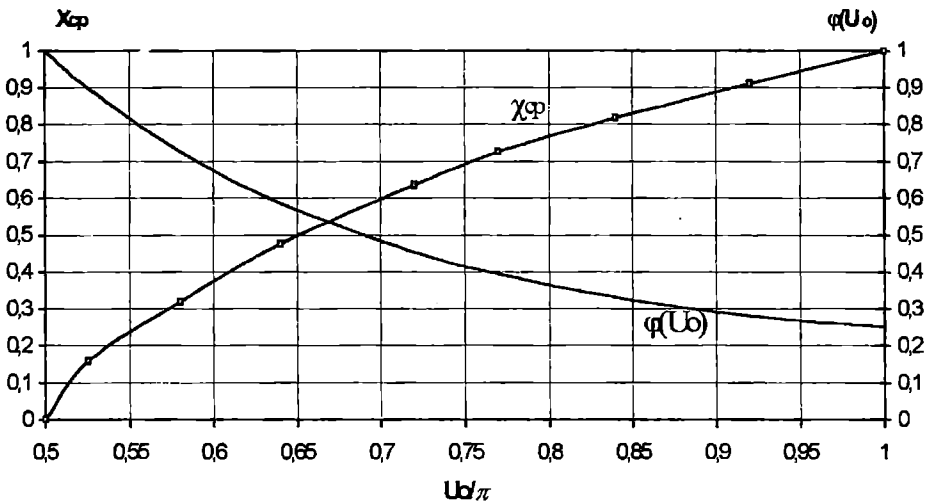


Рис. 1. Графики величин U_0/π и $\varphi(U_0)$ в зависимости от среднего значения коэффициента опорной пары χ_{cp} , где $r = W_{\min}/F$ – радиус ядра сечения.

Решение П.Ф. Папковича для упругой стадии работы справедливо при $\Sigma \sigma \leq \sigma_T$. Для использования этого решения при редуцировании неразрезных пластин и ребер необходимо определить величины “ U ” или “ χ_{cp} ”. В простейшем случае, если соседние пролеты являются свободно опертыми,

$$u = \ell / 3EJ; \quad \chi_{cp} = \frac{1}{1 + \frac{2u EJ}{\ell}} = 0,6 .$$

Если соседние пролеты жестко заделаны

$$u = \ell / 4EJ; \quad \chi_{cp} = \frac{1}{1 + \frac{2u EJ}{\ell}} = \frac{2}{3} \cong 0,67 .$$

При наличии остаточных прогибов в рассматриваемом и соседних пролетах ϑ_0 , ϑ_1 , и ϑ_2 , соответственно, даже в неразрезном ребре имеет место эффект упругого защемления, зависящий от соотношения остаточных прогибов ϑ_0 , ϑ_1 , и ϑ_2 .

2. Известно, что наличие остаточного прогиба ϑ_1'' эквивалентно воздействию дополнительной распределенной нагрузки $\Delta q_1 = T\vartheta_1''$.

В частном случае параболического остаточного прогиба и растягивающей осевой силы T

$$\vartheta_1 = f_i [1 - (2z/\ell)^2]; \quad \Delta q_1 = T f_i = -8T f_i / \ell^2 .$$

Дополнительная нагрузка пропорциональна остаточному прогибу f_i и является равномерно распределенной. Для 3^х-пролетной неразрезной балки со свободноопертыми соседними пролетами и остаточными прогибами ϑ_0 , ϑ_1 , и ϑ_2 (рис.2) величина среднего значения коэффициента опорной пары χ_{cp}

$$\chi_{cp} = \frac{M_1 + M_2}{\frac{\Delta q_0 \ell^2}{12}} = \frac{5}{4+a} \frac{b}{\chi(U)} \left(0,6 + 0,3 \frac{\Delta q_1}{\Delta q_0} + 0,3 \frac{\Delta q_2}{\Delta q_0} \right),$$

где $U = \sqrt{\frac{T\ell^2}{4EJ}}$; $a = \frac{\psi_2(U)}{\psi_1(U)}$; $b = \frac{\psi_0(U)}{\psi_1(U)}$; $\psi_0(U)$, $\psi_1(U)$, $\psi_2(U)$, $\chi(U)$ — известные функции И.Г. Бубнова

При изменении аргумента «U» от $U=1,5$ (при растяжении) до $U=1,5i$ (при сжатии) множитель $\kappa = \frac{5}{4+a} \frac{b}{\chi(U)}$ изменяется в узких пределах $0,975 \leq \kappa \leq 1,01$. Поэтому величина χ_{cp} может быть определена по формуле

$$\chi'_{cp} \cong 0,6 + 0,3 \frac{\vartheta_1}{\vartheta_0} + 0,3 \frac{\vartheta_2}{\vartheta_0} .$$

При жесткозащемленных соседних пролетах

$$\chi''_{cp} \cong 0,67 + 0,165 \frac{\vartheta_1}{\vartheta_0} + 0,165 \frac{\vartheta_2}{\vartheta_0} .$$

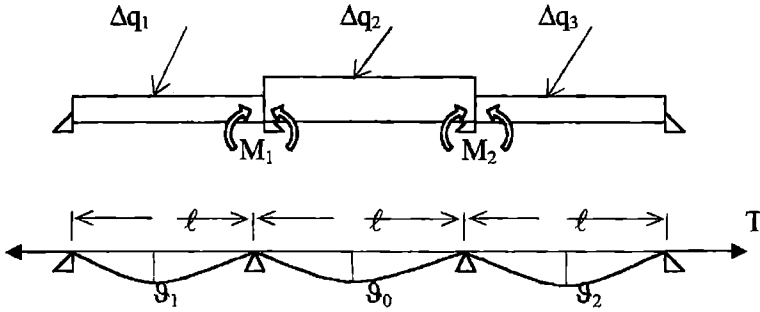


Рис. 2. Схема загрузки 3^х-пролетной неразрезной балки

Вводя средние значения прогибов соседних пролетов $g_{1,2}^{cp} = \frac{g_1 + g_2}{2}$,

получим

$$\chi'_{cp} \cong 0,6 + 0,6 \frac{g_{1,2}^{cp}}{g_0}; \quad \chi''_{cp} \cong 0,67 + 0,33 \frac{g_{1,2}^{cp}}{g_0}.$$

Графики $\chi_{cp} = f\left(\frac{g_{1,2}^{cp}}{g_0}\right)$ представлены на рис. 3.

Поскольку степень заделки соседних пролетов точно неизвестна, можно предположить что,

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } \frac{g_{1,2}^{cp}}{g_0} = 0, \quad \chi_{cp}^m = \frac{\chi'_{cp} + \chi''_{cp}}{2} \cong 0,635; \\ \text{при } -1 < \frac{g_{1,2}^{cp}}{g_0} < 0; \quad \chi_{cp}^m = 0,635 \left(1 + \frac{g_{1,2}^{cp}}{g_0}\right) \\ \text{при } 0 < \frac{g_{1,2}^{cp}}{g_0} < 1, \quad \chi_{cp}^m = 0,635 + 0,365 \frac{g_{1,2}^{cp}}{g_0}. \end{array} \right\} \quad (4)$$

На рис. 3 эта зависимость $\chi_{cp}^m = f\left(\frac{g_{1,2}^{cp}}{g_0}\right)$ изображена пунктирной линией. В табл. 1 определена величина $\frac{2U_0}{\pi} = f(\chi_{cp})$ и величина

$$K'_v = \frac{\sigma_a}{\sigma_s} = \left(\frac{2U_0}{\pi}\right)^2.$$

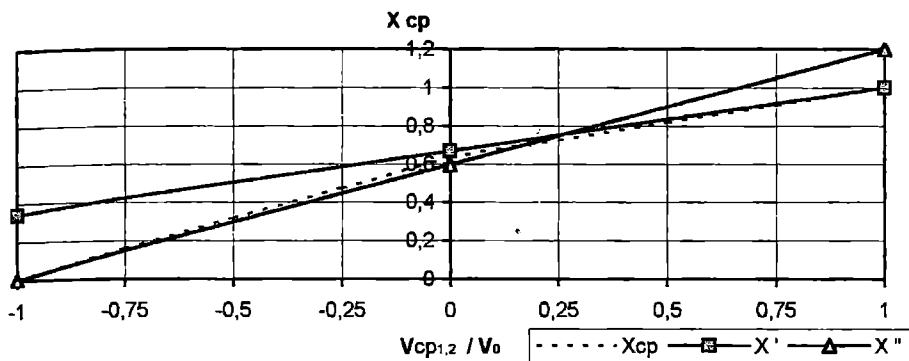


Рис.3. Графики $\chi_{ср} = f\left(\frac{g_{1,2}^{ср}}{g_o}\right)$

Таблица 1

$\frac{g_{1,2}^{ср}}{g_o}$	-1	-0,75	-0,5	-0,25	0	0,25	0,5	0,75	1,0
$\chi_{ср}$	0	0,159	0,318	0,476	0,635	0,726	0,818	0,909	1,0
$\frac{2U_o}{\pi}$ с рис.1	1,0	1,05	1,16	1,28	1,44	1,54	1,68	1,84	2,0
$K'_v = \left(\frac{2U_o}{\pi}\right)^2$	1,0	1,10	1,35	1,64	2,07	2,37	2,82	3,39	4,0
$K''_v = 2,5 + 1,5 \frac{g}{g}$	1,0	1,38	1,75	2,13	2,5	2,88	2,95	3,46	4,0

В последней строке табл. 1 приведены величины K''_v , рекомендуемые в [5], которые существенно завышают величину эйлеровых напряжений.

3. Зная величины $g_o, g_1, g_2, \sigma_{ж}, \sigma_o^o, K'_v = f(\chi_{ср}) = f\left(\frac{g_{1,2}^{ср}}{g_o}\right)$ и

$\sigma_s = \sigma_o^o K'_v$, можно определить величину редуционного коэффициента либо путем построения графиков $m_1 = f(\alpha_1)$, либо решая кубическое

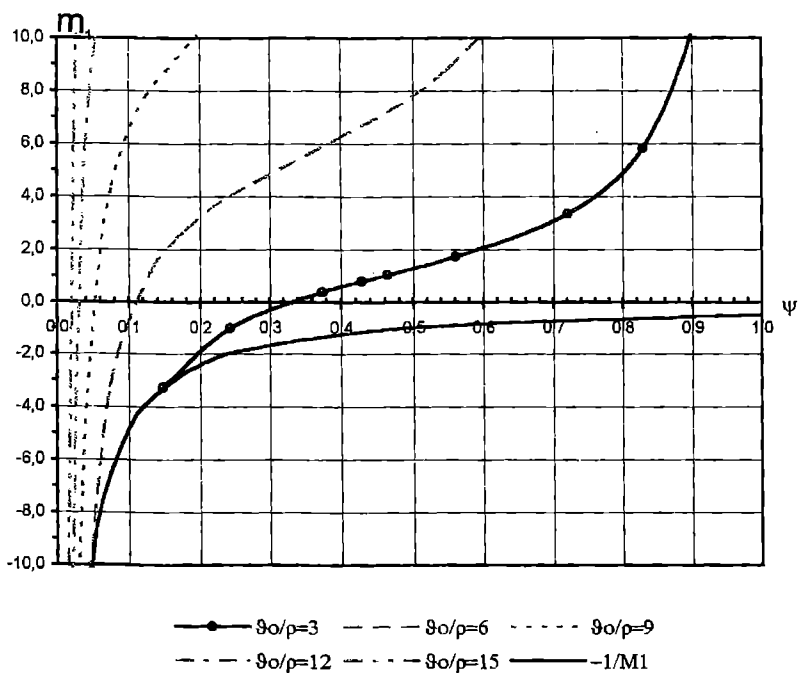
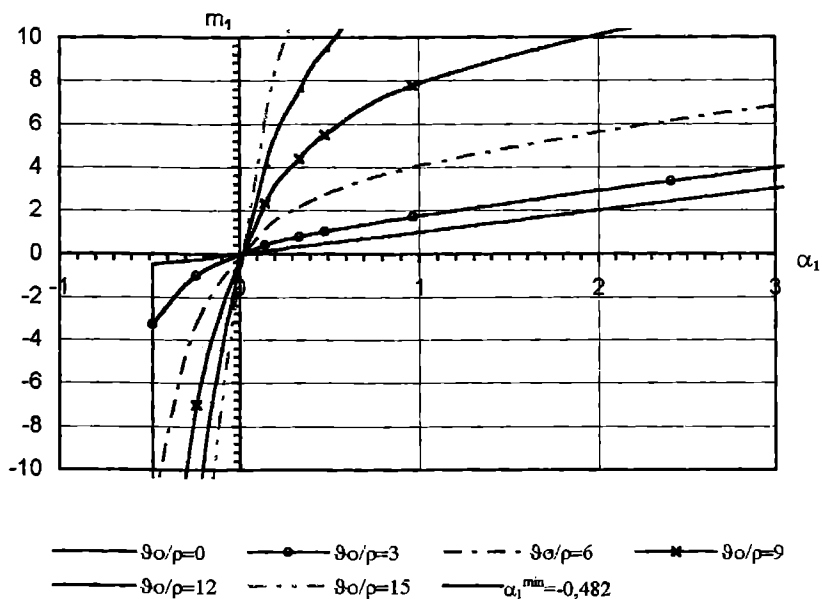


Рис. 4, а. Графики $m_1 = f(\alpha_1)$ и $\psi = \frac{\alpha_1}{m_1}$ при $\frac{\rho_{1,2}^{cp}}{\rho_0} = 0$ (вмятина)

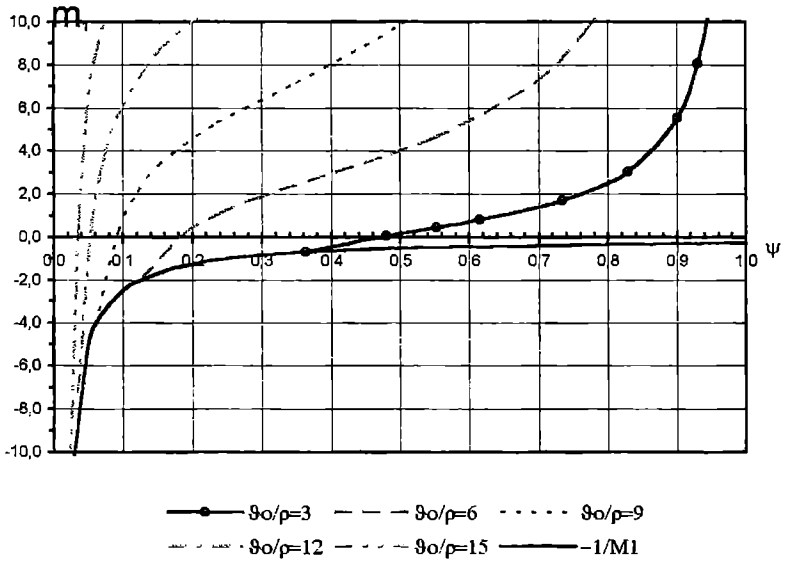
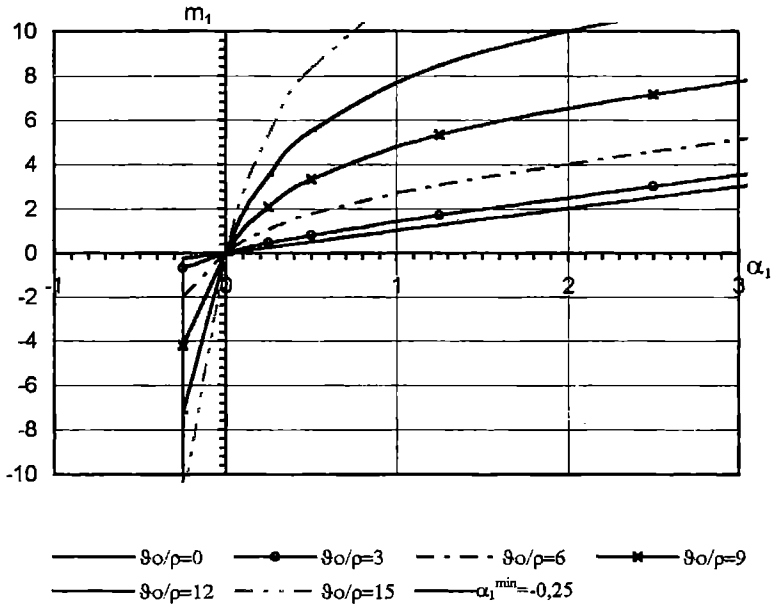


Рис. 4,в. Графики $m_1 = f(\alpha_1)$ и $\psi = \frac{\alpha_1}{m_1}$ при $\frac{\rho_{1,2}^{cp}}{\rho_0} = 1$ (гофрировка)

уравнение или методом подбора. Если учесть, что для неразрезного ребра или балки-полоски, сжимающие напряжения не могут превосходить σ_s^o , то при построении графиков $m_1 = f(\alpha_1)$, необходимо ограничить величину $\alpha^{\min} = \frac{\sigma_s^o}{\sigma_s^o} \geq -1$, а $\alpha_1^{\min} = \frac{\alpha}{\left(\frac{2U_o}{\pi}\right)^2} \geq -\frac{1}{\left(\frac{2U_o}{\pi}\right)^2}$. На рис.4

построены графики $m_1 = f(\alpha_1)$ и $\psi = \frac{\alpha_1}{m_1}$ при значениях параметра

$\frac{g_{1,2}^{cp}}{g_o} = 0,1$, при $\frac{g_o}{\rho} = 0 \div 15$. Графики свидетельствуют о существенном

изменении редуционного коэффициента.

4. В [5] приведена приближенная формула для определения редуционного коэффициента ψ :

$$\psi = \frac{1}{1 + K \cdot \varphi_i} \leq \frac{\sigma_s^o}{\sigma_{жс}}$$

где $K = \frac{11}{\bar{\sigma}_s} \left(20 \frac{g_o}{l}\right)^2 \frac{235}{\sigma_T^n}$, $\sigma_s = \sigma_s^o \cdot K_v^n$, $K_v^n = 2,5 + 1,5 \frac{g_{1,2}^{cp}}{g_o}$, $\bar{\sigma}_{жс} = \frac{|\sigma_{жс}|}{\sigma_s}$,

$$\bar{\sigma}_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_T^n};$$

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{1 + 0,5 \bar{\sigma}_{жс}}{(1 + \bar{\sigma}_{жс})^2} \quad \text{— при растяжении} \\ \varphi_2 &= \frac{1 - 0,5 \bar{\sigma}_{жс}}{(1 - \bar{\sigma}_{жс})^2} \quad \text{— при сжатии.} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Если учесть, что при $\sigma^{\max}_{жс} = \pm \sigma_T$ и $\sigma_s = (0,1 \div 4) \sigma_T$, $\bar{\sigma}_{жс} = \pm(0,25 \div 10)$, то структура формул (5) явно ограничивает их использование. Так,

при $|\bar{\sigma}_{жс}| = 1$, $\varphi_2 = \infty$, $\psi = 0$;

при $|\bar{\sigma}_{жс}| = 2$, $\varphi_2 = 0$, $\psi = 1$, что совершенно нереально.

В табл. 2 приведены результаты определения редуционных коэффициентов для двух вариантов гофрировок и вмятин, из которой следует, что формулы [5] соответствуют результатам прямого расчета по схеме П.Ф. Папковича только в узком диапазоне исходных данных.

Поэтому в практических расчетах целесообразнее использовать прямой расчет по методике П.Ф. Папковича.

5. Рассматриваемая схема редуцирования неразрезных ребер и пластин может использоваться только при условии, когда суммарные напряжения в крайней фибре не превышают предела текучести σ_T , т.е. если

$$\alpha_1 \sigma_s^o \left(\frac{2U_o}{\pi} \right)^2 \left[1 + \frac{\vartheta_o}{(1 + \alpha_1)(1 - \cos U_o)} r \right] < \sigma_T \quad (6)$$

В противном случае, редуциционный коэффициент будет меньше, чем $\psi^o = \frac{\alpha_1}{m_1}$, определенный по схеме П.Ф. Папковича из-за возникновения пластических деформаций.

Таблица 2

Гофрировка								
$t=20\text{мм}, b=800\text{мм}, \sigma_s^o = 0,53\sigma_T, \sigma_{жс} = \pm 0,9\sigma_T, \vartheta_o = \vartheta_1 = \vartheta_2 = 46\text{мм}$								
$\frac{\vartheta_{1,2}^{cp}}{\vartheta_o} = 1$	Методика [5]							
	K_v	σ_s	$\bar{\sigma}_{жс}$	φ_1^p	$\varphi_2^{сжс}$	ψ_1^p	$\psi_2^{сжс}$	
	4	$2,12\sigma_T$	0,424	0,598	2,37	0,196	0,058	
	Методика П.Ф. Папковича							
	$(2U_o/\pi)^2$	σ_s	$\varphi(U_o)$	$m_1 = \frac{\sigma_{жс}}{\sigma_s}$	α_1	α_2	ψ_1^p	$\psi_2^{сжс}$
	4	$2,12\sigma_T$	0,25	$\pm 0,425$	+0,056	-0,0487	0,132	0,115
Вмятина, ребро								
$\ell = 2700\text{мм}, J_p = 3017\text{см}^4, F_p = 130,7\text{см}^2, \sigma_s^o = 2,74\sigma_T, \sigma_{жс} = \pm 0,9\sigma_T, \vartheta_o = 93\text{мм}, \vartheta_1 = \vartheta_2 = 0$								
$\frac{\vartheta_{1,2}^{cp}}{\vartheta_o} = 0$	Методика [5]							
	K_v	σ_s	$\bar{\sigma}_{жс}$	φ_1^p	$\varphi_2^{сжс}$	ψ_1^p	$\psi_2^{сжс}$	
	2,5	$6,92\sigma_T$	0,13	0,834	1,235	0,613	0,517	
	Методика П.Ф. Папковича							
	$(2U_o/\pi)^2$	σ_s	$\varphi(U_o)$	$m_1 = \frac{\sigma_{жс}}{\sigma_s}$	α_1	α_2	ψ_1^p	$\psi_2^{сжс}$
	2,14	$5,94\sigma_T$	0,435	$\pm 0,151$	0,088	-0,079	0,581	0,520

При гофрировке перекрытий с поперечной системой набора условие (6) обычно выполняется и расчет редуционного коэффициента по схеме П.Ф. Папковича является окончательным. При наличии вмятин при продольной системе набора, условие (6), как правило, не выполняется и величину редуционного коэффициента, полученного по схеме П.Ф. Папковича ψ^0 , необходимо умножить на поправочный коэффициент $K_1 \leq 1$, $\psi = \psi^0 \cdot K_1$. Величину этого коэффициента для наиболее практически важного случая, вмятины ($\frac{g_{1,2}^{cp}}{g_0} = 0$), можно определить по приближенной формуле, полученной в работе [1]:

- при $\sigma_{ж} > 0$ (растяжение)

$$K_1 = 1 + \frac{\sigma_{жс}}{\sigma_T} \left[0,4 - 2,9 \frac{g_0}{\ell} + 0,0137 \frac{\sigma_3^0}{\sigma_T} - 0,896 \frac{\sigma_{жс}}{\sigma_T} + 50,1 \left(\frac{g_0}{\ell} \right)^2 - 0,522 \frac{g_0}{\ell} \frac{\sigma_3}{\sigma_T} + 0,00123 \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_T} \right)^2 + 0,329 \left(\frac{\sigma_{жс}}{\sigma_T} \right)^2 \right];$$

- при $\sigma_{ж} < 0$ (сжатие)

$$K_1' = 1 + \frac{\sigma_{жс}}{\sigma_T} \left[-0,402 + 1,6 \frac{g_0}{\ell} - 0,015 \frac{\sigma_3^0}{\sigma_T} - 0,982 \frac{\sigma_{жс}}{\sigma_T} - 45,2 \left(\frac{g_0}{\ell} \right)^2 + 0,614 \frac{g_0}{\ell} \frac{\sigma_3}{\sigma_T} - 0,00142 \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_T} \right)^2 - 0,362 \left(\frac{\sigma_{жс}}{\sigma_T} \right)^2 \right].$$

6. Рассмотренная в статье методика, уточняет процедуру редуцирования ребер и пластин с остаточными прогибами и традиционную методику определения предельного изгибающего момента по схеме Бубнова-Папковича-Шиманского [9].

При оценке технического состояния корпуса и предельных изгибающих моментов в конце срока службы, необходимо дополнительно учитывать отрицательное влияние изгибно-крутильной формы сложного изгиба из-за остаточного закручивания продольных ребер ($d/h \leq 1/7$) и канавочной коррозии вдоль сварных швов, соединяющих ребра с обшивкой. Традиционные рекомендации по определению так называемых жестких элементов перекрытий, также нуждаются в более тщательном обосновании.

Проблема определения пластических предельных изгибающих моментов в последнее время является предметом интенсивных исследований, поскольку состояние равновесия корпуса судна в предельном состоянии является неустойчивым и характеризуется большой изменчивостью [3, 10, 11].

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов А.В. Определение редуционных коэффициентов деформированных продольных ребер жесткости/Труды ГИИВ. - Горький, 1989.- Вып.243. - С. 31-44.
2. Инструкция по определению технического состояния, обновлению и ремонту корпусов морских судов // Правила классификационных освидетельствований судов, 1998г.// Бюллетень изменений и дополнений № 1 // Российский морской регистр судоходства – СПб, 2000.
3. Козляков В.В. Об учете экстремальных волновых нагрузок при проектировании судовых корпусов// Вісник Одеського державного морського університету. - Одеса, ОДМУ, 1999. - Вип. 3.- с. 119-133.
4. Козляков В.В. Опыты на тихой воде: обработка измерений и анализ результатов. Приложения №1, 2, 3 к Отчету комиссии по обследованию судов типа «Ленинград» /ЛЦПКБ, арх.№54-А100-70,71,72. – Л., 1954.
5. Нормативно-методические указания по расчетам прочности морских судов. Сборник нормативно-методических материалов. Книга одиннадцатая//Российский Морской Регистр Судоходства. - СПб, 2002.
6. Папкович П.Ф. Сборник НИВК. - Ленинград, 1934.
7. Папкович П.Ф. Строительная механика корабля. Часть II. – Л., 1941.
8. Папкович П.Ф. Труды по прочности. - Ленинград, 1956.
9. Справочник по строительной механике корабля. В 3 т /Под ред. Ю.А. Шиманского. – Т.3 - Ленинград: Судостроение, 1960.
10. Egorov G.V., Kozlyakov V.V. An Assessment of the estimate plastic strength of the ships aged hulls. Proceedings of the 8th Int. Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures, vol.2, p.1013-1019, Shanghai, China, 2001.
11. Report of special task Committee VI.2 "Ultimate Hull Girder Strength"., Proceedings of the 14th Int. Ship Structure and Offshore Structures Congres. Vol. 2. - 2000. - Nagasaki, Japan.

УДК 621.867.2:517.946

ПОПЕРЕЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ПЕРИОДИЧЕСКИ
ЗАГРУЖЕННОЙ ЛЕНТЫ КОНВЕЙЕРА

И.Ф. Шумлянский

Рассматривается движущаяся гибкая плоская лента конвейера, несущая сыпучий материал, который в силу технологических условий загрузки распределен периодически вдоль ленты. В такой системе могут возникать параметрические резонансы, проявляющиеся в интенсивных поперечных колебаниях ленты. Предпринятое в статье изучение условий появления резонансов позволит при необходимости предотвращать эти нежелательные явления.

Выделим какой-либо участок вначале неподвижной ленты, опирающийся на соседние поддерживающие ролики a и b (рис. 1). Обозначим l расстояние между их осями, с которыми свяжем систему координат x, u . Будем участок ленты $a b$ с нагрузкой моделировать струной с периодической периода $2s$ погонной массой $m(x)$. Игнорируя предполагаемый малый прогиб, струну будем считать прямолинейной. Разложим $m(x)$ в ряд Фурье; ограничившись двумя первыми членами разложения, будем иметь

$$m(x) = m_0 + \varepsilon m_0 m_{11} \cos \pi x / s ,$$

где $m_0 = const$,

$0 < \varepsilon \ll 1$ - малый параметр, характеризующий степень неоднородности распределения нагрузки;

$|m_{11}|$ - число порядка единицы.

В случае, когда лента (струна) совершает аксиальное движение со скоростью v , погонная масса в неподвижной системе координат x, u в месте x в момент времени t равна

$$m(x, t) = m_0 + \varepsilon m_0 m_{11} \cos \pi (x - vt) / s . \quad (1)$$

Скорость аксиального движения ленты v и ее натяжение T примем постоянными. Кроме того, натяжение T будем считать значительным, что позволяет при рассмотрении поперечных колебаний ленты игнорировать погонную силу тяжести ленты с нагрузкой. Обозначим $u(x, t)$ поперечное

отклонение точки струны (ленты) от положения ее равновесия в месте x в момент времени t .

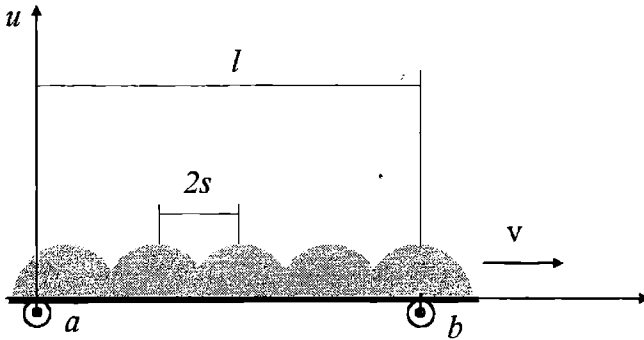


Рис.1. Участок ленты с нагрузкой

При сделанных предположениях малые поперечные колебания ленты (струны) с нагрузкой, совершающей аксиальное движение, описываются следующим дифференциальным уравнением

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial x} - \left(\frac{T}{m(x, t, \varepsilon)} - v^2 \right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \varepsilon \frac{\eta_c}{m(x, t, \varepsilon)} \frac{\partial u}{\partial t} = 0, \quad x$$

где η_c – коэффициент сопротивления.

Упрощая задачу, разложим коэффициенты в ряд по степеням малого параметра ε и отбросим члены $\sim \varepsilon^2$ и выше. В результате получим

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial x} - (c_0 + sh) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \varepsilon \frac{\eta_c}{m_0} \frac{\partial u}{\partial t} = 0, \quad (2)$$

где

$$c_0 = \frac{T}{m_0} - v^2, \\ h = -\frac{Tm_{11}}{m_0} \cos\left(\frac{\pi}{s}x - \Omega t\right), \\ \Omega = \frac{\pi v}{s}.$$

Функция $u(x, t)$ должна удовлетворять граничным и начальным условиям:

$$u(0, t) = 0; \quad u(l, t) = 0; \quad (3)$$

$$u(x,0) = g_1(x); \quad u_t(x,0) = g_2(x). \quad (4)$$

Сформулированная начально-краевая задача (2) – (4) является квазидвуволновой [1]. Это означает, что простейшие частные решения (моды) краевой задачи (2)–(3) в невозмущенном случае ($\varepsilon = 0$) представляют собой суммы двух стоячих волн одной частоты, но со смещенными на $\pi/2$ фазами, т.е. имеют двуволновой вид. Эта особенность колебаний порождена аксиальным перемещением массы, что в уравнении (2) представлено гироскопическим членом со смешанной производной, выражающим действие сил инерции Кориолиса. Как показано в [1], традиционные аналитические приближенные методы по отношению к квазидвуволновым задачам неэффективны: при малом числе членов представления решения не улавливается двуволновой характер колебаний, а при большом – теряется аналитическая обозримость результата и усложняются вычисления.

Далее используется разработанный автором эффективный приближенный метод [1], представляющий собой модификацию известного метода Бубнова-Галеркина-Канторовича-Власова (БГКВ). Эта модификация применительно к квазидвуволновым задачам удовлетворяет “требованию адекватности” форм приближенного и точного в невозмущенном случае решений, “принципу соответствия” и “требованию рационального приведения”. Благодаря этому при стремлении параметров возмущения к нулю приближенное решение возмущенной задачи переходит в точное решение соответствующей невозмущенной задачи. Традиционная форма приближенного метода БГКВ применительно к рассматриваемым задачам указанным требованиям не удовлетворяет.

Перейдем в задаче (2) – (4) к безразмерным $\hat{x}, \hat{t}, \hat{u}$ по формулам

$$\hat{x} = \frac{x}{l}, \quad \hat{t} = \omega_1 t, \quad \hat{u} = \frac{u}{l}, \quad (5)$$

после чего задача примет вид:

$$\frac{\partial^2 \hat{u}}{\partial \hat{x}^2} + (2\hat{a} + \varepsilon \hat{h}_1) \frac{\partial^2 \hat{u}}{\partial \hat{x} \partial \hat{t}} - (\hat{c}_0 + \varepsilon \hat{h}) \frac{\partial^2 \hat{u}}{\partial \hat{x}^2} + \varepsilon \hat{\eta} \frac{\partial \hat{u}}{\partial \hat{t}} = 0 \quad (6)$$

$$(\hat{x}, \hat{t} \in D: 0 < \hat{x} \leq 1, \hat{t} \geq 0);$$

$$\hat{u}(0, \hat{t}) = 0; \quad \hat{u}(1, \hat{t}) = 0; \quad (7)$$

$$\hat{u}(x,0) = \hat{g}_1(x); \quad \hat{u}_t(x,0) = \hat{g}_2(x), \quad (8)$$

где

$$\begin{aligned} \hat{a} &\equiv \hat{v} = \frac{v}{l\omega_1}; \\ \hat{h}_1 &= 0; \\ \hat{c}_0 &= \frac{T - m_0 v^2}{m_0 \omega_1^2 l^2}; \\ \hat{h} &= \frac{-Tm_{11}}{m_0 \omega_1^2 l^2} \cos\left(\frac{\pi l}{s} \hat{x} - \hat{\Omega} \hat{t}\right); \\ \hat{\Omega} &= \frac{\pi v}{s\omega_1}; \\ \hat{\eta} &= \frac{\eta c}{m_0 \omega_1}; \\ \omega_1 &= \frac{\pi}{l} \frac{c_0}{\sqrt{v^2 + c_0}}; \\ \hat{g}_1(\hat{x}) &= \frac{g_1(\hat{x})}{l}; \\ \hat{g}_2(\hat{x}) &= \frac{g_2(\hat{x})}{l\omega_1}; \end{aligned} \quad (9)$$

функция $\hat{h}(\hat{x}, \hat{t}, \hat{\Omega})$ \hat{T} -периодична по \hat{t} , причем

$$\hat{T} = 2\pi / \hat{\Omega},$$

где

$\hat{\Omega} = \Omega / \omega_1$ – безразмерная частота возбуждения.

Сделаем замену переменных

$$U_1(\hat{x}, \hat{t}) = \frac{\partial \hat{u}}{\partial \hat{t}}, \quad U_2(\hat{x}, \hat{t}) = \frac{\partial \hat{u}}{\partial \hat{x}}, \quad \vec{U} = \begin{pmatrix} U_1 \\ U_2 \end{pmatrix}. \quad (10)$$

В результате задача (6) – (8) сводится к системе дифференциальных уравнений в частных производных первого порядка

$$\tilde{L}_2 \vec{U} \equiv A \frac{\partial \vec{U}}{\partial \hat{t}} + (C_0 + \varepsilon C_1) \frac{\partial \vec{U}}{\partial \hat{x}} + \varepsilon D \vec{U} = 0 \quad (11)$$

$$(\hat{x}, \hat{t} \in \hat{D}: 0 \leq \hat{x} \leq 1; \hat{t} \geq 0)$$

с граничными и начальными условиями

$$U_1(0, \hat{t}) = 0, \quad U_1(1, \hat{t}) = 0, \quad (12)$$

$$U_1(\hat{x}, 0) = \hat{g}_2(\hat{x}), \quad U_2(\hat{x}, 0) = \frac{d\hat{g}_1(\hat{x})}{d\hat{x}}, \quad (13)$$

матрицы

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \hat{c}_0 \end{pmatrix}, \quad C_0 = \begin{pmatrix} 2\hat{a} & -\hat{c}_0 \\ -\hat{c}_0 & 0 \end{pmatrix}, \quad C_1 = \begin{pmatrix} 0 & -\hat{h} \\ 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad D = \begin{pmatrix} \hat{\eta} & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad (14)$$

причем A, C_0, D – постоянные матрицы, а C_1 – \hat{T} -периодическая по \hat{t} матрица.

Вначале рассмотрим соответствующую (11)–(12) невозмущенную задачу ($\varepsilon = 0$). Ее точное решение имеет вид

$$\vec{U} = \sum_{\pm k=1}^n \hat{C}_k e^{i\hat{\omega}_k \hat{t}} \vec{V}_k(\hat{x}), \quad (15)$$

где \hat{C}_k – произвольные постоянные,

$$\hat{\omega}_k = \frac{k\pi\hat{c}_0}{\sqrt{\hat{v}^2 + \hat{c}_0}},$$

$$\lambda_k = i\hat{\omega}_k,$$

$$\vec{V}_k \equiv \begin{pmatrix} V_{k1} \\ V_{k2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} i2 \sin k\pi\hat{x} \exp \lambda_k \hat{v}\hat{x} / \hat{c}_0 \\ \frac{2}{\hat{c}_0} (i\hat{v} \sin k\pi\hat{x} + \sqrt{\hat{v}^2 + \hat{c}_0} \cos k\pi\hat{x}) \exp \lambda_k \frac{\hat{v}\hat{x}}{\hat{c}_0} \end{pmatrix}, \quad (16)$$

причем $\vec{V}_{-k} = \overline{\vec{V}_k}$. В правильности решения (15) можно убедиться непосредственной проверкой.

Приближенное решение возмущенной задачи (11)–(13), удовлетворяя “требованию адекватности”, будем искать в форме (15)

$$\vec{U}^{(n)} = \sum_{\pm k=1}^n \varphi_k(\hat{t}) \vec{V}_k(\hat{x}), \quad (17)$$

где координатные вектор-функции суть \vec{V}_k (16), $\varphi_k(\hat{t})$ подлежат определению. С целью сведения задачи к обыкновенным дифференциальным уравнениям подставим $\vec{U}^{(n)}$ в (11) и потребуем ортогональности вектор-невязки к координатным вектор-функциям

$$(\tilde{L}_2 \vec{U}^{(n)}, \vec{V}_\nu) = 0, \quad \pm \nu = 1, 2, \dots, n. \quad (18)$$

После вычислений приведем эту систему с периодическими во времени коэффициентами к каноническому виду

$$\dot{\vec{\varphi}} = (C + \varepsilon B) \vec{\varphi}, \quad (19)$$

где

$$\vec{\varphi} = \text{colon}(\varphi_{-n}, \dots, \varphi_{-1}, \varphi_1, \dots, \varphi_n);$$

$$C = i \text{diag}(\hat{\omega}_{-n}, \dots, \hat{\omega}_{-1}, \hat{\omega}_1, \dots, \hat{\omega}_n);$$

$$\hat{\omega}_k = \frac{k\pi\hat{c}_0}{\sqrt{\hat{\nu}^2 + \hat{c}_0}}, \quad \pm k = 1, \dots, n;$$

$$B = \|b_{\nu,k}\|, \quad \pm \nu, \pm k = 1, \dots, n;$$

$$b_{\nu k} = \frac{\hat{c}_0}{4(\hat{c}_0 + \hat{a}^2)} \int_0^1 (\hat{h}V'_{k2}\bar{V}_{\nu 1} - \hat{\eta}V_{k1}\bar{V}_{\nu 1}) d\hat{x};$$

матрица $B - \hat{T}$ -периодическая. Вычисление $b_{\nu k}$ с учетом выражения \hat{h} (9) приводит к следующему:

$$b_{\nu k} = -d_{\nu k} + g_{\nu k} \sin \hat{\Omega} \hat{t} + h_{\nu k} \cos \hat{\Omega} \hat{t}, \quad (20)$$

причем $d_{\nu k}, g_{\nu k}, h_{\nu k}$ — комплексные числа. Система (19) с диагональной матрицей C удобна для исследования, т.е. выполняется “требование рационального приведения”.

Пусть $\vec{\varphi}_\nu (\pm \nu = 1, \dots, n)$ — фундаментальная система вектор-решений уравнения (19), которая может быть получена с помощью известных методик [2]. Запишем его общее вектор-решение

$$\vec{\varphi} = \sum_{\pm \nu=1}^n \hat{C}_\nu \vec{\varphi}_\nu(\hat{t}).$$

Взяв и подставив компоненты φ_k в (17), получим приближенное решение задачи (11)–(13)

$$\vec{U}^{(n)} = \sum_{\pm k=1}^n \sum_{\pm \nu=1}^n \hat{C}_\nu \varphi_{\nu k} \vec{V}_k, \quad (21)$$

где \hat{C}_ν — постоянные, определяемые из какого-либо условия наилучшего удовлетворения начальных условий (13).

Очевидно, что при $\varepsilon = 0$ метод дает точное решение (15) задачи (11),(12); а при $\varepsilon = 0$ и $n = \infty$ при соответствующем подборе значений постоянных \hat{C}_v получается точное решение задачи (11)–(13), т.е. выполняется “принцип соответствия”.

С практической точки зрения наибольший интерес представляет нахождение среди частот возбуждения $\hat{\Omega}$ в (20) их критических значений $\hat{\Omega}_{кр}$, при которых возникают параметрические резонансы. Вопрос сводится к вычислению и анализу характеристических показателей $\alpha_v (\pm v = 1, 2, \dots, n)$ системы (19), которые содержатся в ее фундаментальной системе вектор-решений [2]

$$\vec{\varphi}_v(\hat{t}) = e^{\alpha_v \hat{t}} \vec{f}_v(\hat{t}), \quad \vec{f}_v(\hat{t} + \hat{T}) = \vec{f}_v(\hat{t}), \quad (\pm v = 1, 2, \dots, n).$$

Параметрический резонанс (неустойчивость тривиального решения системы (19)) возникает, очевидно, в случае, когда вещественная часть хотя бы одного из $\alpha_v (\pm v = 1, 2, \dots, n)$ положительна. Множество значений параметров механической системы, при которых возникает параметрический резонанс, называется областью параметрического резонанса.

Для исследования характеристических показателей системы (19) удобно использовать метод [2], который позволяет находить области как простых, так и комбинационных резонансов. Применение этого метода к исследованию системы (19) при $n = 2$ привело к следующим критическим частотам возбуждения:

$$\hat{\Omega}_{кр}^{(N)} = N \hat{\omega}_1, \quad N = 1, 2, 3, 4. \quad (22)$$

Вспомня, что $\hat{\Omega} = \Omega / \omega_1$, $\hat{\omega}_1 = \omega_1 / \omega_1$, представим размерные критические частоты возбуждения

$$\Omega_{кр}^{(N)} = N \omega_1 = N \frac{\pi}{l} \frac{c_0}{\sqrt{v^2 + c_0}} = N \frac{\pi}{l} \frac{m_0}{\sqrt{T/m_0}} \frac{T}{-v^2}. \quad (23)$$

Через Ω было обозначено

$$\Omega = \frac{\pi v}{s}$$

Подставляя это выражение Ω в формулу (23), получим соотношение между параметрами системы, при котором возникает параметрический резонанс

$$\frac{v}{s} = N \frac{1}{l} \frac{\frac{T}{m_0} - v^2}{\sqrt{\frac{T}{m_0}}}, \quad N = 1, 2, 3, 4. \quad (24)$$

Из равенства (24) найдем критические скорости

$$v_{кр}^{(N)} = \left[-\frac{1}{N} \frac{l}{2s} + \sqrt{\frac{1}{N^2} \left(\frac{l}{2s} \right)^2 + 1} \right] \sqrt{\frac{T}{m_0}}, \quad N = 1, 2, 3, 4; \quad (25)$$

т.е. скорости аксиального движения ленты конвейера, при которых возникает параметрический резонанс в поперечных колебаниях ее участка ab .

ЛИТЕРАТУРА

1. Шумлянський І.Ф. Стационарні і нестационарні коливання струни з позовжньо рухомою неперервною масою. - Одеса: Редакційно-видавничий відділ обласного управління по пресі, 1994. - 163 с.
2. Якубович В.А., Старжинский В.М. Линейные дифференциальные уравнения с периодическими коэффициентами и их приложения. - М.: Наука, 1991. - 416 с.

УДК 629.12.073.243.4:532.59

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИФРАКЦИОННЫХ СИЛ ПРИ ПРОДОЛЬНОЙ КАЧКЕ ТОНКОГО СУДНА НА ГЛУБОКОЙ ВОДЕ

А.В. Демидюк

Необходимость в рассмотрении и решении дифракционной задачи при исследовании качки возникает в случае, когда гидродинамические характеристики находятся путем интегрирования по поверхности корпуса судна гидродинамических давлений.

Рассмотрим продольную качку судна без хода на регулярном волнении малой амплитуды. Жидкость, в которой плавает судно, будем считать идеальной и несжимаемой, а её возмущенное движение - потенциальным. Глубина водоема предполагается безграничной.

Используя допущения линейной теории волновых движений жидкости, представим потенциал её возмущенных скоростей в виде двух слагаемых: потенциала $\Phi^*(x, y, z, t)$, вызванного присутствием неподвижного корпуса судна на поверхности взволнованной жидкости, и потенциала $\Phi_w(x, y, z, t)$, описывающего систему набегающих регулярных волн

$$\Phi(x, y, z, t) = \Phi^*(x, y, z, t) + \Phi_w(x, y, z, t) . \quad (1)$$

В свою очередь потенциал $\Phi^*(x, y, z, t)$ можно представить в виде суммы

$$\Phi^*(x, y, z, t) = \Phi_d(x, y, z, t) + \Phi_e(x, y, z, t) , \quad (2)$$

где $\Phi_d(x, y, z, t)$ - дифракционный потенциал; $\Phi_e(x, y, z, t)$ - потенциал излучения.

Область E , в которой определим потенциал $\Phi_d(x, y, z, t)$, представляет собой часть нижнего полупространства, ограниченного смоченной поверхностью судна S и свободной поверхностью жидкости Σ . Поверхность Σ - это часть плоскости $z = 0$ вне ватерлинии $S \cap \{z = 0\}$.

Корпус судна считаем тонким, предполагая, что его ширина мала по сравнению с длиной, а нормаль к смоченной поверхности мало отклоняется от направления оси Oy . В этом случае граничные условия на смоченной поверхности можно перенести на диаметрально плоскость судна S_0 , а область E заменить областью E_0 , которая представляет собой нижнее полупространство с исключенной диаметральной плоскостью S_0 .

Свободная поверхность Σ_0 в этом случае — это плоскость $z = 0$, с исключенным отрезком $\left[-\frac{L}{2}, \frac{L}{2}\right]$ оси Ox .

Дифракционный потенциал будем искать в виде суммы косинусной и синусной составляющих

$$\Phi_d(x, y, z, t) = \Phi_{dc}(x, y, z) \cos(\sigma t) + \Phi_{ds}(x, y, z) \sin(\sigma t). \quad (3)$$

Учитывая тонкость судна и можно записать

$$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_d(x, y, z, t) = \pm f(x, z) \cos(\sigma t - \varepsilon), \quad y = \pm 0, (x, z) \in S_0. \quad (4)$$

Составляющие потенциала должны удовлетворять следующим дифференциальным системам:

$$\Delta \Phi_{dc,s}(x, y, z) = 0, \quad (x, y, z) \in E_0 \quad (5)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial z} + k\right) \Phi_{dc,s}(x, y, z) = 0, \quad z = 0 \quad (x, y) \in \Sigma_0 \quad k = \frac{\sigma^2}{g} \quad (6)$$

$$\lim_{r \rightarrow \infty} |\text{grad} \Phi_{dc,s}(x, y, z)| = 0 \quad (7)$$

$$\lim_{z \rightarrow \infty} |\text{grad} \Phi_{dc,s}(x, y, z)| = 0, \quad (x, y, z) \in E_0$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_{dc}(x, \pm 0, z) = \pm f_c(x, z), \quad (x, z) \in S_0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_{ds}(x, \pm 0, z) = \pm f_s(x, z), \quad (x, z) \in S_0. \quad (9)$$

В плоскости $y = 0$ вне S_0 условия (1.7) и (1.8) имеют вид

$$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_{dc,s}(x, \pm 0, z) = 0. \quad (10)$$

Потенциал $\Phi_d(x, y, z, t)$ должен, кроме того, удовлетворять принципу излучения.

Таким образом ставится краевая задача определения дифракционного потенциала по заданному значению скачка его нормальной производной на корпусе судна. Величина этого скачка зависит от характеристик набегающего регулярного волнения. Дифракционный и волновой потенциалы связаны между собой условием дифракции

$$\frac{\partial \Phi_d}{\partial y} = -\frac{\partial \Phi_w}{\partial y} \quad (11)$$

Так как рассматриваемая задача сформулирована в рамках линейной теории качки судна и потенциалы Φ_d и Φ_w изменяются во времени по гармоническому закону, то учитывая выражение (11) можно предположить, что потенциалы Φ_d и Φ_w изменяются во времени по одному и тому же закону.

При решении задачи используем преобразование Фурье-Митчеля [2] для потенциала Φ_{dc} . Разлагая потенциалы Φ_{dc} и Φ_{ds} в обобщенный интеграл Фурье-Митчеля по собственным функциям дифференциального

оператора $-\frac{d^2}{dz^2}$ на полуоси $0 \leq z \leq \infty$, учитывая (6), в качестве граничного условия на свободной поверхности принимаем

$$\frac{\partial \Psi}{\partial z} + k\Psi = 0, \quad \text{при } z = 0 \quad (12)$$

Положительным собственным числам $\mu^2 > 0$ соответствует функция

$$\Psi(z, \mu) = \cos(\mu z) - \frac{k}{\mu} \sin(\mu z), \quad (13)$$

а отрицательному собственному числу $-k^2 < 0$ функция e^{-kz} .

Формулы трансформации таковы:

$$\Phi_{dc}(x, y, z) = \int_0^{\infty} g_c(x, y, \mu) \Psi(z, \mu) \frac{\mu^2 d\mu}{k^2 + \mu^2} + G_c(x, y) e^{-kz}, \quad (14)$$

$$\frac{2}{\pi_0} \int_0^{\infty} \Psi(z, \mu) \Phi_{dc}(x, y, z) dz = g_c(x, y, \mu), \quad (15)$$

$$2k \int_0^{\infty} \Phi_{dc}(x, y, z) e^{-kz} dz = G_c(x, y). \quad (16)$$

Разложения должны удовлетворять уравнению Лапласа. Функции $g_c(x, y, \mu)$ и $G_c(x, y)$ подбираются так, чтобы функция $\Phi_{dc}(x, y, z)$ была гармонической. Используя выражение (7) и ортогональность функций e^{-kz} и $\Psi(z, \mu)$, можно записать

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} - \mu^2 \right) g_c(x, y, \mu) = 0, \quad (17)$$

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + k^2 \right) G_c(x, y) = 0. \quad (18)$$

Условия (8) и (9) показывают, что на S_0 нормальная производная потенциала имеет скачок. Из этого следует, что необходимо искать решение уравнений (17) и (18) удовлетворяющие таким условиям:

$$\frac{\partial}{\partial y} g_c(x, \pm 0, \mu) = \pm \frac{1}{2} k_c(x, \mu), \quad (x \in \Delta), \quad (19)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} G_c(x, \pm 0) = \pm \frac{1}{2} \theta_c(x), \quad (x \in \Delta). \quad (20)$$

Приведенные ниже решения являются регулярными всюду вне отрезка $\Delta \left\{ -\frac{L}{2}, \frac{L}{2} \right\}$, удовлетворяют условиям (19) и (20) и имеют вид

$$g_c(x, y, \mu) = -\frac{1}{2\pi} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} K_0(\mu R) k_c(\xi, \mu) d\xi, \quad (21)$$

$$G_c(x, y) = \frac{1}{4} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} [N_0(kR)\theta_c(\xi) + J_0(kR)V(\xi)] d\xi, \quad (22)$$

где: $V_c(\xi)$ - произвольная пока функция, интегрируемая на отрезке Δ ;

$K_0(\mu R)$ - функция Макдональда нулевого порядка;

$N_0(kR)$ - функция Неймана нулевого порядка;

$J_0(kR)$ - функция Бесселя нулевого порядка;

$$R = \sqrt{(x-\xi)^2 + y^2}.$$

Функции $k_c(x, \mu)$ и $\theta_c(x)$ можем связать с $f_c(x, z)$, используя граничное условие (8), формулы обращения (17) и условия (19), (20):

$$k_c(x, \mu) = \frac{4}{\pi} \int_0^{T(x)} \Psi(z, \mu) f_c(x, z) dz, \quad (23)$$

$$\theta_c(x) = 4k \int_0^{T(x)} f_c(x, z) e^{-kz} dz. \quad (24)$$

Интегрирование по z в формуле (23) ведется от 0 до $T(x)$ а не от 0 до ∞ , как это необходимо в формуле (15), так как $f_c(x, z) \equiv 0$ при $z > T(x)$, где $T(x)$ осадка шпангоута с абсциссой x .

Используя результаты (23), (24), (21) и (22), находим

$$\begin{aligned} \Phi_{dc}(x, y, z) = & -\frac{2}{\pi^2} \int_0^{\infty} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{T(x)} f_c(\xi, \zeta) \Psi(\zeta, \mu) \Psi(z, \mu) K_0(\mu R) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} d\zeta d\xi d\mu + \\ & + k e^{-kz} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \left[N_0(kR) \int_0^{T(x)} f_c(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta + J_0(kR) V_c(\xi) \right] d\xi. \end{aligned} \quad (25)$$

Теперь определим потенциал $\Phi_{ds}(x, y, z)$. Заменяя в (1.24) индекс "С" на индекс "S", получим

$$\begin{aligned} \Phi_{ds}(x, y, z) = & \\ = -\frac{2}{\pi^2} \int_0^\infty \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{T(x)} f_s(\xi, \zeta) \Psi(\zeta, \mu) \Psi(z, \mu) K_0(\mu R) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} d\zeta d\xi d\mu + & (26) \\ + k e^{-kz} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \left[N_0(kR) \int_0^{T(x)} f_s(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta + J_0(kR) B_s(\xi) \right] d\xi. & \end{aligned}$$

Функции $V_c(\xi)$ и $B_s(\xi)$ необходимо подобрать так, чтобы потенциал $\Phi_d(x, y, z, t)$ удовлетворял принципу излучения.

На большом удалении от судна, т.е. при $r = \sqrt{x^2 + y^2} \rightarrow \infty$, потенциалы Φ_c и Φ_s допускают следующие асимптотические представления:

$$\begin{aligned} \Phi_c(x, y, z) \sim e^{-kz} \sqrt{\frac{2k}{\pi r}} \times & \\ \times \left\{ T_c \sin(kr - \frac{\pi}{4}) - T_s \cos(kr - \frac{\pi}{4}) + Q_c \cos(kr - \frac{\pi}{4}) + Q_s \sin(kr - \frac{\pi}{4}) \right\}; & (27) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Phi_s(x, y, z) \sim e^{-kz} \sqrt{\frac{2k}{\pi r}} \times & \\ \times \left\{ E_c \sin(kr - \frac{\pi}{4}) - E_s \cos(kr - \frac{\pi}{4}) + R_c \cos(kr - \frac{\pi}{4}) + R_s \sin(kr - \frac{\pi}{4}) \right\}; & (28) \end{aligned}$$

где

$$\left. \begin{matrix} T_c \\ T_s \end{matrix} \right\} = \int_0^{\frac{L}{2}} F_c(\xi) \begin{cases} \cos(k\xi \cos \theta) \\ \sin(k\xi \cos \theta) \end{cases} d\xi; \quad (29)$$

$$\left. \begin{matrix} Q_c \\ Q_s \end{matrix} \right\} = \int_0^{\frac{L}{2}} B_c(\xi) \begin{cases} \cos(k\xi \cos \theta) \\ \sin(k\xi \cos \theta) \end{cases} d\xi,$$

$$\left. \begin{matrix} E_c \\ E_s \end{matrix} \right\} = \int_0^{\frac{L}{2}} F_s(\xi) \begin{cases} \cos(k\xi \cos \theta) \\ \sin(k\xi \cos \theta) \end{cases} d\xi; \quad (30)$$

$$\left. \begin{matrix} R_c \\ R_s \end{matrix} \right\} = \int_0^{\frac{L}{2}} B_s(\xi) \left\{ \begin{matrix} \cos(k\xi \cos \theta) \\ \sin(k\xi \cos \theta) \end{matrix} \right\} d\xi;$$

$$F_c(\xi) = \int_0^{\infty} f(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta \quad F_s(\xi) = \int_0^{\infty} f(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta.$$

Потенциал $\Phi_d(x, y, z, t)$, составленный из $\Phi_{dc}(x, y, z)$ и $\Phi_{ds}(x, y, z)$, будет при $r \rightarrow \infty$ потенциалом уходящих от судна прогрессивных волн, если одновременно

$$T_c + Q_s - E_s + R_c = 0, \quad T_s - Q_c + E_c + R_s = 0 \quad (31)$$

Равенства (31) позволяют определить неизвестные функции $B_c(\xi)$ и $B_s(\xi)$. Перепишем выражение (31) в виде:

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} [A_1(\xi) \cos p\xi + A_2(\xi) \sin p\xi] d\xi = 0, \quad (32)$$

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} [A_1(\xi) \sin p\xi - A_2(\xi) \cos p\xi] d\xi = 0, \quad (33)$$

где

$$A_1(\xi) = F_c(\xi) + B_s(\xi), \quad (34)$$

$$A_2(\xi) = F_s(\xi) - B_c(\xi), \quad (35)$$

$$p = k \cos \theta.$$

При $p = 0$ из (34) и (35) следует

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} A_1(\xi) d\xi = 0 \quad \text{и} \quad \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} A_2(\xi) d\xi = 0. \quad (36)$$

Дифференцируя равенства (32) и (33) по p , последовательно n раз и полагая каждый раз после дифференцирования $p = 0$, получим

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \xi^n A_1(\xi) d\xi = 0 \quad \text{и} \quad \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \xi^n A_2(\xi) d\xi = 0, \quad (\text{при } n = 1, 2, 3, \dots) \quad (37)$$

Из теоремы Вейерштрасса о полноте функций следует, что для выполнения условий (32) и (33) необходимо, чтобы

$$A_1(\xi) = 0 \text{ и } A_2(\xi) = 0. \quad (38)$$

Используя выражения (1.33) и (1.34), определим неизвестные функции $V_c(\xi)$ и $V_s(\xi)$

$$V_c(\xi) = F_s(\xi) \quad (39)$$

$$V_s(\xi) = -F_c(\xi) \quad (40)$$

Подставляя найденные значения $V_c(\xi)$ и $V_s(\xi)$ в (25) и (26), а также учитывая (5), запишем выражения для составляющих потенциала скоростей дифракционного движения жидкости:

$$\Phi_{dc}(x, y, z) = -\frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{T(x)} f_c(\xi, \zeta) \Psi(\zeta, \mu) \Psi(z, \mu) K_0(\mu R) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} d\zeta d\xi d\mu + \quad (41)$$

$$+ k e^{-kz} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{T(x)} [N_0(kR) f_c(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} + J_0(kR) f_s(\xi, \zeta) e^{-k\zeta}] d\zeta d\xi$$

$$\Phi_{ds}(x, y, z) = -\frac{2}{\pi^2} \int_0^{\infty} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{T(x)} f_s(\xi, \zeta) \Psi(\zeta, \mu) \Psi(z, \mu) K_0(\mu R) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} d\zeta d\xi d\mu + \quad (42)$$

$$+ k e^{-kz} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{T(x)} [N_0(kR) f_s(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} - J_0(kR) f_c(\xi, \zeta) e^{-k\zeta}] d\zeta d\xi$$

Функция $f(\xi, \zeta)$, от которой требуется только интегрируемость, может быть получена из граничных условий путем использования известных выражений для потенциала регулярного волнения.

Запишем выражение потенциала регулярного волнения

$$\Phi_w(x, y, z, t) = c r_w e^{-kz} \sin[\sigma t - k(x \cos \varepsilon + y \sin \varepsilon)] \quad (43)$$

где $c = \sqrt{\frac{g}{k}}$ - скорость распространения волн;

r_w - амплитуда волны;

ε - угол между диаметральной плоскостью судна и направлением бега волн.

Используя условие (11), можно записать

$$\frac{\partial \Phi_d}{\partial n} = -\frac{\partial \Phi_{wc}}{\partial n} \cos \sigma t - \frac{\partial \Phi_{ws}}{\partial n} \sin \sigma t \quad (44)$$

где

$$\frac{\partial \Phi_{wc}}{\partial n} = \frac{\partial \Phi_{wc}}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial n} + \frac{\partial \Phi_{wc}}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial n} + \frac{\partial \Phi_{wc}}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial n}, \quad (45)$$

$$\frac{\partial \Phi_{ws}}{\partial n} = \frac{\partial \Phi_{ws}}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial n} + \frac{\partial \Phi_{ws}}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial n} + \frac{\partial \Phi_{ws}}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial n}. \quad (46)$$

Учитывая “тонкость” корпуса судна, можно записать приближенно

$$\frac{\partial x}{\partial n} \approx \frac{\partial y}{\partial x}; \quad \frac{\partial y}{\partial n} \approx 1; \quad \frac{\partial z}{\partial n} \approx \frac{\partial y}{\partial z}. \quad (47)$$

Используя зависимости (45) и (46), выражения (43), (44) и (47), получаем

$$\frac{\partial \Phi_{wc}}{\partial n} \approx \frac{\partial \Phi_{wc}}{\partial x} \frac{\partial y}{\partial x} + \frac{\partial \Phi_{wc}}{\partial y} + \frac{\partial \Phi_{wc}}{\partial z} \frac{\partial y}{\partial z}, \quad (48)$$

$$\frac{\partial \Phi_{ws}}{\partial n} \approx \frac{\partial \Phi_{ws}}{\partial x} \frac{\partial y}{\partial x} - \frac{\partial \Phi_{ws}}{\partial y} + \frac{\partial \Phi_{ws}}{\partial z} \frac{\partial y}{\partial z}. \quad (49)$$

Принимая во внимание, что $y \rightarrow 0$, получим

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \Phi_{wc}}{\partial x} = -kcr_w e^{-kz} \cos(kx \cos \varepsilon) \cos \varepsilon, \\ \frac{\partial \Phi_{wc}}{\partial y} = -kcr_w e^{-kz} \cos(kx \cos \varepsilon) \sin \varepsilon, \\ \frac{\partial \Phi_{wc}}{\partial z} = kcr_w e^{-kz} \sin(kx \cos \varepsilon), \end{array} \right. \quad (50)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \Phi_{ws}}{\partial x} = -kcr_w e^{-kz} \sin(kx \cos \varepsilon) \cos \varepsilon, \\ \frac{\partial \Phi_{ws}}{\partial y} = -kcr_w e^{-kz} \sin(kx \cos \varepsilon) \sin \varepsilon, \\ \frac{\partial \Phi_{ws}}{\partial z} = -kcr_w e^{-kz} \cos(kx \cos \varepsilon). \end{array} \right. \quad ,$$

Принимая во внимание (44), (48), (49) и (50), найдем выражения для функций $f_{dc}(x, z)$ и $f_{ds}(x, z)$ в общем случае, в предположении тонкости судна:

$$f_{dc}(x, z) = kcr_w e^{-kz} \left[-\frac{\partial y}{\partial z} \sin(kx \cos \varepsilon) + \cos(kx \cos \varepsilon) \sin \varepsilon \right]. \quad (51)$$

$$f_{ds}(x, z) = kcr_w e^{-kz} \left[\frac{\partial y}{\partial z} \cos(kx \cos \varepsilon) + \sin(kx \cos \varepsilon) \sin \varepsilon \right]. \quad (52)$$

Подставляя (51) и (52) в (41) и (42), получим выражения для компонент дифракционного потенциала

$$\begin{aligned} \Phi_{dc}(x, y, z) = & -\frac{2}{\pi} kcr_w \int_0^{\infty} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \Psi(z, \mu) K_0(\mu R) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} \times \\ & \times \int_0^{T(x)} e^{-k\zeta} \left[\cos(k\xi \cos \varepsilon) \sin \varepsilon - \frac{\partial \eta}{\partial \zeta} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \right] \Psi(\zeta, \mu) d\zeta d\xi d\mu + \\ & + k^2 cr_w e^{-kz} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \left(N_0(kR) \int_0^{T(x)} \left[\cos(k\xi \cos \varepsilon) \sin \varepsilon - \frac{\partial \eta}{\partial \zeta} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \right] e^{-2k\zeta} d\zeta + \right. \\ & \left. + J_0(kR) \int_0^{T(x)} \left[\sin(k\xi \cos \varepsilon) \sin \varepsilon + \frac{\partial \eta}{\partial \zeta} \cos(k\xi \cos \varepsilon) \right] e^{-2k\zeta} d\zeta \right) d\xi \end{aligned} \quad (53)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{ds}(x, y, z) = & -\frac{2}{\pi} kcr_w \int_0^{\infty} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \Psi(z, \mu) K_0(\mu R) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} \times \\ & \times \int_0^{T(x)} e^{-k\zeta} \left[\sin(k\xi \cos \varepsilon) \sin \varepsilon + \frac{\partial \eta}{\partial \zeta} \cos(k\xi \cos \varepsilon) \right] \Psi(\zeta, \mu) d\zeta d\xi d\mu + \\ & + k^2 cr_w e^{-kz} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \left(N_0(kR) \int_0^{T(x)} \left[\sin(k\xi \cos \varepsilon) \sin \varepsilon + \frac{\partial \eta}{\partial \zeta} \cos(k\xi \cos \varepsilon) \right] e^{-2k\zeta} d\zeta + \right. \\ & \left. + J_0(kR) \int_0^{T(x)} \left[\cos(k\xi \cos \varepsilon) \sin \varepsilon - \frac{\partial \eta}{\partial \zeta} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \right] e^{-2k\zeta} d\zeta \right) d\xi. \end{aligned} \quad (54)$$

Полученные выражения являются основой для разработки алгоритма расчета возмущающих сил и моментов при продольной качке

судна. Дальнейшая трансформация этих выражений зависит от принятой модели описания судовой поверхности, наличия различных алгоритмов численного интегрирования, доступной вычислительной мощности.

При проведении преобразований полученных выражений преследовались следующие цели:

- получение максимально простых по виду выражений;
- приведение выражений к виду, удобному для расчетов на ПЭВМ средней мощности;
- соответствие выражений располагаемым процедурам численного интегрирования.

Приведем окончательный вид выражений для компонент дифракционного потенциала

$$\Phi_{dc}(x, z) = \Phi_{dc1}(x, z) + \Phi_{dc2}(x, z); \quad (55)$$

$$\Phi_{ds}(x, z) = \Phi_{ds1}(x, z) + \Phi_{ds2}(x, z). \quad (56)$$

Для экономии места ниже приведены выражения для компонент только косинусной составляющей потенциала

$$\begin{aligned} \Phi_{dc2}(x, z) = k^2 cr_w e^{-kz} & \left\{ -\frac{1}{2k} \sin \varepsilon (e^{-2kT} - 1) \langle I_{00}(\xi, \zeta) + I_{05}(\xi, \zeta) \rangle + \right. \\ & + I_{01}(\xi, \zeta) + I_{02}(\xi, \zeta) - I_{03}(\xi, \zeta) + \frac{1}{2k} \langle I_{04}(\xi, \zeta) - I_{041}(\xi, \zeta) \rangle - \\ & \left. - I_{06}(\xi, \zeta) - I_{07}(\xi, \zeta) + I_{08}(\xi, \zeta) + \frac{1}{2k} \langle I_{091}(\xi, \zeta) - I_{09}(\xi, \zeta) \rangle \right\}, \quad (57) \end{aligned}$$

где

$$I_{00}(\xi, \zeta) = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} N_0(kR) \eta_0 \cos(k\xi \cos \varepsilon) d\xi; \quad (58)$$

$$I_{01}(\xi, \zeta) = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} N_0(kR) \eta_0 \sin(k\xi \cos \varepsilon) d\xi; \quad (59)$$

$$I_{02}(\xi, \zeta) = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} N_0(kR) \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\eta_{i+1} e^{-2k\xi_{i+1}} \right) d\xi; \quad (60)$$

$$I_{03}(\xi, \zeta) = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} N_0(kR) \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\eta_i e^{-2k\zeta_i} \right) d\xi; \quad (61)$$

$$I_{04}(\xi, \zeta) = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} N_0(kR) \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} e^{-2k\zeta_{i+1}} \right) d\xi; \quad (62)$$

$$I_{041}(\xi, \zeta) = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} N_0(kR) \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} e^{-2k\zeta_i} \right) d\xi; \quad (63)$$

$$I_{05}(\xi, \zeta) = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} J_0(kR) \eta_0 \sin(k\xi \cos \varepsilon) d\xi; \quad (64)$$

$$I_{06}(\xi, \zeta) = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} J_0(kR) \eta_0 \cos(k\xi \cos \varepsilon) d\xi; \quad (65)$$

$$I_{07}(\xi, \zeta) = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} J_0(kR) \cos(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\eta_{i+1} e^{-2k\zeta_{i+1}} \right) d\xi; \quad (66)$$

$$I_{08}(\xi, \zeta) = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} J_0(kR) \cos(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\eta_i e^{-2k\zeta_i} \right) d\xi; \quad (67)$$

$$I_{09}(\xi, \zeta) = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} J_0(kR) \cos(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} e^{-2k\zeta_{i+1}} \right) d\xi; \quad (68)$$

$$I_{091}(\xi, \zeta) = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} J_0(kR) \cos(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} e^{-2k\zeta_i} \right) d\xi. \quad (69)$$

$$\Phi_{\text{dcl}}(x, z) = -\frac{2}{\pi^2} k c r_w \left\{ \frac{e^{-kT}}{2} \sin \varepsilon \langle I_{10} + I_{11} - k(I_{12} - I_{13}) \rangle + \right. \\ \left. + I_{14} - k I_{15} + \frac{1}{2} \{ 2k(I_{18} - I_{10}) - I_{19} + I_{16} + I_{111} - I_{17} + I_{112} - I_{113} - I_{114} + I_{115} + \right. \\ \left. + k(I_{117} - I_{116} + I_{118} - I_{119}) \} \right\}, \quad (70)$$

где

$$I_{10} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{\mu}{k^2 + \mu^2} \sin(\mu(T - z)) \cos(k\xi \cos \varepsilon) d\mu d\xi; \quad (71)$$

$$I_{11} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{\mu}{k^2 + \mu^2} \sin(\mu(T + z)) \cos(k\xi \cos \varepsilon) d\mu d\xi; \quad (72)$$

$$I_{12} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{1}{k^2 + \mu^2} \cos(\mu(T - z)) \cos(k\xi \cos \varepsilon) d\mu d\xi; \quad (73)$$

$$I_{13} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{1}{k^2 + \mu^2} \cos(\mu(T + z)) \cos(k\xi \cos \varepsilon) d\mu d\xi; \quad (74)$$

$$I_{14} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} \eta_0 \cos(\mu z) \sin(k\xi \cos \varepsilon) d\mu d\xi; \quad (75)$$

$$I_{15} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{\mu}{k^2 + \mu^2} \eta_0 \sin(\mu z) \sin(k\xi \cos \varepsilon) d\mu d\xi; \quad (76)$$

$$I_{16} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\eta_{i+1} e^{-k\zeta_{i+1}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{\mu}{k^2 + \mu^2} \sin(\mu(\zeta_{i+1} - z)) d\mu \right) d\xi; \quad (77)$$

$$I_{17} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\eta_i e^{-k\zeta_i} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{\mu}{k^2 + \mu^2} \sin(\mu(\zeta_i - z)) d\mu \right) d\xi; \quad (78)$$

$$I_{18} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\eta(\xi, \zeta_{i+1}) e^{-k\zeta_{i+1}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{k^2 - \mu^2}{k^2 + \mu^2} \cos(\mu(\zeta_{i+1} - z)) d\mu \right) d\xi; \quad (79)$$

$$I_{19} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\eta(\xi, \zeta_{i+1}) e^{-k\zeta_{i+1}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \cos(\mu(\zeta_{i+1} + z)) d\mu \right) d\xi; \quad (80)$$

$$I_{110} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\eta(\xi, \zeta_i) e^{-k\zeta_i} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{k^2 - \mu^2}{k^2 + \mu^2} \cos(\mu(\zeta_i - z)) d\mu \right) d\xi; \quad (81)$$

$$I_{111} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\eta(\xi, \zeta_i) e^{-k\zeta_i} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \cos(\mu(\zeta_i + z)) d\mu \right) d\xi; \quad (82)$$

$$I_{112} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} e^{-k\zeta_{i+1}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{3k^2\mu - \mu^3}{(k^2 + \mu^2)^2} \sin(\mu(\zeta_{i+1} - z)) d\mu \right) d\xi; \quad (83)$$

$$I_{113} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sum_{i=0}^n \left(\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} e^{-k\zeta_{i+1}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{\mu}{k^2 + \mu^2} \sin(\mu(\zeta_{i+1} + z)) d\mu \right) d\xi; \quad (84)$$

$$I_{114} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \times \\ \times \sum_{i=0}^n \left(\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} e^{-k\zeta_{i+1}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{k^2 - 3\mu^3}{(k^2 + \mu^2)^2} \cos(\mu(\zeta_{i+1} - z)) d\mu \right) d\xi; \quad (85)$$

$$I_{115} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \times \\ \times \sum_{i=0}^n \left(\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} e^{-k\zeta_{i+1}} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{1}{k^2 + \mu^2} \cos(\mu(\zeta_{i+1} + z)) d\mu \right) d\xi; \quad (86)$$

$$I_{116} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \times \\ \times \sum_{i=0}^n \left(\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} e^{-k\zeta_i} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{3k^2\mu - \mu^3}{(k^2 + \mu^2)^2} \sin(\mu(\zeta_i - z)) d\mu \right) d\xi; \quad (87)$$

$$I_{117} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \times \\ \times \sum_{i=0}^n \left(\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} e^{-k\zeta_i} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{\mu}{k^2 + \mu^2} \sin(\mu(\zeta_i + z)) d\mu \right) d\xi; \quad (88)$$

$$I_{118} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \times \\ \times \sum_{i=0}^n \left(\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} e^{-k\zeta_i} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{k^2 - 3\mu^3}{(k^2 + \mu^2)^2} \cos(\mu(\zeta_i - z)) d\mu \right) d\xi; \quad (89)$$

$$I_{119} = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sin(k\xi \cos \varepsilon) \times$$

$$\times \sum_{i=0}^n \left(\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} e^{-k\zeta_i} \int_0^{\infty} K_0(\mu R) \frac{1}{k^2 + \mu^2} \cos(\mu(\zeta_i + z)) d\mu \right) d\xi \quad (90)$$

Выражения (57) и (70) выведены для случая вертикальных колебаний судна.

Давления на поверхности корпуса судна получены из линеаризованного интеграла Лагранжа-Коши. Методика определения давлений, их осреднение на элементе смоченной поверхности корпуса и вычисление элементарной поверхностной силы подробно описаны в [3].

На основании полученного математического описания задачи была составлена программа расчета на языке программирования C++. В процессе разработки на стадиях анализа, проектирования и создания кода использован объектно-ориентированный подход [4].

Вычисление интегралов входящих в выражения (57) и (70) представляет значительную трудность. Интегралы (58)-(69) и (71)-(90) – осциллирующие типа Фурье, имеющие особенности в подынтегральных функциях. Обход особенностей привел к увеличению почти на 50% кода программы. Несмотря на наличие различных методов вычисления таких интегралов, (например метод Филона, [5], метод быстрых преобразований Фурье [6] и т.п.) положительных результатов в расчетах удалось добиться лишь после комплексного тестирования подпрограмм численного интегрирования и оптимизации под них исходных выражений. Время расчета удалось существенно сократить путем оптимизации критичных по времени выполнения участков кода программы (например, вычисление функций K_0 и I_0).

Расчеты проведены для трех моделей судовых корпусов 60-й серии (Todd 1953 г.). Характеристики моделей и особенности описания корпуса приведены в табл. 1.

Результаты расчетов показали удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными полученными Gerritsma [7, 8], Gerritsma и Beukelman [9] а также Troesch [10]. Расчетные и экспериментальные данные приведены в зависимости от относительной частоты $\nu = \sigma \sqrt{L/g}$. Зависимости относительной возмущающей силы $\bar{X}_3 = |X_3|/\rho g L_w S$ от относительной частоты колебаний ν даны на рис. 1-5.

Таблица 1. Характеристики моделей

№ модели	L, м	В, м	Т, м	С _в	Кол-во шпангоутных сечений	Кол-во точек в сечении	Всего расчетных точек
2	2,0	0,286	0,1145	0,6	21	17	357
5	2,0	0,286	0,1145	0,7	21	20	420
8	2,0	0,286	0,1145	0,8	21	22	462

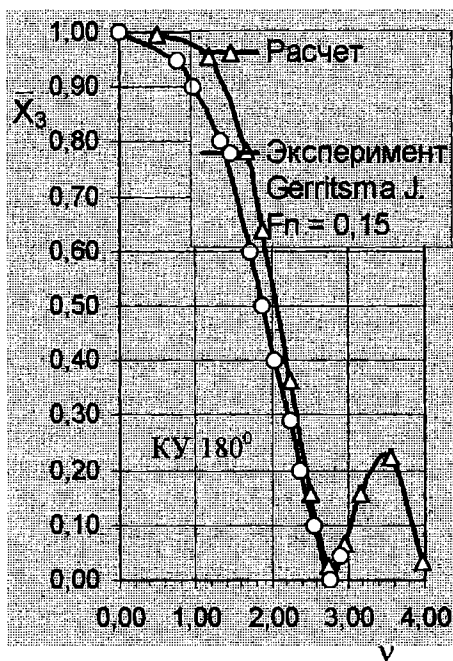


Рис 1. Возмущающие силы при продольной качке, модель №2, $C_b = 0,6$

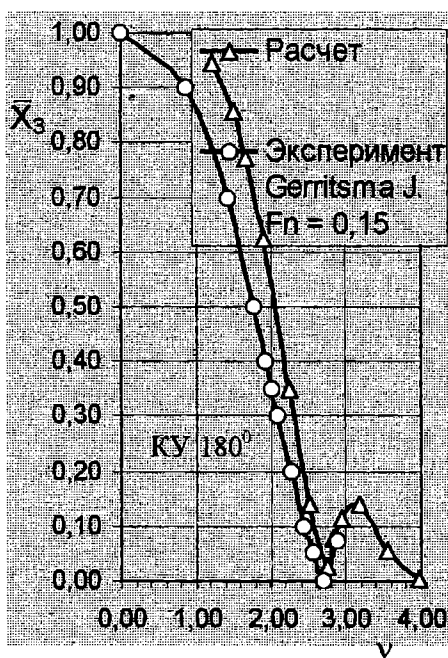


Рис 2. Возмущающие силы при продольной качке, модель №5, $C_b = 0,7$



Рис 3. Возмущающие силы при продольной качке, модель №8, $C_b = 0,8$

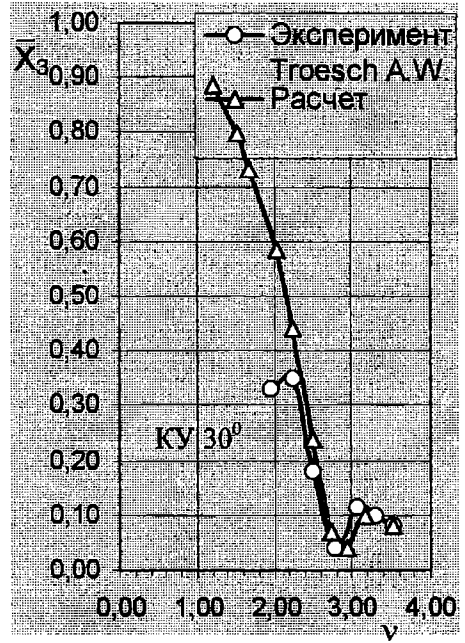


Рис 4. Возмущающие силы при продольной качке, модель №5, $C_b = 0,7$

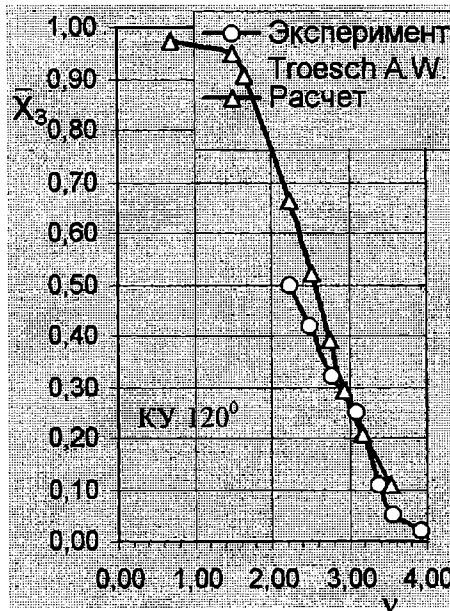


Рис 5. Возмущающие силы при продольной качке, модель №5, $C_b = 0,7$

Соответствие расчетных и экспериментальных данных вполне удовлетворительное для расчетов качки судов. Этот факт позволяет сделать важный вывод не только о принципиальной возможности, но и об эффективности использования модели тонкого судна в расчетах качки. Таким образом, удастся вновь привлечь внимание специалистов к часто и незаслуженно забываемой математической модели судовой гидродинамики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев Ю.Л. О продольных колебаниях тонкого судна на глубокой воде. - Прикладная механика АН УССР, 1979/ - Т. XV. - № 6. - С. 104-109.
2. Воробьев Ю.Л. Возмущающие силы при продольной качке судна на мелководье и глубокой воде. - Прикладная механика АН УССР, 1980. - № 4. - С. 136-139.
3. Демидюк А.В. Присоединенные массы и коэффициенты демпфирования при продольной качке тонкого судна // Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць. - 2002. - Вип. 9. - С. 34-44.
4. Демидюк А.В. Использование объектно-ориентированного подхода для решения задач гидродинамики судна // Вісник ОДМУ: Зб. наук. праць. - 2001. - Вип. 7. - С. 39-42.
5. Сизов В.Г., Табачник Э.И., О вычислении интегралов типа преобразования Фурье и в смысле главного значения // Судостроение и судоремонт. - Одесса, 1972. - Вып 6. - С. 17-28.
6. Numerical Recipes in C, Computing Fourier Integrals Using the FFT (www.library.cornell.edu/nr/bookcpdf/c13-9.pdf).
7. Gerritsma J. An experimental analysis of ship motions in longitudinal regular waves. - International Shipbuilding Progress, 1958. Vol. 5. No 52. P. 31-42.
8. Gerritsma J. Ship motions in longitudinal waves. - International Shipbuilding Progress, 1960. Vol. 7. No 66. Pp. 49-71.
9. Gerritsma J., Beukelman W. Analysis of the strip theory for the calculation of ship motions and wave bending moments. - International Shipbuilding Progress, 1967. Vol. 14. No 156. P. 319-337.
10. Troesch A.W. The Diffraction Forces for a Ship Moving in Oblique Seas. - Journal of Ship Research, 1997. Vol. 23. No 2 P. 127-139.

УДК 629.12.073.243.4:532.59(045)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЬНО-ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ МАЛОГО СУДНА, ПРИШВАРТОВАННОГО К СУДНУ-ПАРТНЕРУ НА РЕЙДОВОЙ СТОЯНКЕ

Н.В. Ефремова

Оказание помощи аварийному судну, потерявшему ход и управление, а также проведение грузовых операций в условиях рейдовой стоянки связано с необходимостью швартовки малого судна-оператора к крупнотоннажному судну. Для обеспечения безопасности швартовки необходимо определить характеристики качки судна-оператора на существенно трехмерном волнении вблизи корпуса судна-партнера, а также выбрать схему швартовки и (или) характеристики швартовов.

Как правило, для пары ошвартованных судов рассчитывают бортовую, килевую качку, вертикальные перемещения [9], а также поперечно-горизонтальные колебания и рыскание [13]. Продольно-горизонтальные колебания либо не учитываются вовсе, либо рассчитываются по упрощенной схеме [2], поскольку на волнении, вызывающем заметную вертикальную, килевую и бортовую качку, продольные перемещения оказываются пренебрежимо малыми. Принципиально иная ситуация возникает, если судно находится на длиннопериодном волнении в гавани – продольные перемещения бывают столь велики, что швартовы рвутся и проведение грузовых операций затрудняется [8, 14]. Поскольку в условиях рейдовой стоянки возникают как короткие, так и достаточно длинные волны, продольные перемещения ошвартованного судна-оператора могут оказаться значительными, однако практические рекомендации по их определению отсутствуют.

Целью данной работы является определение амплитуды продольно-горизонтальных колебаний малого судна в сложном волновом поле вокруг судна-партнера с учетом наличия гибких связей между корпусами судов. Гибкие связи между судами (швартовы) являются источниками восстанавливающих сил, причем эти силы возникают только при растяжении швартовов и нелинейно зависят от их удлинений.

С судами-партнерами связаны две системы координат. Неподвижная система координат $Oxyz$ связана с большим судном, ось Ox направлена в нос, Oy - в правый борт, Oz - вертикально вниз. Подвижная система координат $O_1x_1y_1z_1$ связана с малым судном, точка O_1 находится на пересечении диаметральной плоскости, плоскости мидель-шпангоута и равновесной ватерлинии. Плоскости $O_1x_1y_1$ и Oxy совпадают с невозмущенной свободной поверхностью. Ось O_1z_1 направлена вертикально вниз и остается параллельной оси Oz . Угол между осями Ox и O_1x_1 обозначен δ . Угол $\delta = 0$, когда оси Ox и O_1x_1 сонаправлены, $\delta > 0$ при

повороте оси O_1x_1 против часовой стрелки. Положение малого судна относительно большого определяется тремя величинами x_{O1} , y_{O1} , δ .

Дифференциальное уравнение продольно-горизонтальной качки рассматривается отдельно от других видов продольной качки.

$$\left(\frac{D_1}{g} + \lambda_{11} \right) \ddot{\xi} + \mu_{11} \dot{\xi} + F_1(\xi) \xi = X_1, \quad (1)$$

где D_1 - весовое водоизмещение малого судна;

λ_{11} - присоединенная масса при продольно-горизонтальной качке;

μ_{11} - соответствующий коэффициент демпфирования;

$F_1(\xi)$ - коэффициент восстанавливающей силы;

X_1 - возмущающая сила.

Расчеты выполнены с помощью специально созданного программного комплекса. Алгоритм расчета продольно-горизонтальных колебаний в части определения инерционных, демпфирующих и возмущающих сил аналогичен описанному в [7]. Отличается процедура определения существенно нелинейных восстанавливающих сил.

Присоединенные массы и коэффициенты демпфирования рассчитываются, как это было сделано в [7], по методу Франка с помощью программы PROG1B (комплекс программ "КАЧКА").

Коэффициент восстанавливающей силы определен согласно рекомендациям [10].

$$F_1(\xi) = \sum_{i=1}^{n_{uw}} T_i(\Delta l_i) \cos \alpha_i \cos \beta_i; \quad (2)$$

$$T_i(\Delta l_i) = k_i T_{Pi} \left(\frac{\Delta l_i}{l_{0i}} \right)^{m_i},$$

где Δl_i - удлинение каната;

α_i - угол между проекцией каната на плоскость Oxy и диаметрально малого судна;

β_i - угол между канатом и его проекцией на плоскость Oxy ;

k_i, m_i - коэффициенты, зависящие от материала каната;

T_{Pi} - разрывное усилие каната;

l_{0i} - длина каната в равновесном положении.

Предполагается, что швартовы не имеют слабину и начальные натяжения канатов, обеспечиваемые швартовыми лебедками, приняты равными нулю. Длины швартовов в равновесном положении, а также значения углов α_i , β_i и удлинений швартовов при перемещении малого судна определяются в программе по заданным координатам швартовых устройств судов и для фиксированных положений малого судна относительно большого.

При расчете возмущающих сил в правых частях уравнений в соответствии с [10] учитываются только главные части, которые определяются интегрированием избыточного гидродинамического давления по смоченной поверхности некачающегося малого судна.

$$\begin{aligned}
 X_1 = & -\rho g \int_{-\frac{L_1}{2}}^{\frac{L_1}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} r_c \cos(\pi, x_1) dy_1 dx_1 \cos(\sigma) - \\
 & -\rho g \int_{-\frac{L_1}{2}}^{\frac{L_1}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} r_s \cos(\pi, x_1) dy_1 dx_1 \sin(\sigma),
 \end{aligned} \tag{3}$$

где \vec{n} - внешняя нормаль к смоченной поверхности малого судна;

r_c и r_s - амплитуды, соответственно, косинусной и синусной составляющих волнения вблизи большого судна, которые определяются согласно [5].

Вследствие дифракции волнения на корпусе большого судна волновое поле вокруг него существенно трехмерное. На рис. 2 и 3 приведены волновые поля вокруг балкера "Зоя Космодемьянская" (форма корпуса которого типична для крупнотоннажных танкеров и балкеров) при относительных длинах волн $\lambda/L = 0.5$, $\lambda/L = 1.0$ и курсовом угле волнения $\beta=135^\circ$. При $\lambda/L = 0.5$ со стороны набегающего волнения наблюдается образование стоячих волн, в этой зоне волнение усиливается. Со стороны гидродинамической тени, наоборот, наблюдается значительное ослабление волнения. При $\lambda/L = 1.0$ образование стоячих волн и ослабление волнения выражены менее резко, в частности, расстояния между пучностями примерно вдвое больше, чем в предыдущем случае). Эти особенности учтены при расчете возмущающих сил во всех положениях малого судна.

Реализован следующий порядок выполнения расчетов. Для заданных глубин акватории и частот набегающего волнения рассчитываются присоединенные массы и коэффициенты демпфирования для малого судна. При этих глубинах акватории и частотах волнения для различных курсовых углов набегающего волнения относительно большого

судна рассчитываются сетки значений r_c и r_s . Затем для заданных положений малого судна относительно большого по формуле (3) определяются значения возмущающих сил, как это сделано в [6]. При данной схеме швартовки определяются величины, описывающие геометрию каждого каната, и для заданных материала каната и его разрывного усилия по формуле (2) рассчитываются коэффициенты восстанавливающих сил в каждом промежуточном положении.

В качестве судов-партнеров выбраны балкер "Зоя Космодемьянская" и судно-спасатель "Светломор-4". Схема, обычно применяемая при швартовке этого судна-спасателя к любому крупному объекту, приведена на рис 1.

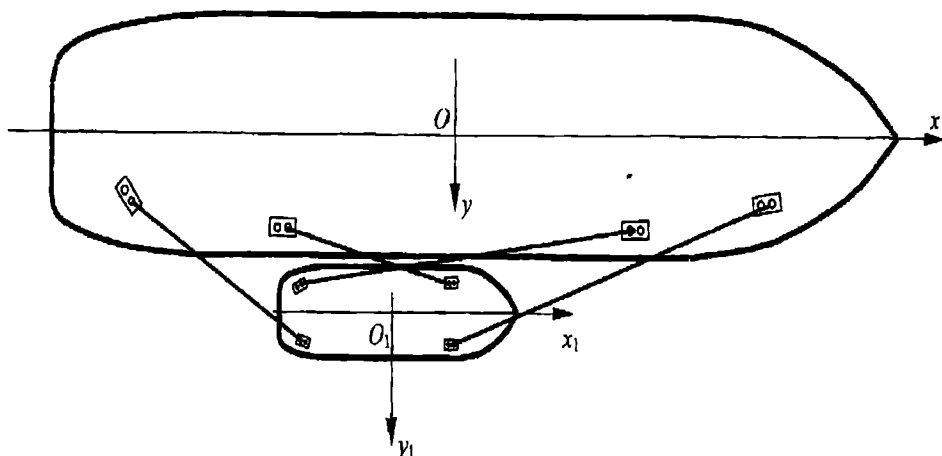


Рис.1. Схема швартовки судна-спасателя "Светломор-4" к балкеру "Зоя Космодемьянская"

Расчеты выполнены для штатных судовых полипропиленовых канатов ($T_{Pi} = 320 \text{ кН}$), а также для стальных канатов с таким же разрывным усилием. Для сравнения произведены расчеты при $F_1(\xi) = 0$. Относительная глубина акватории $H/T = 1,3$, относительные длины волн $\lambda/L = 0,5 - 1,0$ ($L=201 \text{ м}$, $B=31,8 \text{ м}$, $T=11,73 \text{ м}$ – размеры балкера "Зоя Космодемьянская"). Углы между вектором фазовой скорости набегающего волнения и ДП большого судна составляют 90° , 120° , 135° , 150° , 180° . Суда расположены лагом друг к другу, расстояние между судами определяется размерами кранцевой защиты, начало координат связанной с малым судном системы $O_1x_1y_1z_1$ помещалось (рис. 2) в симметричных относительно ДП балкера точках по длине – на миделе (точки 1 и 2) и на 15-м теоретическом шпангоуте балкера (точки 3 и 4). Главные размеры судна "Светломор-4": $L_1=51,8 \text{ м}$, $B_1=14,0 \text{ м}$, $T_1=4,5 \text{ м}$.

При заданных характеристиках волнения и расположении судов-партнеров определены амплитуды продольно-горизонтальной качки малого судна, отнесенные к амплитуде набегающего волнения на значительном удалении от судов-партнеров $\bar{\xi} = \xi/a$. Значения крутизны волнения h/λ принимались равными 1/50; 1/75; 1/100.

В качестве примера приведены:

- зависимости $\bar{\xi}$ от относительной частоты набегающего волнения $\nu = \sigma \sqrt{L_1/g}$ в точках 2 и 4 при $\beta = 135^\circ$ и трех значениях крутизны 1/50; 1/75; 1/100 (рис. 4 и 5);

- зависимости $\bar{\xi}$ от относительной частоты набегающего волнения $\nu = \sigma \sqrt{L_1/g}$ при $h/\lambda = 1/75$ для трех значений курсовых углов - 120° , 135° , 150° в точках 1 и 2 для полипропиленовых (рис. 6) и стальных (рис. 7) швартовов;

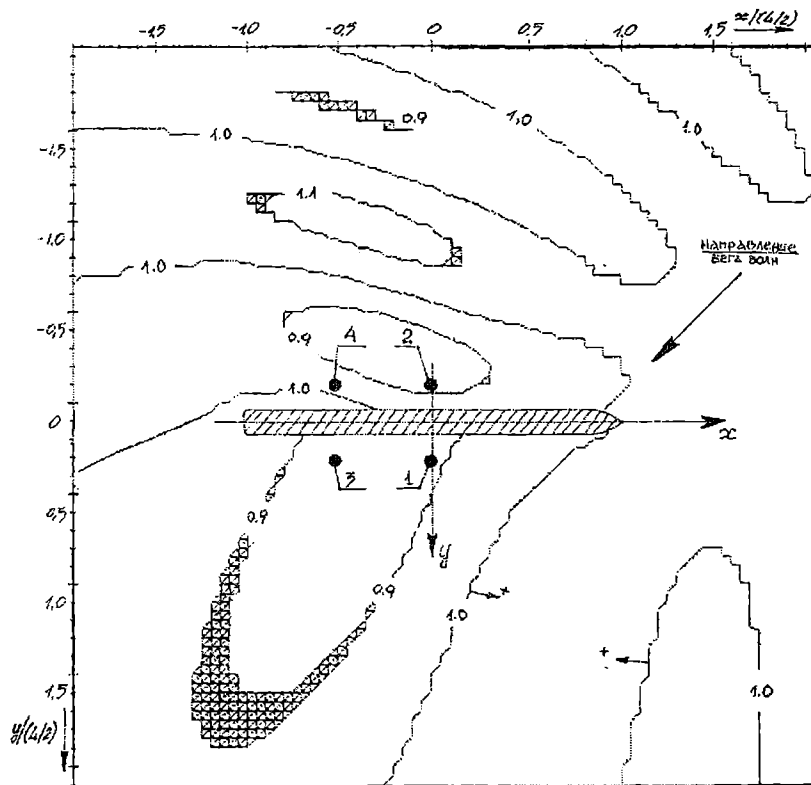


Рис. 2. Волновое поле вокруг корпуса балкера "Зоя Космодемьянская"; $\beta = 135^\circ$, $\lambda/L = 0,5$

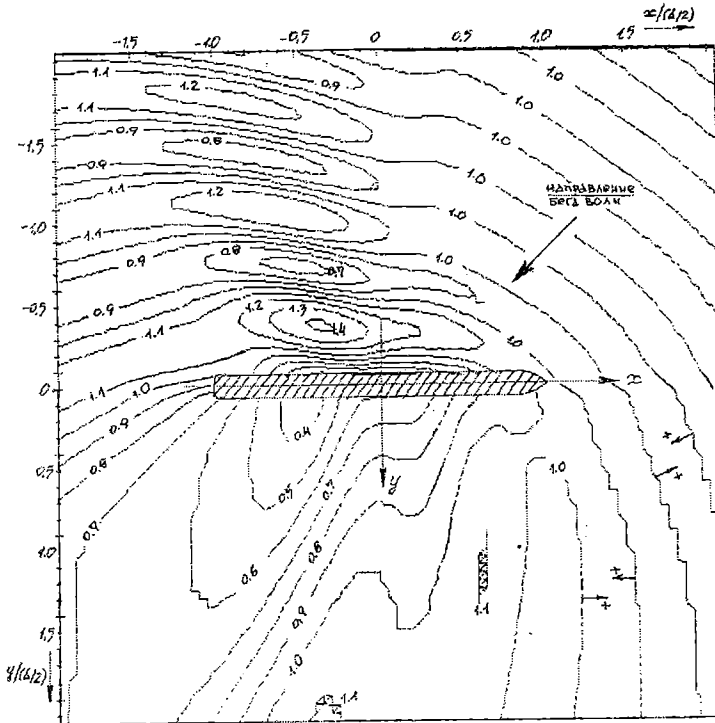


Рис. 3. Волновое поле вокруг корпуса балкера "Зоя Космодемьянская":
 $\beta = 135^\circ$, $\lambda/L = 1,0$

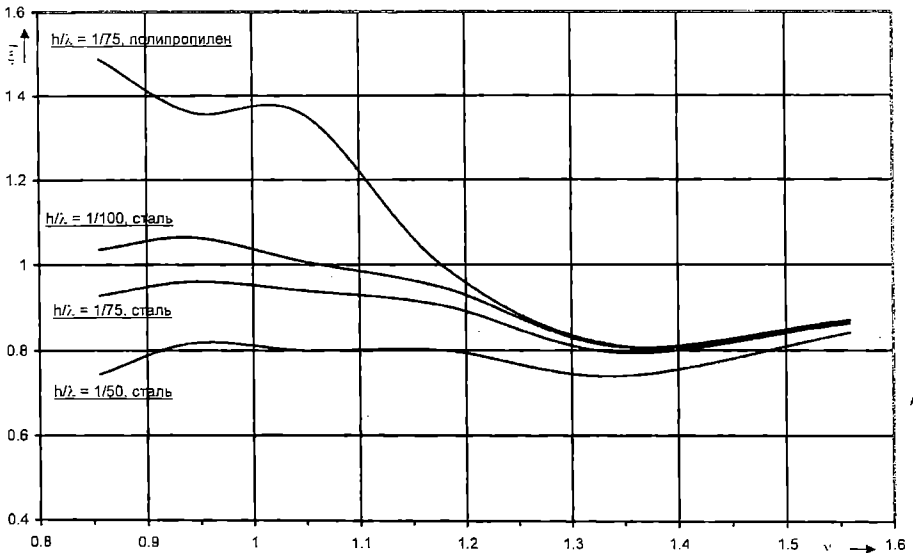


Рис. 4. Относительная амплитуда продольно-горизонтальных перемещений судна в точке 2

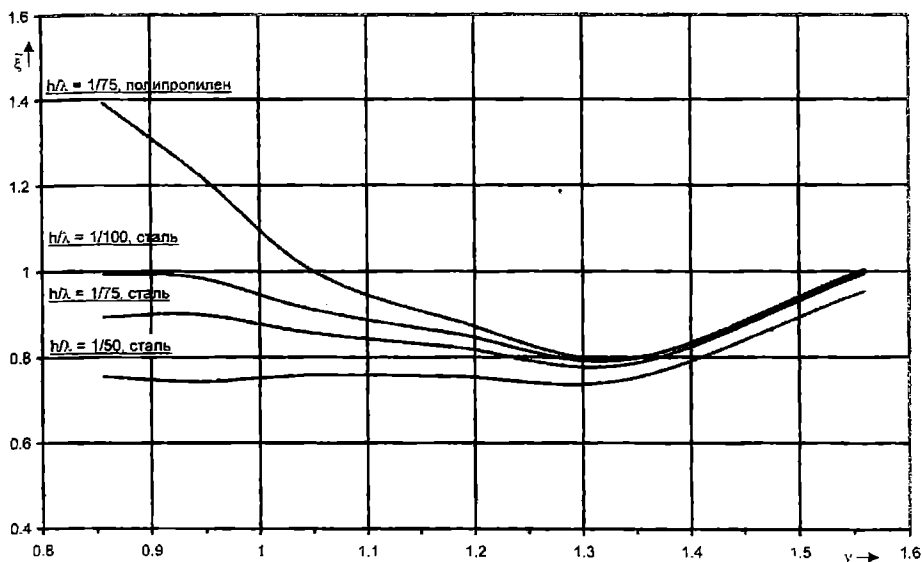


Рис. 5. Относительная амплитуда продольно-горизонтальных перемещений судна в точке 4

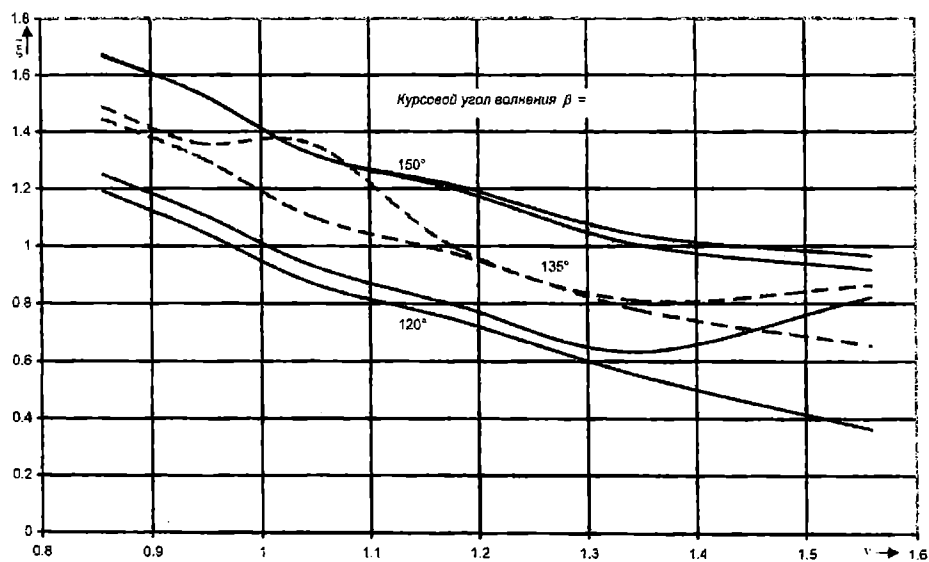


Рис. 6. Относительная амплитуда продольно-горизонтальных перемещений судна при швартовке полипропиленовым тросом

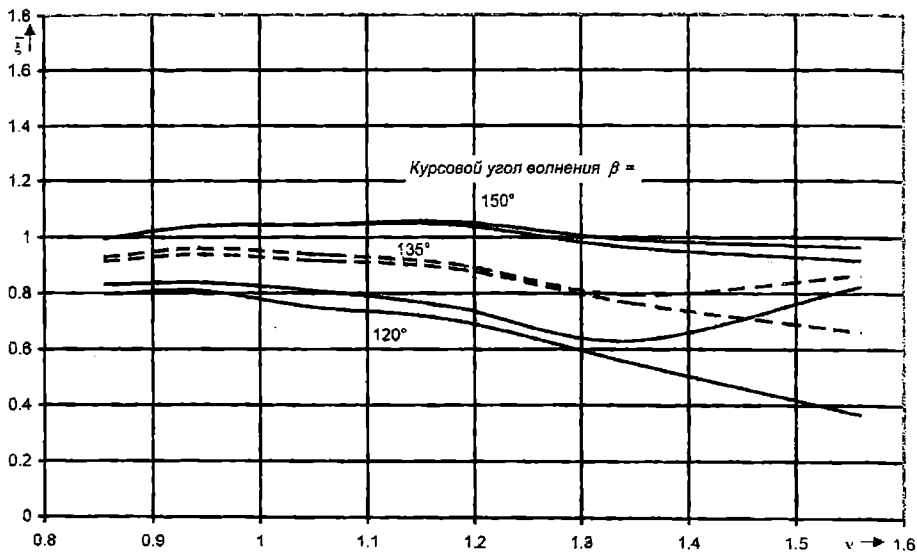


Рис. 7. Относительная амплитуда продольно-горизонтальных перемещений судна при швартовке стальным тросом

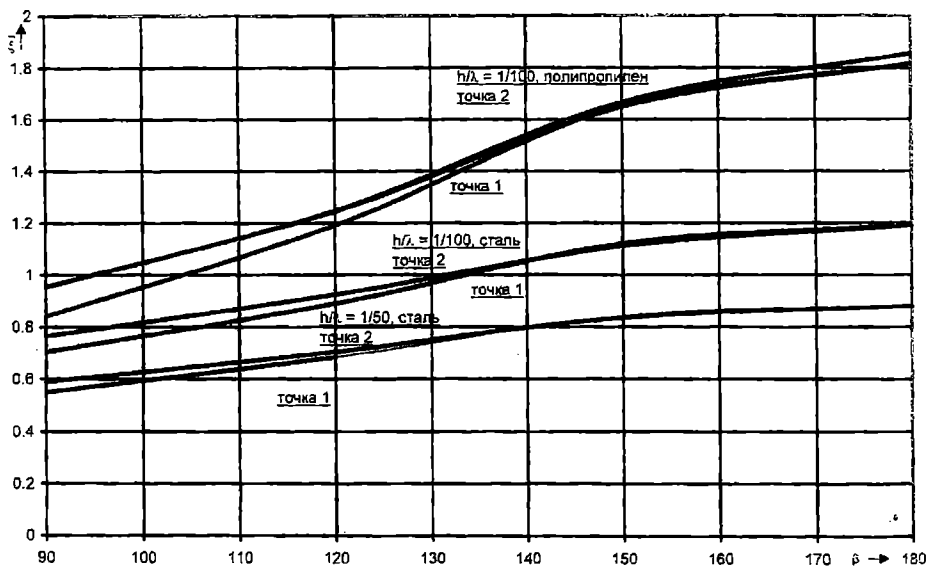


Рис. 8. Относительная амплитуда продольно-горизонтальных перемещений судна при $\lambda L = \infty$

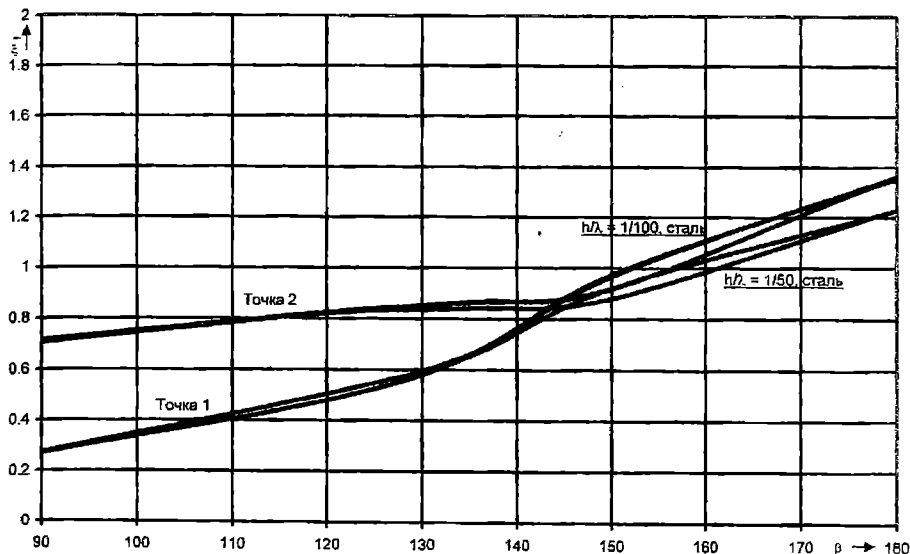


Рис. 9. Относительная амплитуда продольно-горизонтальных перемещений судна при $\lambda/L=0,5$

– зависимости $\bar{\xi} = \xi/a$ от курсового угла набегающего волнения в точках 1 и 2 для стальных и полипропиленовых швартовов при $\lambda/L=1$ (рис. 8) и $\lambda/L=1/2$ (рис. 9).

Анализ полученных результатов показывает, что значения относительных продольных перемещений возрастают при увеличении курсового угла волнения. Величины $\bar{\xi}$ для полипропиленовых канатов почти не зависят от крутизны волнения и мало (на 5 – 8 %) отличаются от значений относительных продольных перемещений, полученных при $F_1(\xi)=0$. Для стальных канатов получается обратная зависимость перемещений от крутизны: чем больше h/λ , тем меньше $\bar{\xi}$. Величины перемещений зависят также от положения малого судна по длине большого и от того, находится малое судно в области тени или со стороны набегания, но эта зависимость тем менее существенна, чем длиннее волна и чем больше значение курсового угла волнения.

При одинаковых значениях крутизны и курсового угла волнения значения перемещений $\bar{\xi}$ для стальных и полипропиленовых швартовов отличаются тем больше, чем длиннее волна. При $\lambda/L = 0,8 - 1,0$ (этот диапазон длин волн соответствует приведенному в [3] значению среднего периода волн зыби для Черного моря $\tau = 14$ с в условиях мелководья) величины $\bar{\xi}$ для полипропиленовых швартовов приблизительно вдвое

больше, чем для стальных. В заданном положении малого судна относительно большого перемещения пришвартованного полипропиленовыми канатами судна практически такие же, как свободного. Очевидно, что ограничить продольные перемещения (если это необходимо по условиям эксплуатации) при данной схеме швартовки можно применением стальных швартовов, при этом необходимо строго соблюдать правила пожаробезопасности. Разработанный программный комплекс позволяет проанализировать эффективность любой швартовной схемы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Басин А.М., Веледницкий И.О., Ляховицкий А.Г. Гидродинамика судов на мелководье. Л.: Судостроение, 1973. - 320 с.
2. Бородай И.К., Нецветаев Ю.А. Качка судов на морском волнении. Л.: Судостроение, 1969. - 432 с.
3. Ветер и волны в океанах и морях: Справочные данные. Л.: Транспорт, 1984. - 359 с.
4. Воробьев Ю.Л. Гидродинамика судна в стесненном фарватере. СПб: Судостроение, 1992. - 224 с.
5. Ефремова Н.В. Гидродинамическая задача о дифракции волнения, набегающего на судно в мелководной акватории // Вісник Одеського державного морського університету. - 1998. - №1. - С. 80-85.
6. Ефремова Н.В. Определение возмущающих сил, действующих на малый плавучий объект вблизи большого судна на рейдовой стоянке // Вісник Одеського державного морського університету. - 1999. - №3. - С. 39-47.
7. Ефремова Н.В. Расчет характеристик качки малого плавучего объекта на морском волнении вблизи крупнотоннажного судна // Вісник Одеського державного морського університету. - 2000. №5. - С. 29-36.
8. Исследование безопасных схем швартовки судна у причала в сложных погодных условиях: Отчет о НИР (заключительный) / ОИИМФ. - №ГР 01890009589; Инв. № 029.10 010488. - Одесса, 1990. - 72 с.
9. Король Ю.М. Определение гидродинамических характеристик качки пришвартованных друг к другу судов // Труды Николаевского кораблестроительного института. - 1979. № 152. - С. 3-10.
10. Рекомендации по определению допустимых ветро-волновых условий при проектировании морских портов. РД 31.33.03-88. М. В/О Мортехинформреклама, 1989. - 84 с.
11. Ремез Ю.В. Качка корабля. Л.: Судостроение, 1983. - 328 с.

12. Семенов-Тян-Шанский В.В., Благовещенский С.Н., Холодильни А.Н. Качка корабля. Л.: Судостроение, 1969. - 392 с.
13. Fang M.C., Kim C.H. Hydrodynamically coupled motions of two ships advancing in oblique waves. // *Journal of Ship Research*. - 1986. 3. N3. P. 159-171.
14. Murakami K., Yoshida A., Irie I. Characteristics of harbor oscillation and ship motion induced by long period waves. // *The proceeding of the 9th Int. offshore and Polar Eng. Conference. Brest, 30-June 4, 1999. Vol. 3. P. 552-557.*

УДК 629.124.74:622.242.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМУЩАЮЩИХ СИЛ И МОМЕНТОВ МОДЕЛИ СПБУ НА РЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ

Н.В. Ефремова

Разведка и освоение углеводородных ресурсов украинского сектора Черного и Азовского морей обусловлены необходимостью уменьшения зависимости от стран – экспортеров нефти и газа. Из 305 разведанных нефтяных и газовых месторождений Украины согласно [3] 60 находятся в Причерноморско-Крымском нефтегазоносном районе. Северная граница этого района – береговая линия Одесса – Херсон – Бердянск, южная граница проходит по широте г. Евпатория ($45^{\circ}12'$ северной широты), глубина акватории здесь не превышает 100 м.

Наиболее распространенными техническими средствами, предназначенными для разведочно-поискового бурения на глубинах моря до 100 м, как указано в [2, 4, 5], являются самоподъемные плавучие буровые установки (СПБУ). Это связано с их относительно низкой строительной и эксплуатационной стоимостью, а также с возможностью вести бурение в сложных гидрометеорологических условиях. При транспортировке и постановке на точку бурения СПБУ подвергаются воздействию ветра и волнения под произвольным курсовым углом, поэтому разработка инженерных методов оценки ветростойкости и качки, необходимые для контроля остойчивости и прочности, является весьма актуальной задачей. Наличие опорных колонн существенно усложняет волновое поле вокруг СПБУ, поскольку согласно [1] при обтекании потоком жидкости группы цилиндрических препятствий необходимо учитывать влияние каждого из них. Расчет гидродинамических составляющих возмущающих сил и моментов в этих условиях существенно сложнее, чем для тел обычных судовых форм, в то же время определение главных частей относительно несложно. Согласно [2] в современной инженерной практике чаще всего характеристики качки СПБУ оценивают экспериментально.

Целью данной работы является определение возмущающих сил и моментов, действующих на жестко закрепленную модель со стороны набегающего регулярного волнения. В опытовом бассейне ОНМУ для этого спроектирована и изготовлена специальная экспериментальная установка, ее кинематическая схема показана на рис. 1.

Шестикомпонентный динамометр устанавливается на модель и при помощи пилонов крепится к траверзе. В зависимости от уровня воды пилоны перемещаются вертикально относительно траверзы и фиксируются в нужном положении. Траверза крепится к опорным балкам и ферме при помощи шпилек. Траверза может быть повернута вокруг вертикальной оси и зафиксирована по отношению к фронту волнения под

углами от 0 до 90° степенями через 15°.

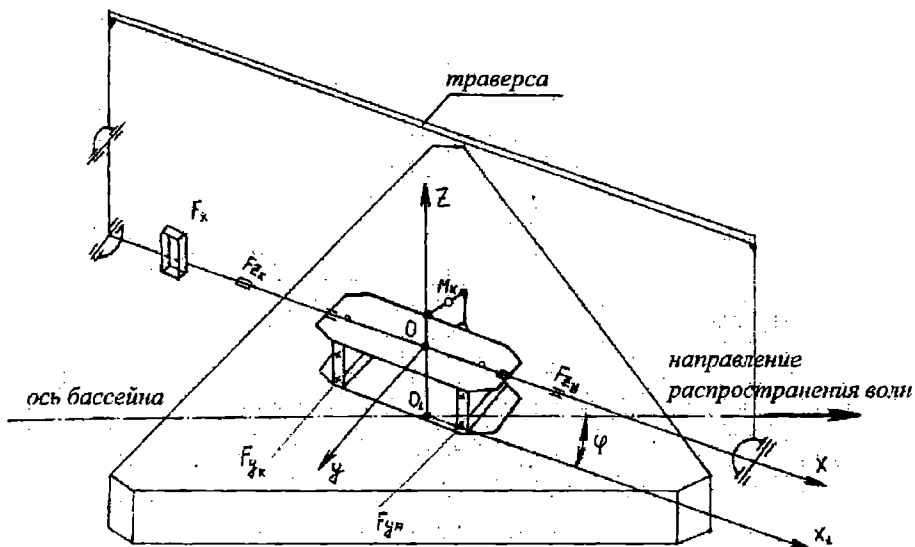


Рис. 1. Кинематическая схема экспериментальной установки

Измерительная установка состоит из датчиков и тензометрического усилителя ТОПАЗ-3, подключенного к персональному компьютеру.

Расположение датчиков динамометра (все – тензометрического типа) показано на рис. 1. Датчик волны струнного типа установлен перед моделью. Регистрация и обработка результирующих процессов производится на ПЭВМ, для этого создана специальная программа. Два датчика вертикальных сил F_{ZH} и F_{ZK} определяют вертикальную возмущающую силу $F_Z \sim F_{ZH} + F_{ZK}$ и возмущающий момент $M_Y \sim F_{ZH} - F_{ZK}$ соответственно. Два датчика горизонтальных сил F_{YH} и F_{YK} определяют горизонтальную возмущающую силу $F_Y \sim F_{YH} + F_{YK}$ и возмущающий момент $M_Z \sim F_{YH} - F_{YK}$. По одному датчику используется для фиксации процессов $F_X(t)$, $M_X(t)$ и $h_B(t)$.

Статическая тарировка датчиков вертикальных сил F_{ZH} и F_{ZK} , горизонтальных сил F_X , F_{YH} , F_{YK} и датчика момента M_X производилась нагружением их известными силами и моментами вдоль осей чувствительности. Тарировка датчиков показала линейную зависимость отклонений в диапазоне измеряемых величин сил и моментов и отсутствие их взаимного влияния.

В качестве объекта исследования была выбрана СПБУ "Каспий-100" с тремя опорами, предназначенная для бурения на глубине моря до 100 м. Модель в масштабе 1:75 изготовлена из пенопласта и покрыта сплавом воска с парафином. Чертеж корпуса модели представлен на рис. 2. Модель закрепляется под заданным курсовым углом к направлению распространения волн.

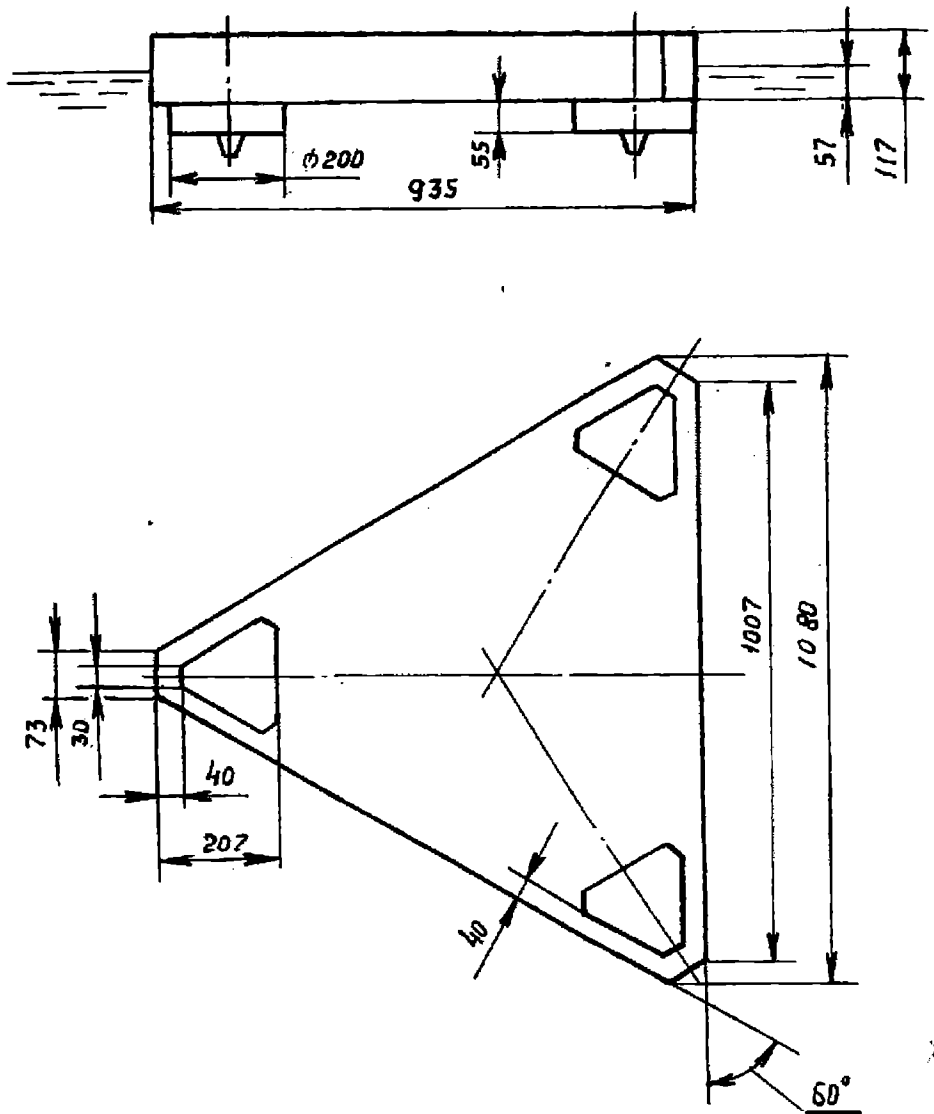


Рис. 2. Чертеж модели СПБУ

Система координатных осей $Oxyz$, жестко связанная с моделью, изображена на рис. 1, ось Ox проведена через датчики вертикальных сил.

Курсовой угол волнения φ измеряется между направлением распространения волн вдоль оси бассейна и осью O_1x_1 , находящейся в плоскости ватерлинии модели и сонаправленной с осью Ox . Регулярное волнение создавалось пластинчатым волнопродуктором в диапазоне частот $\sigma = 5 \div 10 \text{ с}^{-1}$, что соответствует относительным длинам волн

$\frac{\lambda}{L} = 0,7 \div 2,5$, где L - длина модели, λ - длина волны. При каждом курсовом угле создавалось 8 - 10 волн из этого диапазона с относительной

высотой волны $\frac{h}{\lambda} = \frac{1}{40} \div \frac{1}{50}$ (h - высота волны).

Были испытаны два варианта модели СПбУ - "голый" корпус (понтон без опорных колонн и башмаков) и понтон с колоннами и башмаками, причем в обоих случаях осадка понтона была одна и та же.

По результатам экспериментов построены графики зависимостей относительных амплитуд возмущающих сил и моментов от курсового угла

φ при различных значениях относительной длины волны $\frac{\lambda}{L}$.

Относительные амплитуды возмущающих сил и моментов представлены следующими выражениями:

$$\overline{F_x} = \frac{F_x^{\max}}{a\rho g\Omega};$$

$$\overline{M_x} = \frac{M_x^{\max}}{a\rho gV};$$

$$\overline{F_y} = \frac{F_y^{\max}}{a\rho gLT};$$

$$\overline{M_y} = \frac{M_y^{\max}}{a\rho gSL};$$

$$\overline{F_z} = \frac{F_z^{\max}}{a\rho gS};$$

$$\overline{M_z} = \frac{M_z^{\max}}{a\rho gL^2T};$$

где a - амплитуда волны;

ρ - плотность воды;

g - ускорение силы тяжести;

L - длина модели;

T - осадка модели;

S - площадь ватерлинии;

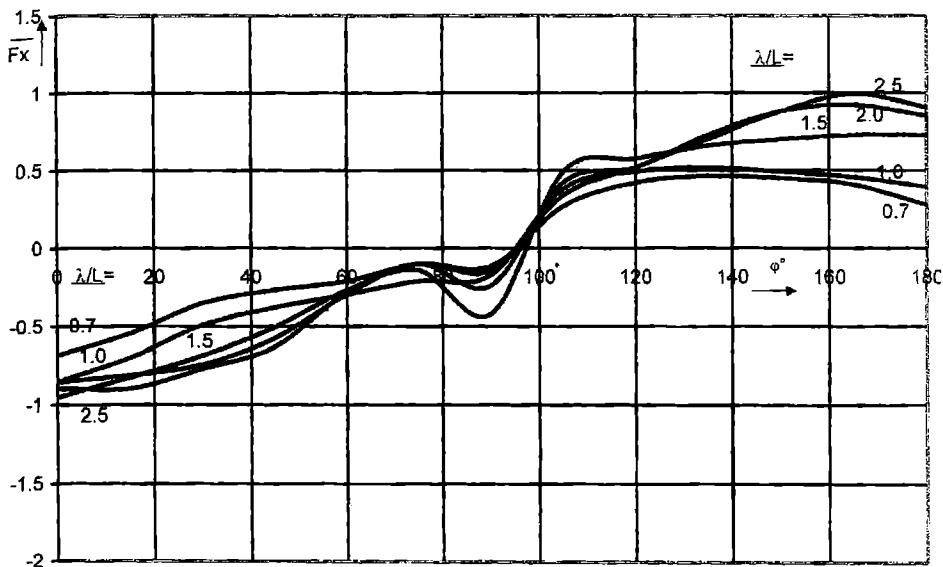
V - объемное водоизмещение модели;

Ω - площадь сечения, имеющего максимальную ширину.

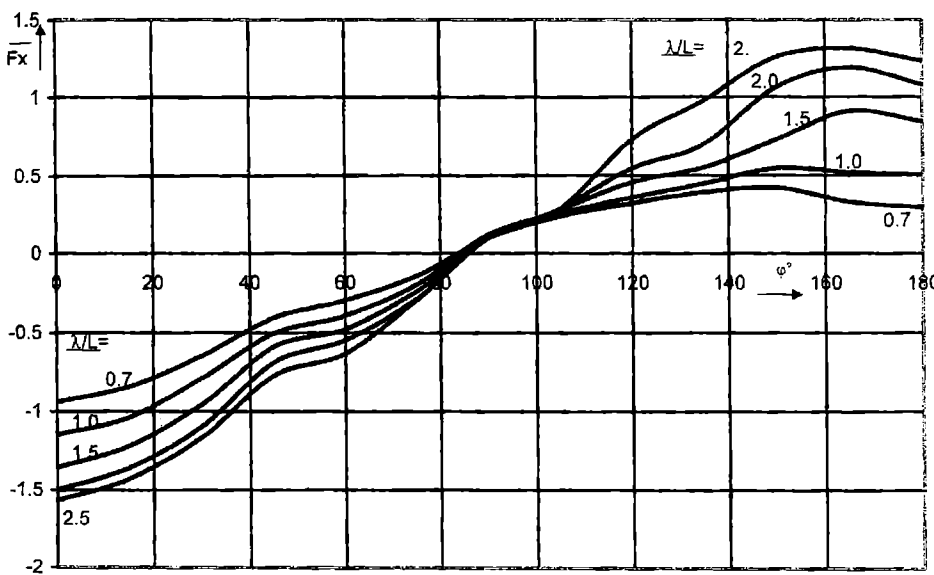
Наибольшие значения сил \overline{F}_X , \overline{F}_Z и моментов \overline{M}_X , \overline{M}_Y для понтона с колоннами и понтона без колонн наблюдаются при $\frac{\lambda}{L} = 2,5$ при всех углах набегания волнения, силы \overline{F}_Y - при $\frac{\lambda}{L} = 2$ или при $\frac{\lambda}{L} = 2,5$ в зависимости от этого угла. Минимальные значения указанных сил и моментов - при $\frac{\lambda}{L} = 0,7$. Исключение составляет момент \overline{M}_Z - максимальное значение при $\frac{\lambda}{L} = 1,0$ для понтона без колонн, при $\frac{\lambda}{L} = 1,0$ или $\frac{\lambda}{L} = 0,7$ для понтона с колоннами, минимальное - при $\frac{\lambda}{L} = 2,5$ в обоих случаях. Кривые, представляющие возмущающие силы и моменты для понтона без колонн, имеют более плавный характер, чем для понтона с колоннами. Количество максимумов и их расположение в зависимости от курсового угла волнения различны для понтона без колонн и для понтона с колоннами. Наибольшие значения сил и моментов и соответствующие им курсовые углы приведены в таблице.

Таблица. Максимальные значения возмущающих сил

	Модель без колонн		Модель с колоннами	
	Возмущающая сила (момент)	Курсовой угол	Возмущающая сила (момент)	Курсовой угол
F_X	1.0	165°	1.65	0°
F_Y	0.15	105°	0.17	120°
F_Z	0.46	30°	0.44	165°
M_X	1.1	90°	1.06	60°
M_Y	0.05	0°	0.14	120°
M_Z	0.35	90°	0.55	30°

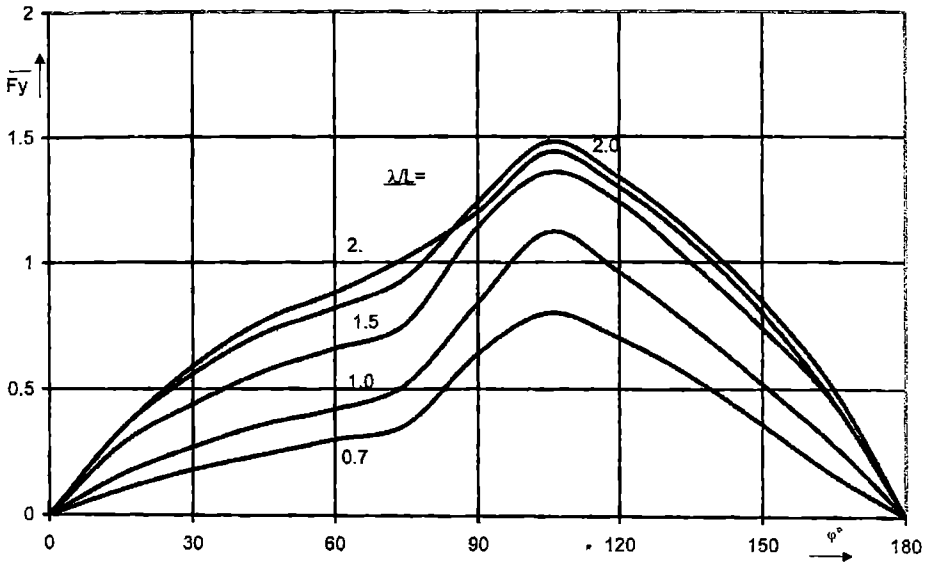


а) понтон без колонн

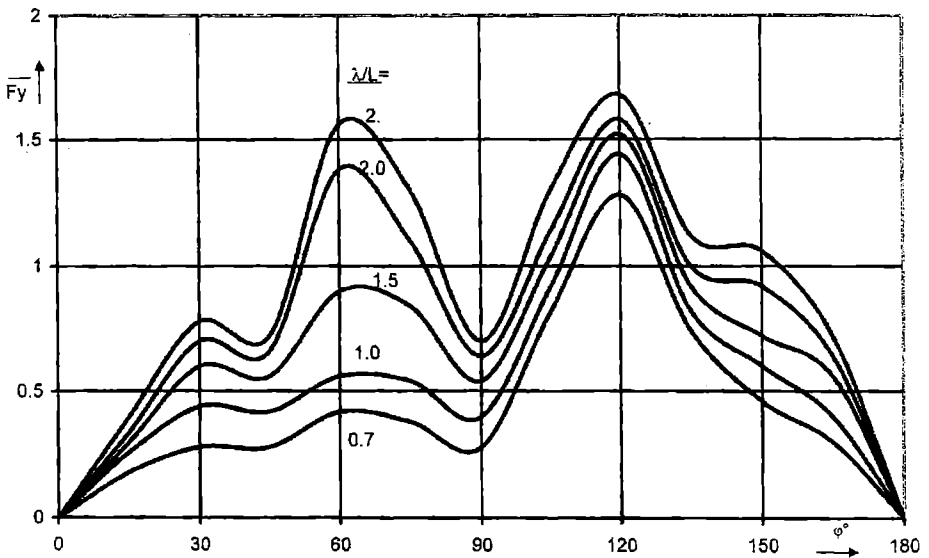


б) понтон с колоннами

Рис. 3. Возмущающая сила $\overline{F_x}$

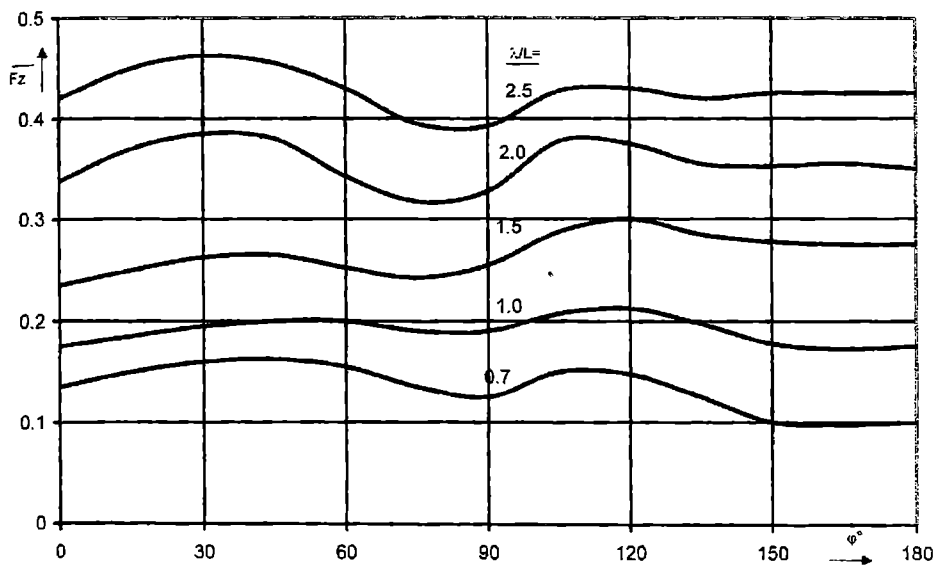


а) понтон без колонн

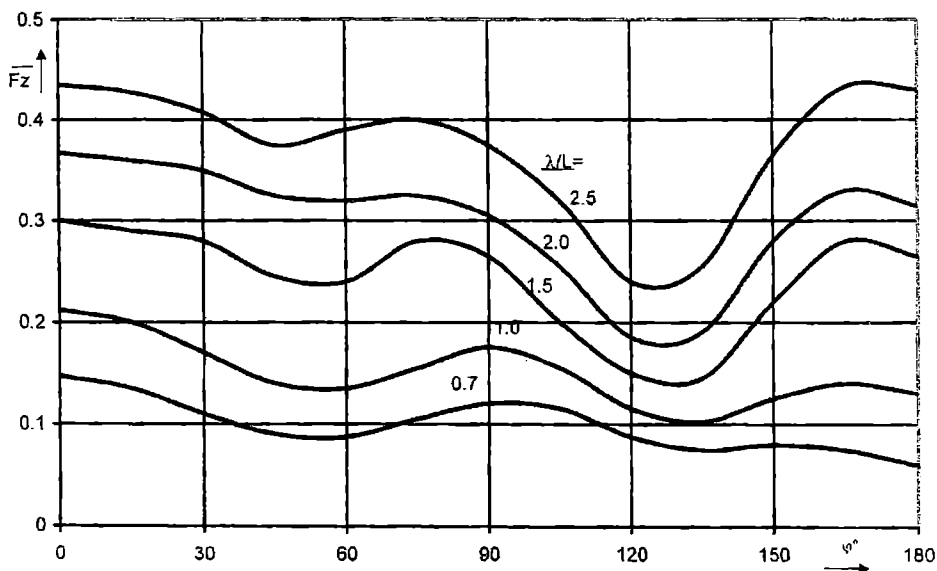


б) понтон с колоннами

Рис. 4. Возмущающая сила \overline{F}_y

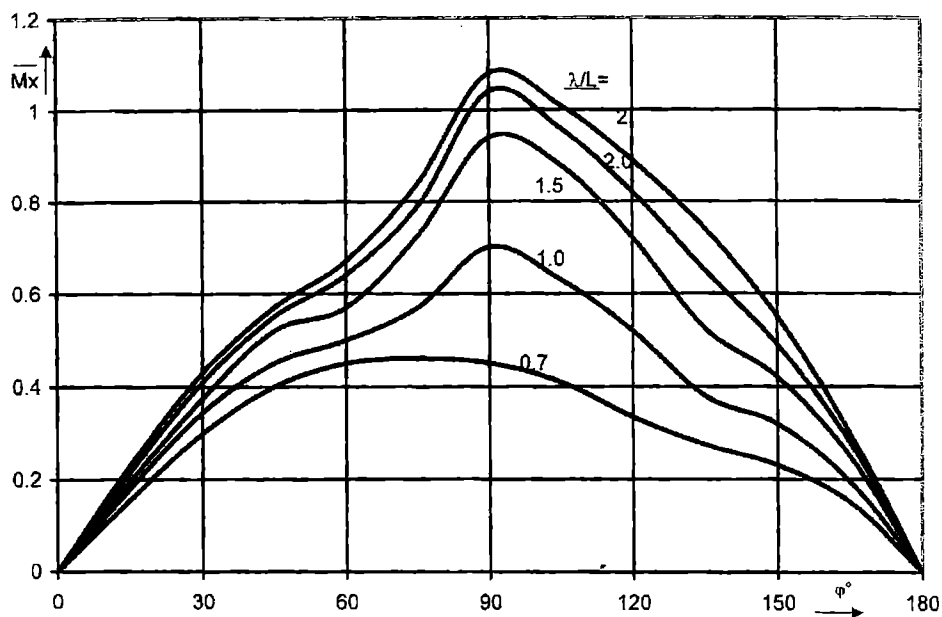


а) понтон без колонн

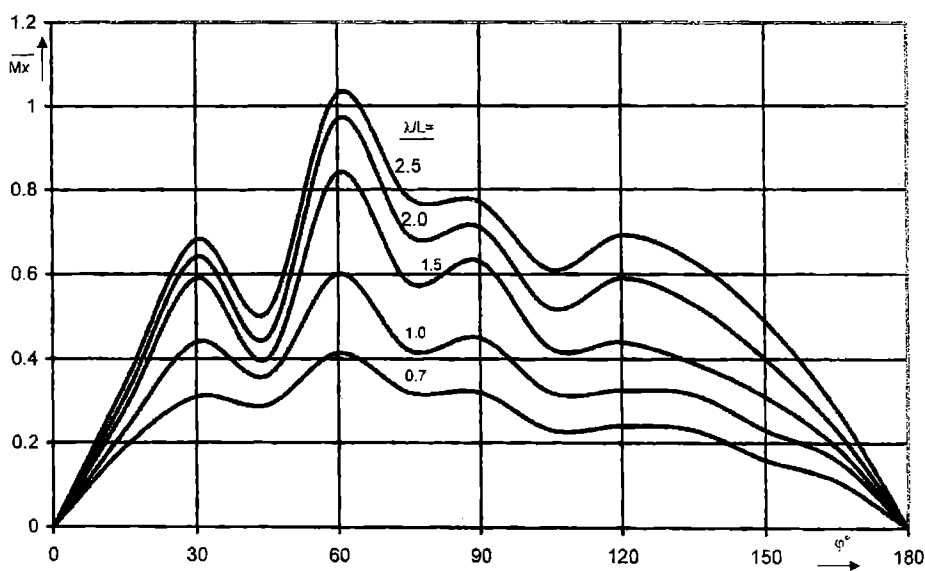


б) понтон с колоннами

Рис. 5. Возмущающая сила $\overline{F_z}$

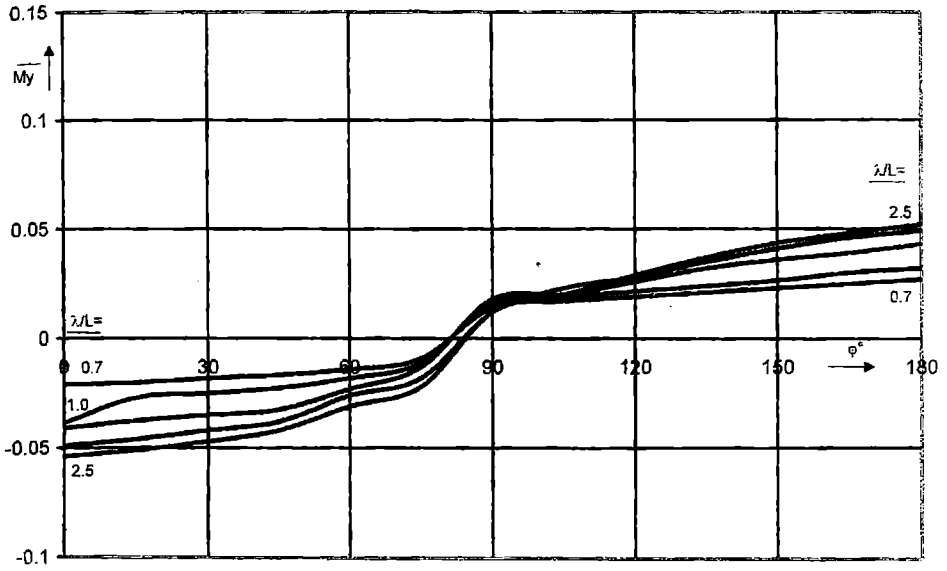


а) понтон без колонн

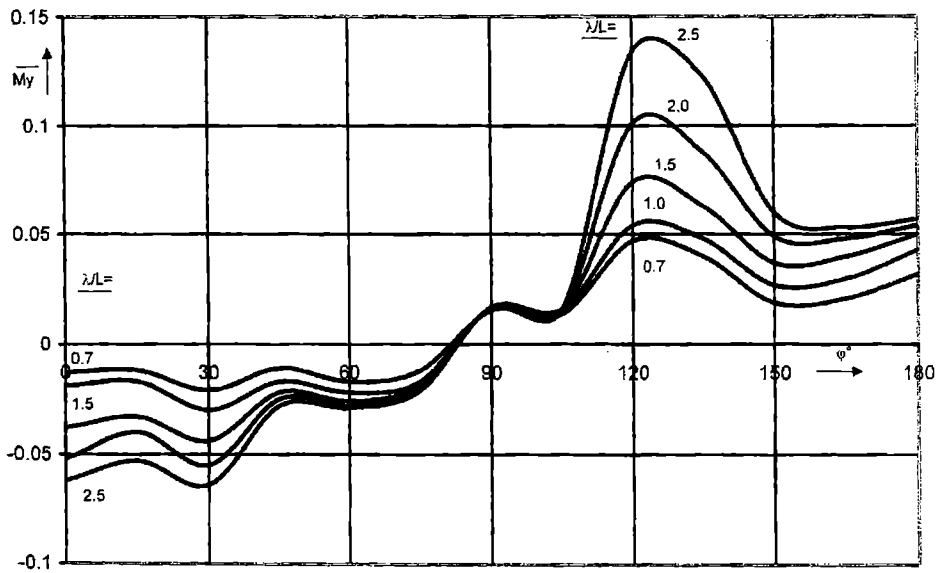


б) понтон с колоннами

Рис. 6. Возмущающий момент \overline{M}_x

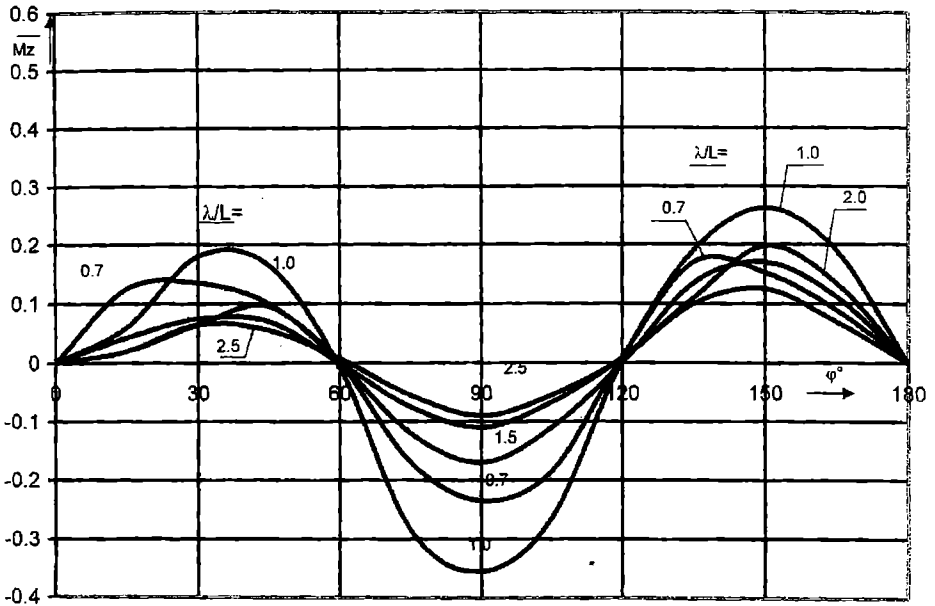


а) понтон без колонн

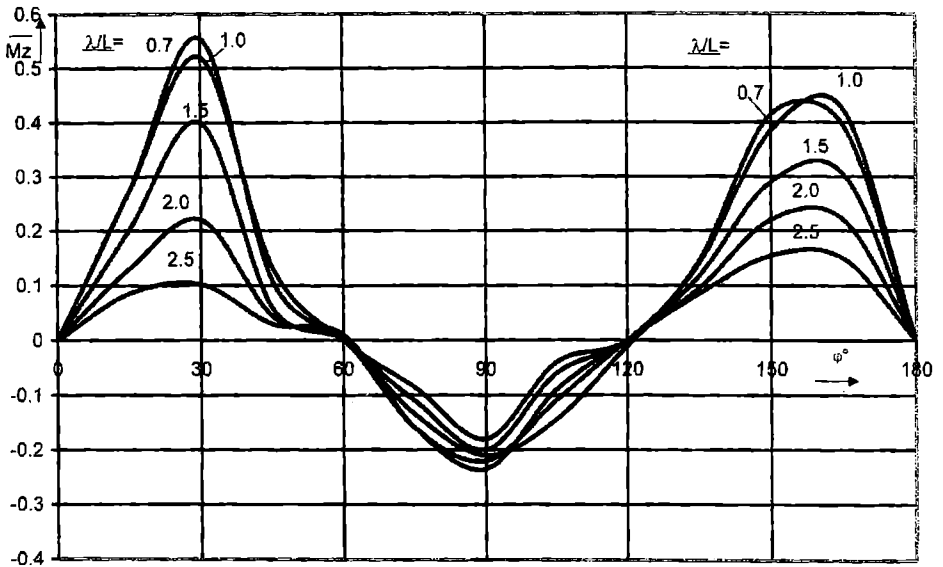


б) понтон с колоннами

Рис. 7. Возмущающий момент \overline{M}_y



а) понтон без колонн



б) понтон с колоннами

Рис. 8. Возмущающий момент $\overline{M_z}$

Результаты экспериментов показывают, что амплитудные значения поперечной и вертикальной сил и кренящего момента для случаев наличия и отсутствия колонн отличаются несущественно. Следовательно, расчеты сил можно выполнять без учета влияния колонн [5]. Амплитудные значения продольной силы, дифференцирующего момента и момента рыскания значительно разнятся. Поэтому экспериментальные исследования возмущающих сил и моментов позволяют с одной стороны оценить результаты теоретических расчетов главной и дифракционной частей возмущающих сил, с другой - непосредственно использовать результаты измерений для расчета качки конкретных объектов, для которых производился эксперимент.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бреббиа К., Уокер С. Динамика морских сооружений: Пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1983. – 232 с.
2. Воробйов Ю.Л., Баскаков С.М. Техніка освоєння континентального шельфу. – Одеса: ОНМУ, 2003. – 108 с.
3. Данилюк М.О. Формування нових господарських відносин у нафтогазовому комплексі України: Дис... докт.економ.наук: 08.06.02. – Львів, 1999. – 370 с.
4. Лобанов В.А. Справочник по технике освоения океана: – Л.: Судостроение, 1983. – 288 с.
5. Справочник по теории корабля: В 3 томах/ Под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985. –Т.2. Статика судов. Качка судов. – 440 с.
6. ХаскинД М.Д. Гидродинамическая теория качки корабля. – М.: Наука, 1973. – 327 с.

УДК 551.466.3/6:543.42

МЕТОДИКА РАСЧЁТА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАДВОДНОЙ ЧАСТИ КОРПУСА ТРАНСПОРТНЫХ СУДОВ

М. Б. Косой

Форма надводной части судна, её аэродинамические характеристики оказывают существенное влияние на поведение судна. Аэродинамические силы и моменты, действующие на надводную часть корпуса, являются важными компонентами уравнений управляемости [1], решения которых позволяют рассчитать поперечные перемещения судна (дрейф и рыскание). Именно эти перемещения в основном определяют ширину полосы движения судна. Ширина полосы движения – это важнейшая характеристика, которая во многом определяет уровень безопасности плавания.

Надстройки и рубки, элементы судовых устройств, расположенные на верхней палубе, представляют собой сложную совокупность плохо обтекаемых тел. Теоретический расчёт аэродинамических характеристик такой совокупности весьма сложен и, вообще говоря, его результаты ненадёжны [2]. Наилучшим способом определения аэродинамических сил и моментов, действующих на надводную часть корпуса, является эксперимент по продувке моделей в аэродинамической трубе [2]. Такой эксперимент оказывается весьма трудоемким, так как требует широкой вариации размеров надводной части корпуса, формы и расположения надстроек, направления ветрового потока. К тому же сама аэродинамическая труба – это весьма редко встречающаяся, сложная и дорогостоящая экспериментальная установка [3]. Поэтому большинство аэродинамических испытаний проводилось для конкретных судов. Систематические эксперименты подобного рода выполнялись очень редко и в ограниченном объёме. Тем не менее, в литературе [6] представлены результаты более либо менее систематических экспериментов в виде расчётных формул для коэффициентов аэродинамических сил и момента, содержащих некоторые характеристики главных элементов судна, формы и расположения его надстроек. К сожалению, в этих материалах не оговорено, какие именно типы судов положены в основу их разработки, однако ясно, что это, по видимому, суда постройки 50-х – 60-х годов прошлого столетия. Конец 20-го века связан с появлением крупнотоннажных судов – танкеров и балкеров, составляющих сегодня основную часть мирового транспортного флота. Их надводный силуэт, характеристики надстроек и рубок сильно отличаются от соответствующих элементов судов середины 20-го столетия. Эти соображения послужили основанием для проведения систематических

экспериментальных исследований аэродинамических характеристик их надводной части в аэродинамической лаборатории ОНМУ.

Испытания проводились в большой аэродинамической трубе. Это труба замкнутого типа с открытой рабочей частью. Длина рабочей части 3000 мм, диаметр – 1750 мм. Скорость воздушного потока от 5 до 100 м/сек. Масштаб модели выбирается так, чтобы получить устойчивый автомодельный режим обтекания при скоростях воздуха $V \geq 30$ м/сек. При длине модели порядка одного метра это соответствует числам Рейнольдса $Re = \frac{VL}{\nu} > 2 \cdot 10^6$. Продуваемая модель устанавливается на

специально изготовленном горизонтальном жестком экране, который имитирует свободную поверхность воды. Таким образом, отпадает необходимость изготовления и продувки дублированной модели. Схема экспериментальной установки приведена на рис.1. Модель с помощью державки (4) крепится на трёхкомпонентных тензометрических весах, позволяющих измерить продольную R_x , поперечную R_y , силы и момент рыскания M_z в системе координат, связанной с моделью. Балка тензометрического динамометра закреплена к поворотному кругу, вращая который можно менять положение модели относительно потока. Показания тензометрического динамометра регистрируются цифровым вольтметром фирмы DISA через специальный коммутатор, исключающий взаимное влияние каналов. В качестве усилителя использована тензостанция ТА-5. Скорость воздушного потока измеряется с помощью комбинированной трубки-приёмника давления, соединённой с микроанометром; мгновенные значения скорости потока определяются термоанометрами фирмы DISA. Величина плотности воздуха ρ в момент испытаний определяется по формуле [3]

$$\rho = \frac{P_a}{29,27g(273 + t^{\circ}C)} \left(1 - 0,378 \frac{\chi P_{н.н}}{P_{вл}} \right),$$

где P_a – атмосферное давление, кг/м²;

$P_{н.н}$ – давление насыщенных паров, мм рт. ст.;

$P_{вл}$ – давление влажного воздуха, мм рт. ст.;

g – ускорение свободного падения;

χ – относительная влажность воздуха.

Известные сложности выполнения обширных аэродинамических испытаний стимулировали максимально возможное уменьшение числа испытываемых объектов. Поскольку в лаборатории ОНМУ наиболее трудоёмкая часть аэродинамических экспериментов связана с изготовлением моделей хорошего качества, было принято решение зафиксировать форму надводной части корпуса судна, а варьировать

число, размеры и расположение по длине судовых надстроек. Такое решение базировалось на следующих известных экспериментальных фактах:

– аэродинамические характеристики голого корпуса современных крупнотоннажных судов при посадке на ровный киль достаточно надёжно определяются известными формулами И. П. Мелкозеровой и Р. Я. Першица [1];

– аэродинамическое взаимодействие между надстройками весьма мало, так что им можно пренебречь. Эти факты получили дополнительное подтверждение в процессе аэродинамических испытаний.

Для проведения испытаний в аэродинамической трубе была изготовлена деревянная модель надводной части голого корпуса танкера “Крым” в масштабе $1 \div 300$. Размеры модели: длина $L = 0,94$ м., ширина $B = 0,147$ м., высота борта $H_b = 0,09$ м., высота надводного борта на миделе $H = 0,035$ м. Модели надстроек набирались ярусами и крепились в разных местах по длине голого корпуса. На рис. 1 показана модель, которая установлена в аэродинамической трубе, а на рис. 2 даны силуэты испытанной серии моделей. Первичные результаты испытаний представлены в виде графиков зависимостей коэффициентов лобового сопротивления C_x , боковой силы C_y и момента рыскания C_m от угла φ между направлением ветра и диаметральной плоскостью модели. Аэродинамические характеристики определены из соотношений

$$\begin{aligned} C_x &= \frac{2R_x}{\rho V^2 S_y}; \\ C_y &= \frac{2R_y}{\rho V^2 S_y}; \\ C_m &= \frac{2M_z}{\rho V^2 S_y L}, \end{aligned} \tag{1}$$

где R_x, R_y, M_z – соответствующие аэродинамические силы и момент, ρ – плотность воздуха, V – скорость потока воздуха, S_y – площадь проекции модели надводной части судна на диаметральную плоскость, L – длина. Применение принципа суперпозиции аэродинамических характеристик надводного борта судна и надстроек позволяет получить следующие формулы для коэффициентов лобового сопротивления $C_{xн}$, боковой силы C_{yn} и момента рыскания $C_{mн}$ для надстройки (группы надстроек):

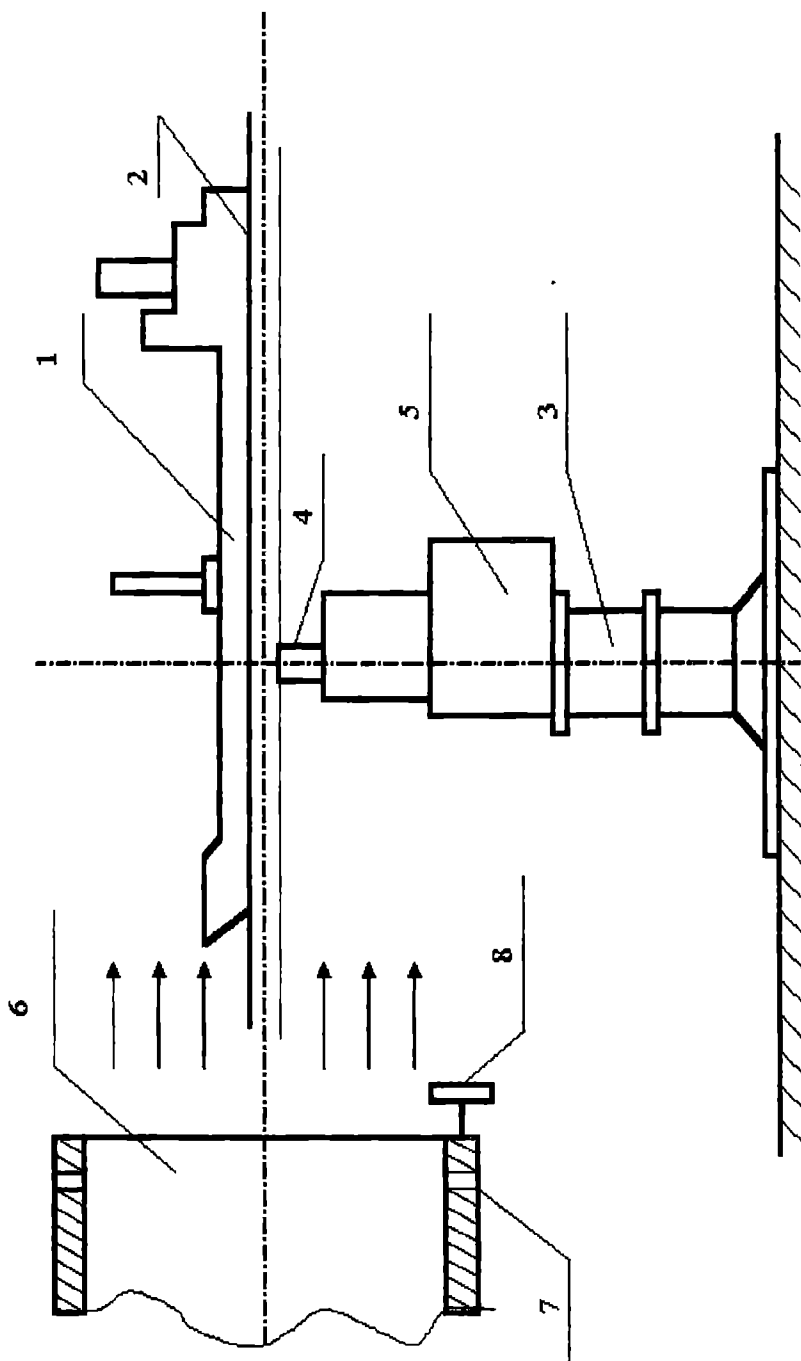
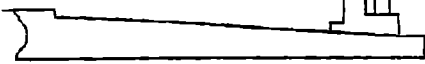
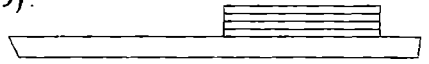


Рис. 1. Схема установки модели в рабочей части аэродинамической трубы: 1 – модель надводной части судна; 2 – экран; 3 – корпус тензометрического динамометра; 4 – державка модели; 5 – обтекатель; 6 – сопло трубы; 7 – приёмник воздушного давления; 8 – термометр

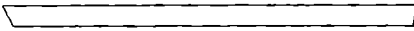
1) $\psi=2^{\circ}$



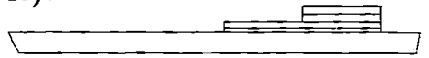
9).



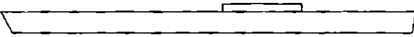
2).



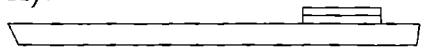
10).



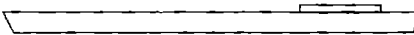
3).



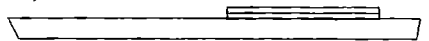
11).



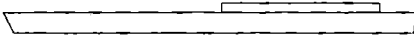
4).



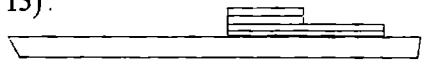
12).



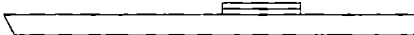
5).



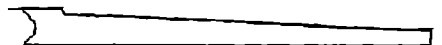
13).



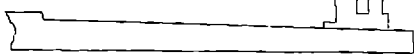
6).



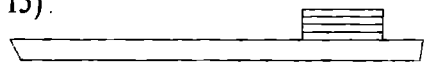
14).



7) $\psi=1^{\circ}$



15).



8) $\psi=2^{\circ}$



16).

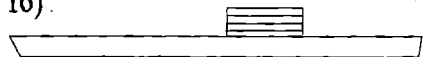


Рис. 2. Силуэты испытанных моделей

$$C_{xн} = \frac{C_x S_y - C_{xb} S_{yb}}{LH \sum_i l_i h_i};$$

$$C_{yн} = \frac{C_y S_y - C_{yb} S_{yb}}{LH \sum_i l_i h_i}; \tag{2}$$

$$C_{mн} = \frac{C_m S_y - C_{mb} S_{yb}}{LH \sum_i l_i h_i}.$$

C_{xb}, C_{yb}, C_{mb} – коэффициенты лобового сопротивления, боковой силы и момента рыскания судна без надстройки, соответственно; S_y, S_{yb} – площади проекций надводной части судна с надстройками и голого корпуса соответственно на диаметральную плоскость; $\sum_i l_i h_i$ – сумма произведений приведённых длин и высот надстроек.

Приведённая высота h_i каждой надстройки определяется суммарной высотой её ярусов, отнесённой к высоте надводного борта H , а приведённая длина l_i каждой надстройки определяется фактической длиной надстройки, отнесённой к длине судна L . При этом произведение $LH \sum_i l_i h_i$ должно быть равно площади проекции этой надстройки на диаметральную плоскость судна. Аэродинамические коэффициенты надстроек определены по формулам (2) для десяти вариантов их размеров и расположения по длине судна (рис. 2), а для каждого варианта расположения – для девятнадцати значений угла φ ($0^\circ, 10^\circ, \dots, 180^\circ$). Массивы значений аэродинамических коэффициентов были специальным образом обработаны для получения приближённых расчётных формул. Схема обработки была идентичной для всех трёх аэродинамических коэффициентов надстройки. Так, например, коэффициенты $C_{yн}$ и $C_{mн}$ аппроксимированы такими двучленами:

$$C_{yн} = C_1 \sin \varphi + C_2 \sin 3\varphi; \tag{3}$$

$$C_{mн} = C_3 \sin \varphi + C_4 \sin 2\varphi. \tag{4}$$

Представления (3) и (4) по отдельности применены для девятнадцати значений угла φ , в результате чего получены две системы из девятнадцати алгебраических уравнений относительно двух неизвестных каждая. Обе системы решены методом наименьших квадратов каждая. Таким образом, для каждого варианта размеров надстройки и её расположения по длине судна были найдены значения коэффициентов C_1, C_2, C_3 и C_4 из (3) и (4). Анализ показал, что наибольшее влияние на

величины этих коэффициентов оказывают отношения $\frac{h_i}{L}$ и $\frac{x_{ni}}{L}$, где

x_{ni} – расстояние от центра парусности надстройки (группы надстроек) до миделя, которое характеризует их расположение по длине судна. Поэтому коэффициенты C_1, C_2, C_3 и C_4 представлены в виде:

$$C_1 = \alpha_0 + \alpha_1 \frac{x_{ni}}{L} + \alpha_2 \frac{h_i}{L}; \quad (5)$$

$$C_2 = \beta_0 + \beta_1 \frac{x_{ni}}{L} + \beta_2 \frac{h_i}{L}; \quad (6)$$

$$C_3 = \gamma_0 + \gamma_1 \frac{x_{ni}}{L} + \gamma_2 \frac{h_i}{L}; \quad (7)$$

$$C_4 = \varepsilon_0 + \varepsilon_1 \frac{x_{ni}}{L} + \varepsilon_2 \frac{h_i}{L}. \quad (8)$$

Применяя равенство (5) к десяти вариантам размеров и расположения надстроек, получаем систему десяти алгебраических уравнений относительно трёх неизвестных коэффициентов α_0, α_1 и α_2 . Решая эту переопределённую систему методом наименьших квадратов, находим неизвестные значения этих коэффициентов. Выполняя аналогичные операции для уравнений (6), (7) и (8), определяем:

$$C_1 = 0,665 - 2,105 \frac{x_n}{L} + 9,802 \frac{h}{L};$$

$$C_2 = -0,201 + 0,749 \frac{x_n}{L} - 3,334 \frac{h}{L};$$

$$C_3 = 0,339 + 1,699 \frac{x_n}{L} - 2,99 \frac{h}{L};$$

$$C_4 = 0,426 + 0,128 \frac{x_n}{L} - 0,67 \frac{h}{L}.$$

Зависимость коэффициента лобового сопротивления $C_{хн}$ представляется в виде

$$C_{хн} = C_5 + C_6 \cos 2\varphi + C_7 \sin 2\varphi. \quad (10)$$

Анализ показал, что величина $C_{хн}$ определяется в основном значениями отношений $\frac{S_x}{S_{хб}}, \frac{S_y}{S_{yb}}, \frac{x_n}{L}$, где S_x, S_y — площади проекций надводной части судна на плоскость миделя и диаметральной плоскость соответственно, $S_{хб}, S_{yb}$ — площади проекций надводной части голого корпуса на плоскость миделя и диаметральной плоскость соответственно, x_n — расстояние от миделя до центра парусности надстройки (группы надстроек). Поэтому приняты представления коэффициентов формулы (10) в виде

$$C_i = K_{0i} + K_{1i} \frac{S_x}{S_{хб}} + K_{2i} \frac{S_y}{S_{yb}} + K_{3i} \frac{x_n}{L}; \quad (11)$$

$$i = 5, 6, 7.$$

Выполняя для массива коэффициентов $C_{хн}$ описанные выше процедуры, находим выражения для коэффициентов формулы (10):

$$\begin{aligned} C_5 &= 0,209 \frac{S_x}{S_{хб}} - 1,068 \frac{S_y}{S_{yb}} - 0,061 \frac{x_n}{L} + 0,949; \\ C_6 &= -0,153 \frac{S_x}{S_{хб}} + 0,487 \frac{S_y}{S_{yb}} - 0,198 \frac{x_n}{L} - 0,344; \\ C_7 &= 1,484 \frac{S_x}{S_{хб}} - 1,282 \frac{S_y}{S_{yb}} + 3,789 \frac{x_n}{L} + 0,906. \end{aligned} \quad (12)$$

В заключение отметим, что все приведенные выше аппроксимации выполнены для судна, сидящего на ровный киль. Наличие дифферента изменяет величины аэродинамических характеристик надводной части корпуса и надстроек. Эксперименты показывают, что подобное изменение заметно лишь для надводной части корпуса, то есть для величин $C_{хб}, C_{yb}, C_{тб}$. Поправки $\Delta C_{хб}, \Delta C_{yb}, \Delta C_{тб}$ к упомянутым характеристикам получены путём обработки результатов продувок голого

корпуса без дифферента и голого корпуса с углами дифферента $\psi = 1^\circ$, $\psi = 2^\circ$ на корму (варианты №№ 2, 14, и 8 на рис. 2). Эти результаты обработаны в том же порядке, который описан выше для аэродинамических коэффициентов C_{xn} , C_{yn} и $C_{m\bar{n}}$. Получены следующие аппроксимации:

$$\begin{aligned} \Delta C_{x\bar{b}} &= -(0,0315 + 0,098\psi) \cos 4\varphi - 1,866\psi \sin 4\varphi; \\ \Delta C_{y\bar{b}} &= -(0,0361 + 0,0318\psi) - 0,13 \cos 2\varphi + (0,0451 + 0,334\psi) \cos 4\varphi; \\ \Delta C_{m\bar{b}} &= (0,011 + 0,874\psi) - (0,0134 - 0,768\psi) \cos 2\varphi + \\ &\quad + (0,0226 - 0,649\psi) \cos 4\varphi - 0,667\psi \sin 2\varphi, \end{aligned} \quad (13)$$

где $\psi = \frac{T_n - T_k}{L}$, T_n , T_k - соответственно, осадка судна носом и кормой.

В начале статьи при обосновании стратегии уменьшения числа моделей корпусов судов для аэродинамических испытаний были упомянуты надёжные формулы для определения аэродинамических характеристик голого корпуса, сидящего на ровный киль. Они имеют следующее представление:

$$C_{y\bar{b}} = (7F + 0,62) \sin \varphi + f \sin 3\varphi; \quad (14)$$

$$C_{m\bar{b}} = (F + 0,04) \sin 2\varphi - 0,25F \sin 4\varphi + 1,4b \sin 1,5(90 - |\varphi - 90|); \quad (15)$$

$$C_{x\bar{b}} = (7F + 0,62) \cos \varphi + f(4 \cos^3 \varphi - \cos \varphi). \quad (16)$$

Здесь $f = 0$, если $F > 0,1$ или $F < 0,005$, и $f = 0,53F^2 - 5,7F + 0,03$ в остальных случаях, $F = \frac{H}{L}$ - относительная высота надводного борта,

b - отстояние центра парусности площади надводного борта от миделя, отнесённое к длине судна.

Итак, приведенная здесь совокупность формул позволяет рассчитать все аэродинамические характеристики современного крупнотоннажного судна. С целью демонстрации качества полученных аппроксимаций ниже приведены сопоставления экспериментальных и расчётных результатов определения аэродинамических характеристик. Так, на рис. 3 и 4 приведены коэффициенты $C_{m\bar{b}}$, $C_{x\bar{b}}$ и $C_{y\bar{b}}$ для голого корпуса танкера «Крым», сидящего на ровный киль.

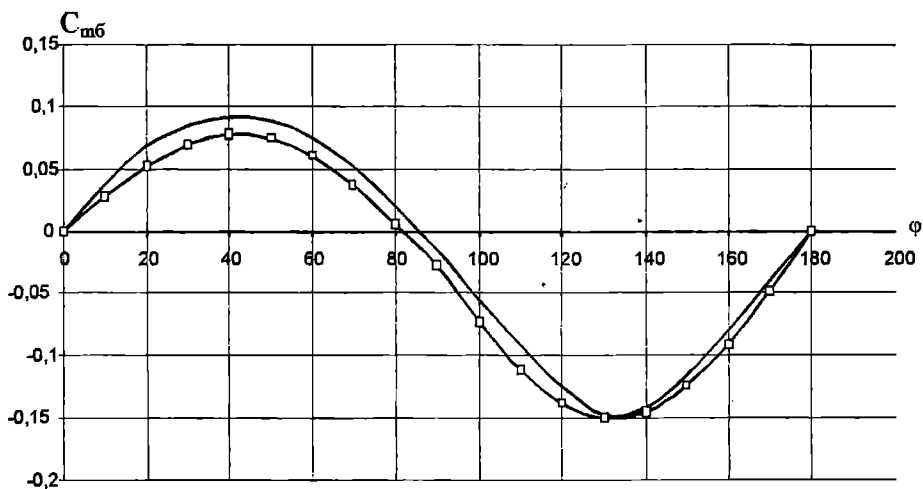


Рис. 3. Коэффициент момента рыскания, действующего на голый корпус танкера «Крым» без дифферента: \square — аппроксимация; — — — эксперимент

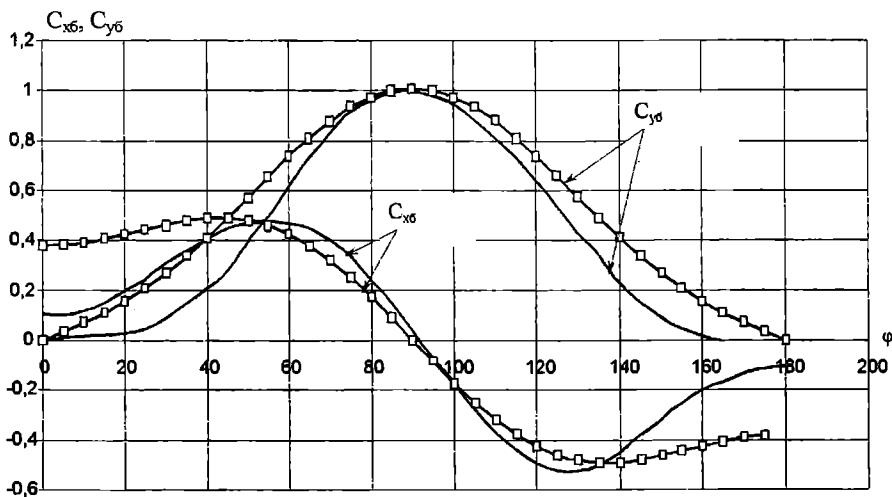


Рис. 4. Коэффициент боковой силы и лобового сопротивления, действующих на голый корпус танкера «Крым» без дифферента: \square — аппроксимация; — — — эксперимент

Далее приведены сопоставительные графики для определённой надстройки и корпуса судна при различных вариантах комплектации модели и её посадки (различных номерах вариантов). Так, на рис. 5 показана зависимость коэффициента боковой силы изолированной кормовой надстройки, которая фигурирует в варианте №10, от курсового угла ветра φ . Кривая, нанесённая сплошным образом, скомпонована из результатов эксперимента по вариантам №10 и №2, а кривая с маркерами – по формулам аппроксимации (3) и (9). На рис. 6 показана зависимость коэффициента момента рыскания изолированной кормовой надстройки для варианта №10. Аналогично предыдущему, сплошная кривая получена компоновкой результатов эксперимента для коэффициентов моментов рыскания вариантов №2 и №10, а кривая с маркерами получена по аппроксимационным формулам (4) и (9).

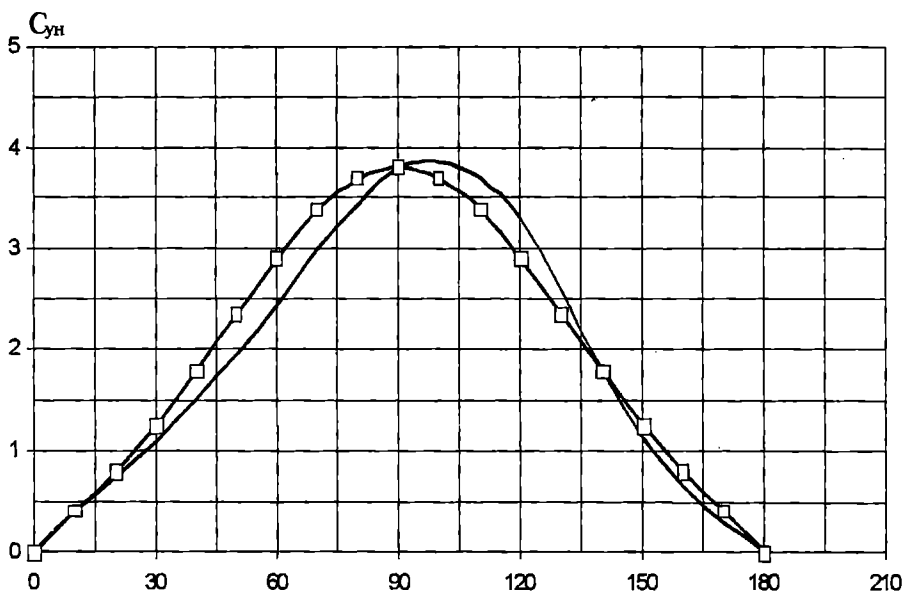


Рис. 5. Коэффициент боковой силы, действующей на кормовую надстройку - вариант 10: \square – аппроксимация; — — — эксперимент

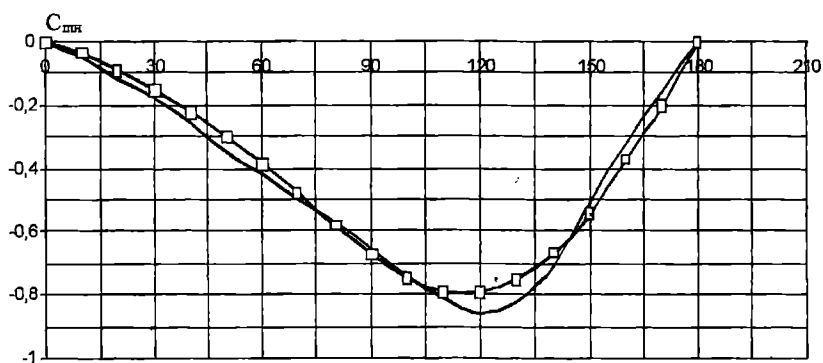


Рис. 6. Коэффициент момента рыскания, действующего на кормовую надстройку - вариант 10: \square - аппроксимация; — - эксперимент

Сопоставления коэффициентов C_x , C_y и C_m даны на рис. 7, 8, 9, 10, 11 и 12 для вариантов №№ 6 и 16.

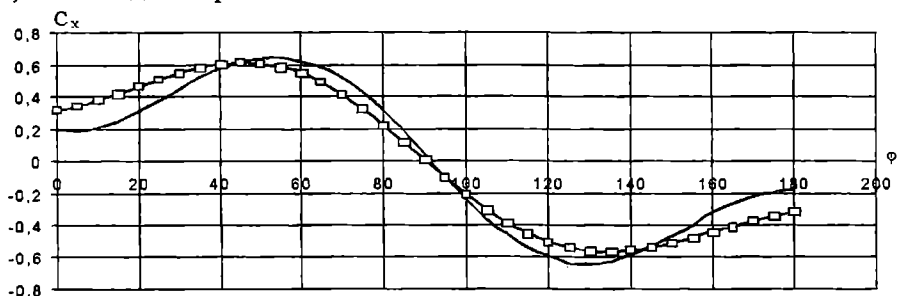


Рис. 7. Коэффициент лобового сопротивления надводной части судна с надстройками - Вариант 10: \square - аппроксимация; — - эксперимент

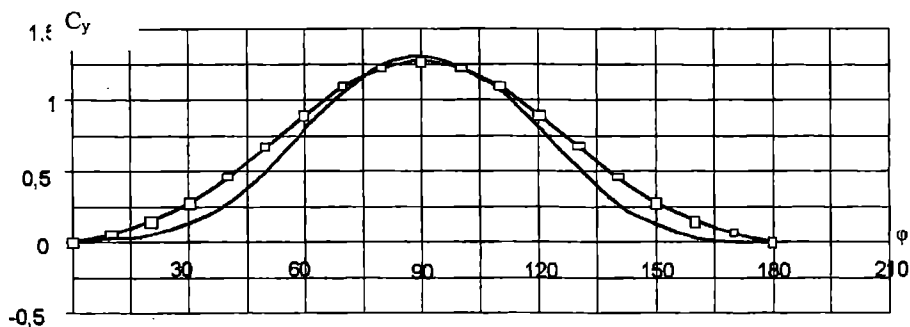


Рис. 8. Коэффициент боковой силы надводной части судна с надстройками - вариант 6: \square - аппроксимация; — - эксперимент

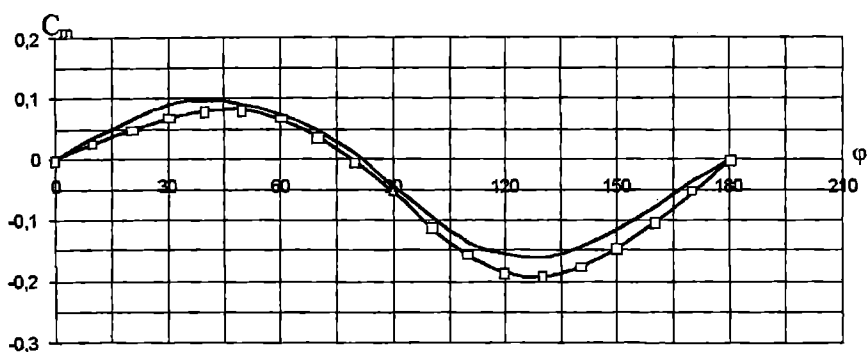


Рис. 9. Коэффициент момента рыскания надводной части судна с надстройками - вариант 6: \square - аппроксимация; — — эксперимент

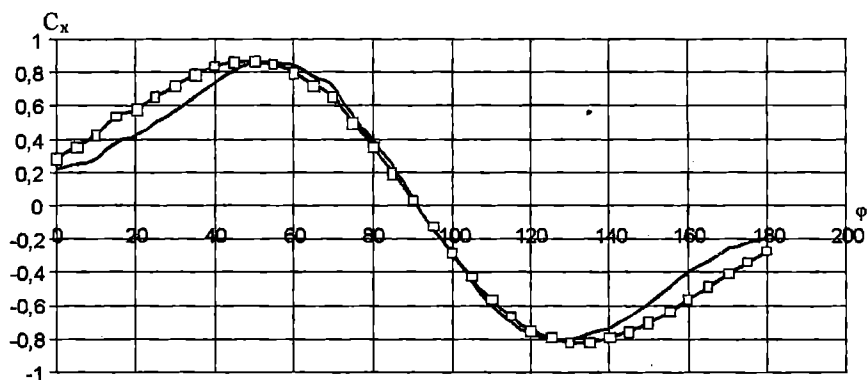


Рис. 10. Коэффициент лобового сопротивления надводной части судна с надстройками - вариант 16: \square - аппроксимация; — — эксперимент

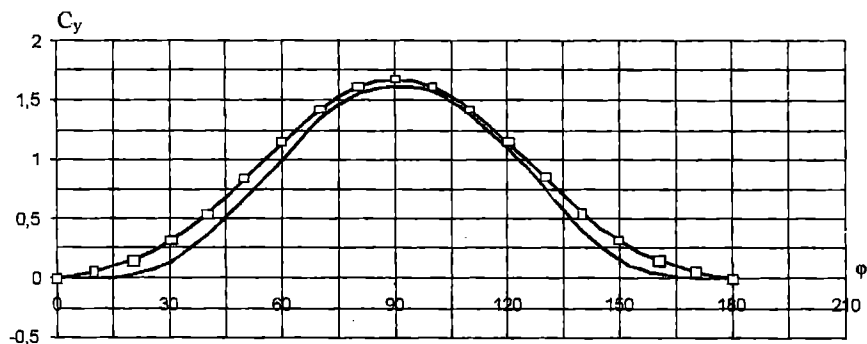


Рис. 11. Коэффициент боковой силы надводной части судна с надстройками - вариант 16: \square - аппроксимация; — — эксперимент

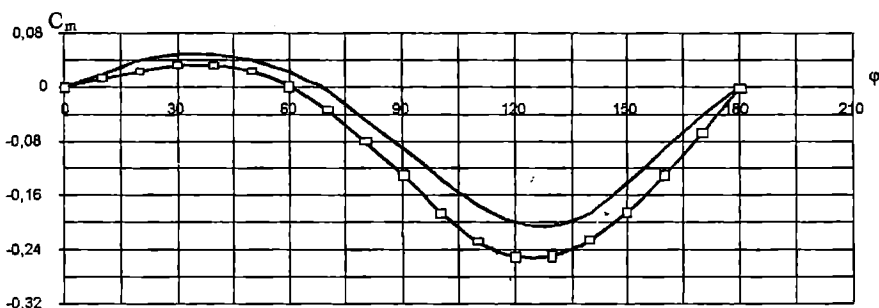


Рис.12. Коэффициент момента рыскания надводной части судна с надстройками - вариант 16: \square - аппроксимация; — - эксперимент

Наконец, проанализируем качество аппроксимации влияния угла дифферента на аэродинамические характеристики надводной части корпуса. Для коэффициентов $C_{x\delta}$, $C_{y\delta}$, $C_{m\delta}$ судна, сидящего с дифферентом, получаем зависимости, графически изображённые на рис. 13, 14, 15, 16, 17 и 18.

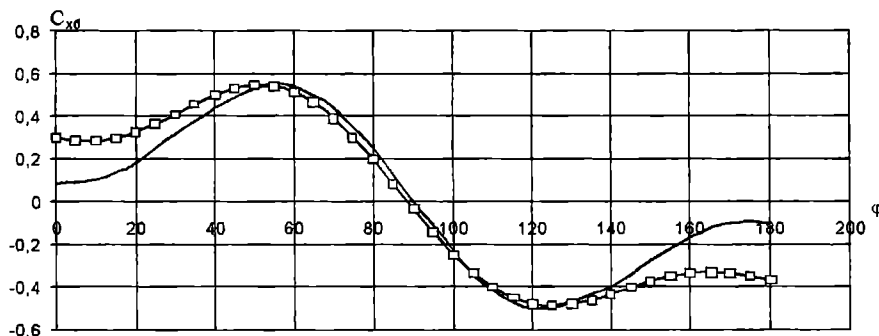


Рис. 13. Коэффициент лобового сопротивления голого корпуса танкера «Крым» при дифференте $\psi=1^\circ$: \square - аппроксимация; — - эксперимент

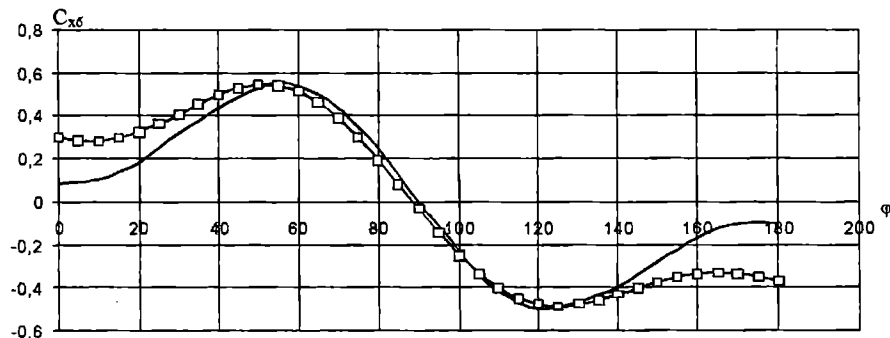


Рис. 14. Коэффициент лобового сопротивления голого корпуса танкера «Крым» при дифференте $\psi=2^\circ$: \square - аппроксимация; — - эксперимент

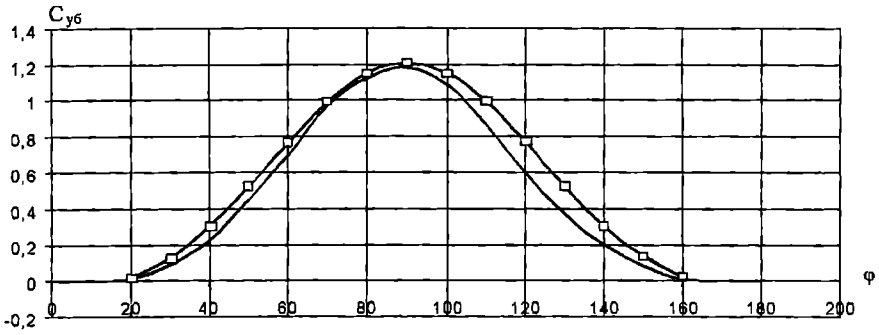


Рис. 15. Коэффициент боковой силы голого корпуса танкера «Крым» при дифференте $\psi=1^\circ$: \square —аппроксимация; — эксперимент

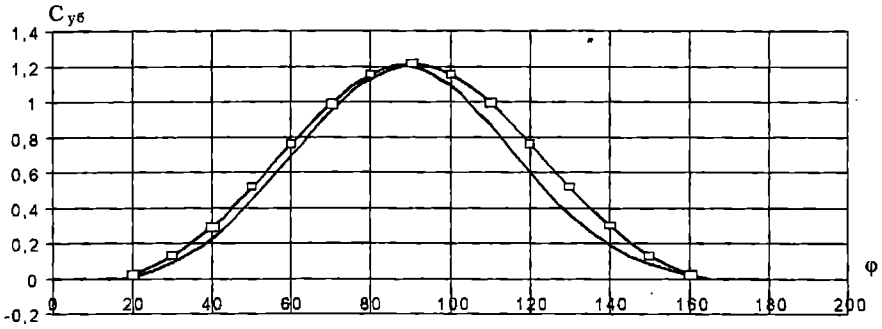


Рис. 16. Коэффициент боковой силы голого корпуса танкера «Крым» при дифференте $\psi=2^\circ$: \square —аппроксимация; — эксперимент

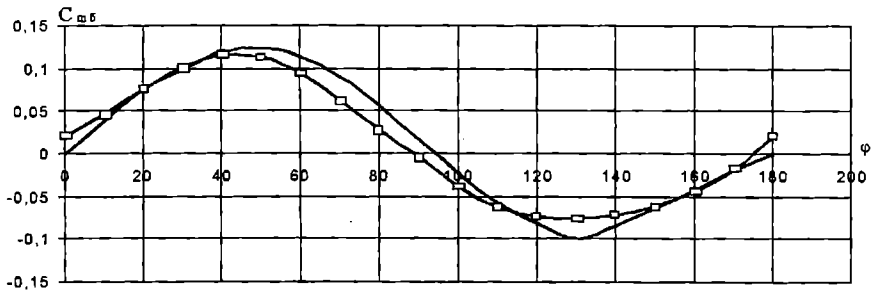


Рис. 17. Коэффициент момента рыскания голого корпуса танкера «Крым» при дифференте $\psi=1^\circ$: \square —аппроксимация; — эксперимент

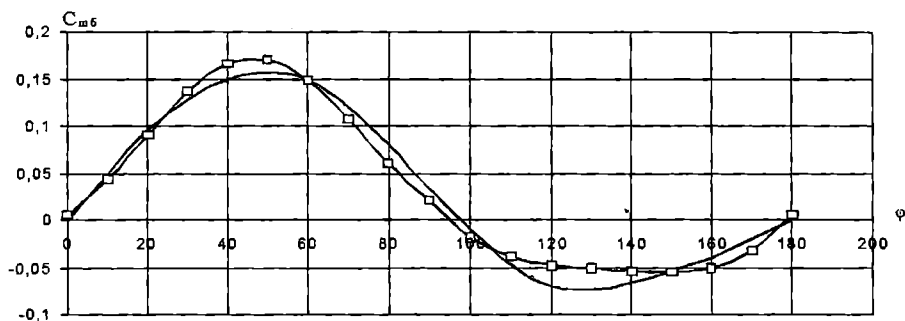


Рис. 18. Коэффициент момента рыскания голого корпуса танкера «Крым» при дифференте $\psi=2^\circ$: \square — аппроксимация; — — — эксперимент

Оценка качества полученных аппроксимаций для аэродинамических коэффициентов судов может быть сделана из рассмотрения рис. 17 и 18, на которых представлены C_x, C_y и C_m для полностью вооружённой модели танкера «Крым», рассчитанные по формулам и определённые в результате круговых продувок в аэродинамических трубах Одесского национального морского университета (ОНМУ) и Санкт-Петербургского морского технического университета (СПбМТУ), бывшего ЛКИ (Ленинградский кораблестроительный институт). Это сопоставление дополнительно подтверждает возможность использования предложенных аппроксимаций аэродинамических характеристик в практических расчётах мореходных качеств судов для оценки уровня безопасности мореплавания.

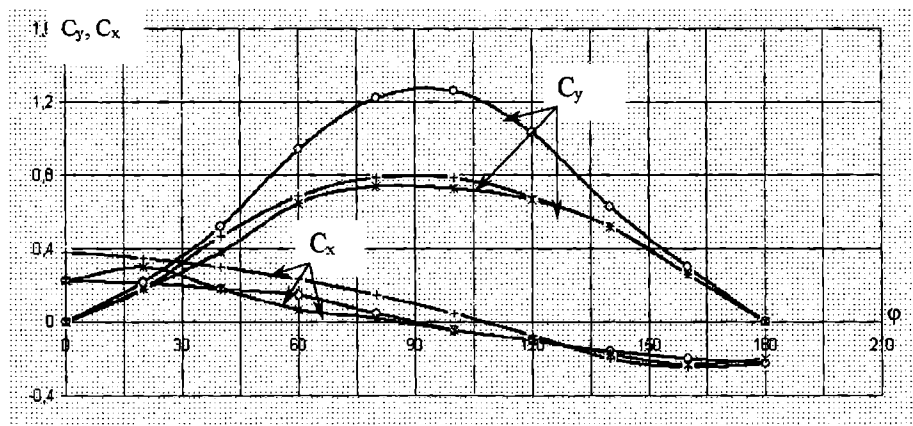


Рис. 19. Аэродинамические характеристики модели танкера «Крым»: θ — аппроксимация; + — эксперимент в аэродинамической трубе СПбМТУ; * — эксперимент в аэродинамической трубе ОНМУ

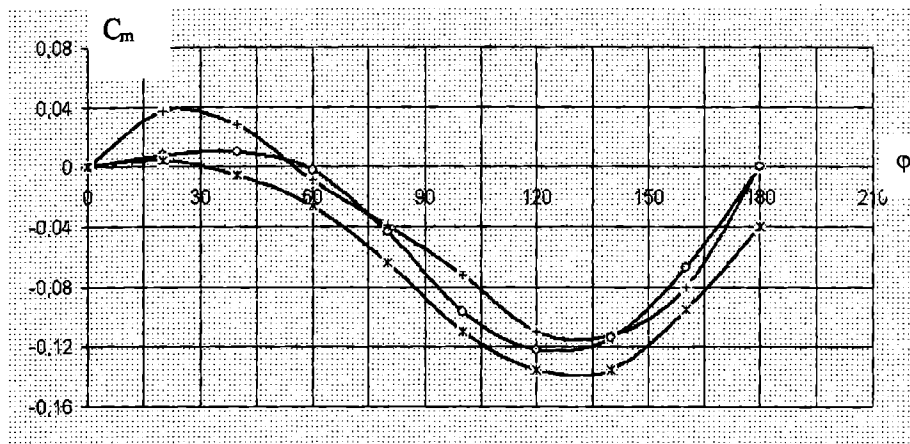


Рис. 20. Аэродинамические характеристики модели танкера «Крым»: 0-аппроксимация; + - эксперимент в аэродинамической трубе СПбМТУ; * - эксперимент в аэродинамической трубе ОНМУ

ЛИТЕРАТУРА

1. Соболев Г. В. Управляемость корабля и автоматизация судовождения – Л.: Судостроение, 1976. – 477 с.
2. Девнин С. И. Аэрогидромеханика плохообтекаемых конструкций. Справочник. – Л.: Судостроение, 1983. – 320 с.
3. Трещевский В. Н., Волков Л. Д., Короткин А. И. Аэродинамические эксперименты в судостроении. – Л.: Судостроение, 1976. – 190 с.
4. Гофман А. Д. Теория и расчёт поворотливости судов внутреннего плавания. – Л.: Судостроение, 1971. – 253 с.
5. Гирс И. В., Сарибан А. М. Аэродинамические характеристики речных судов. – Л.: Судостроение, 1939.
6. Справочник по теории корабля /Под редакцией Я. И. Войткунского. Т.3. – Л.: Судостроение, 1985. – 544 с.

УДК 629.12.073.243.4(076)

ОБ УЧЕТЕ ВОЛНЕНИЯ В ОЦЕНКАХ УПРАВЛЯЕМОСТИ СУДОВ**Д.Д. Романадзе**

Подавляющее большинство современных исследований управляемого движения судов в ограниченном фарватере посвящено оценкам кинематических характеристик в условиях действия ветровых нагрузок различной интенсивности и направления [1, 2, 3]. Учет влияния волнения на управляемость рассмотрено в весьма ограниченном числе публикаций отдельных авторов [4, 5, 6]. Между тем влияние волнения трудно переоценить, особенно при движении судна в акватории, стесненной по глубине и ширине. Малое внимание, уделяемое учету волнения, можно объяснить сложностью соответствующей гидродинамической задачи с одной стороны, и сравнительно малым влиянием качки судна на его управляемость с другой стороны. При этом под качкой судна традиционно понимаются колебания корпуса с частотами возмущений, которые соответствуют обычному спектру морского волнения. В подобной постановке параметры качки действительно не оказывают значительного влияния на управляемость, поскольку период качки значительно меньше времени совершения судном маневров. Именно этим фактом обусловлено традиционное разделение динамики судна на качку и управляемость, принятое в современной теории корабля.

Сегодня теоретически и практически доказано существование волновых возмущений, частоты которых значительно ниже частот обычных спектров морского волнения. Это волновые силы второго порядка, вызывающие низкочастотные колебания буксируемых и закоренных плавучих объектов. Их интенсивное изучение началось сравнительно недавно применительно к динамике упомянутых объектов. Оно базируется на весьма сложных и громоздких теоретических построениях, требующих больших вычислительных затрат. Влияние этих сил на характеристики управляемого движения судов поэтому практически не изучено.

Исследование управляемости с учетом этой категории возмущений может быть произведено в рамках той или иной модели, в том числе и имитационной. В любом случае, для подобных исследований во временной или частотной областях необходима сравнительно простая процедура расчета волновых сил второго порядка, к которым относятся продольная и поперечная силы дрейфа, а также момент рыскания. Такая процедура может быть основана на результатах серийных экспериментов или вычислений по упрощенным математическим моделям.

В настоящей статье представлены результаты построения подобной процедуры по данным серийных экспериментов, опубликованных в [4],

для модели судна со следующими характеристиками формы корпуса: $L/B=7,00$, $B/T=2,80$ и $\delta=0,795$. Исходные экспериментальные данные представлены для различных курсовых углов Ψ в безразмерном виде на рис. 1, 2 и 3 (сплошная линия).

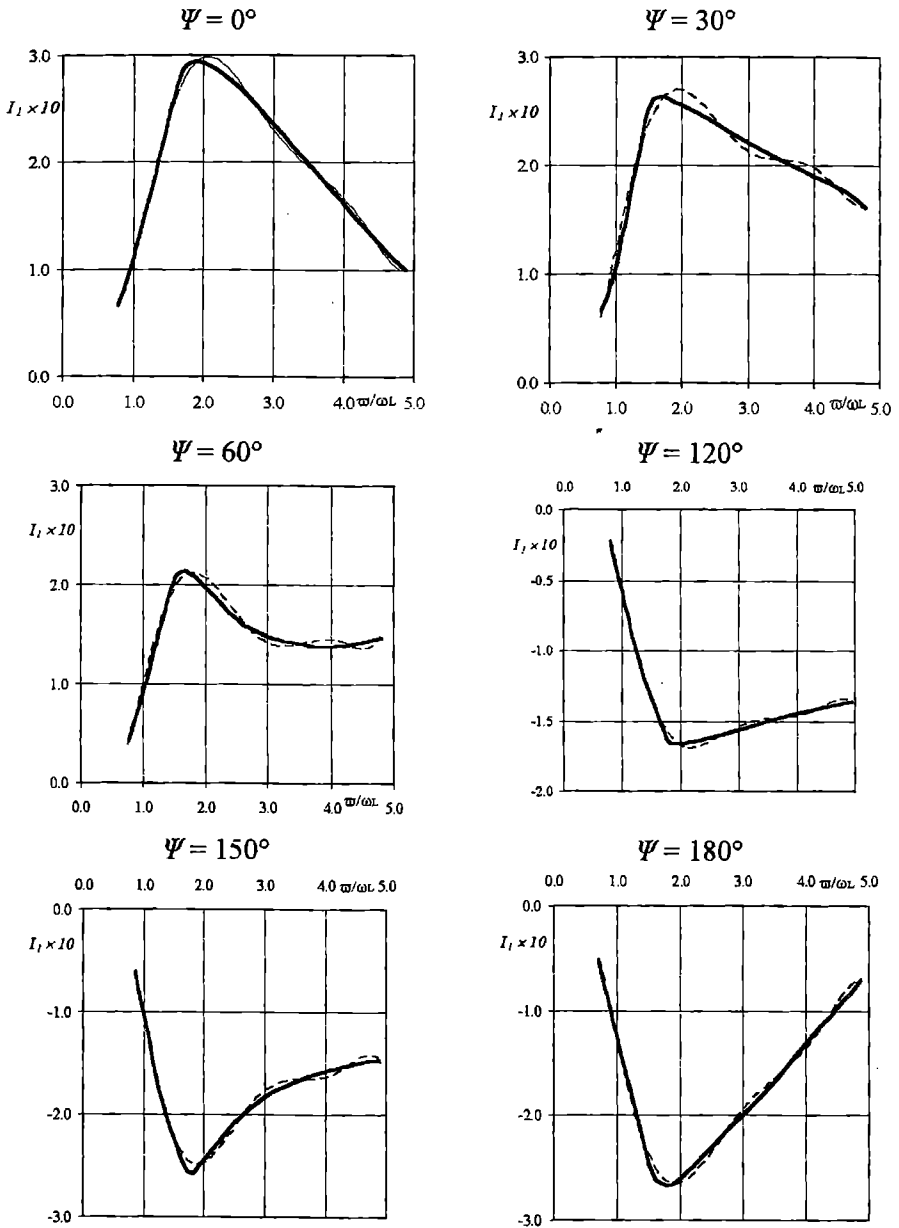


Рис. 1. Аппроксимированные графики безразмерной продольной силы

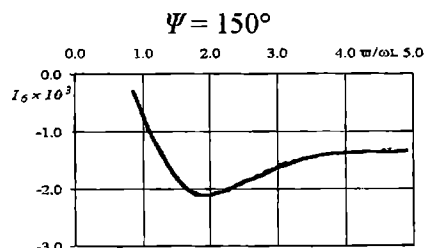
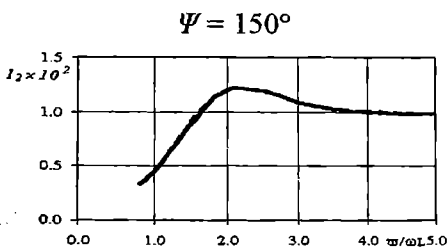
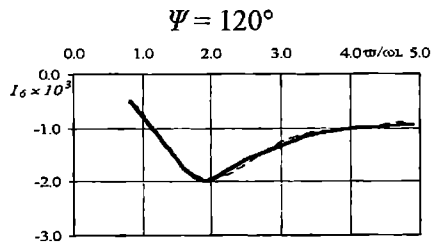
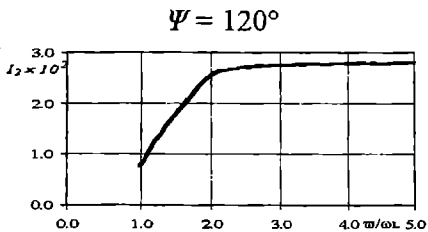
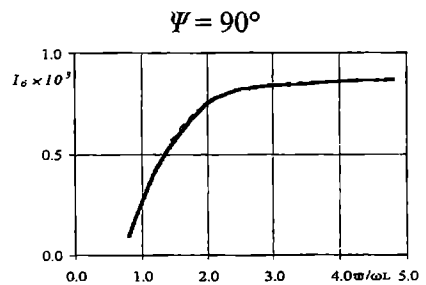
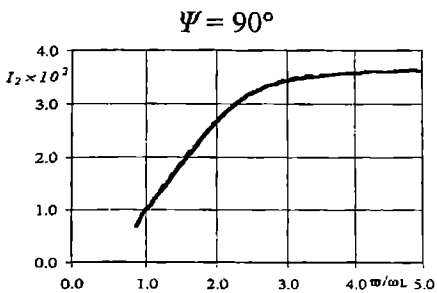
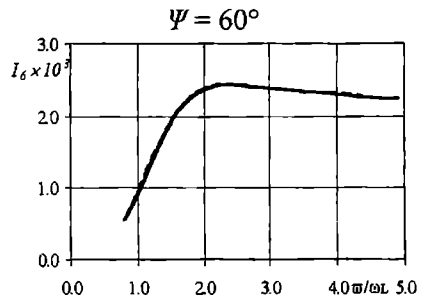
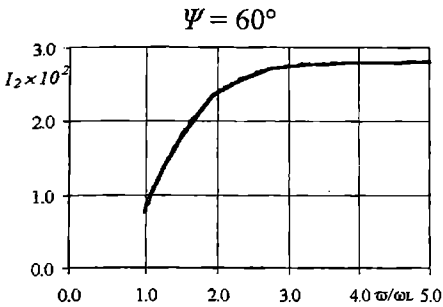
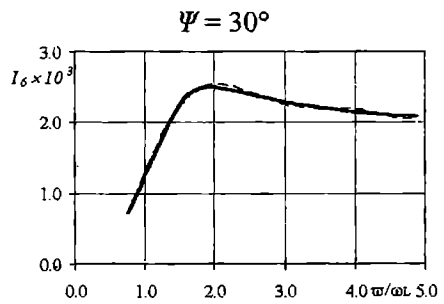
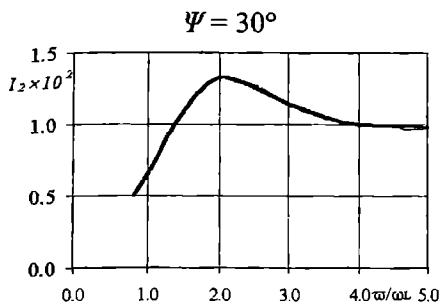


Рис 2. Аппроксимированные графики безразмерной поперечной силы

Рис 3. Аппроксимированные графики разворачивающего момента

На первом этапе соответствующие зависимости аппроксимировались полиномами для каждого курсового угла.

Общий вид полиномов принимался таким

$$\begin{pmatrix} I_1 \\ I_2 \\ I_6 \end{pmatrix} = \sum_{n=0}^6 \begin{pmatrix} a_n \\ b_n \\ c_n \end{pmatrix} \times x^n$$

На втором этапе коэффициенты полученных полиномов a_n , b_n и c_n аппроксимировались в зависимости от курсового угла.

Общий вид аппроксимационной формулы принят следующим:

$$\begin{pmatrix} a_n \\ b_n \\ c_n \end{pmatrix} = \sum_{m=0}^6 \begin{pmatrix} d_{nm} \\ e_{nm} \\ f_{nm} \end{pmatrix} \times (\cos \Psi)^m, \quad n = 0, 1, \dots, 6.$$

Результаты аппроксимации представлены на соответствующих рисунках штриховыми линиями. Коэффициенты полиномов приведены в табл. 1, 2 и 3.

Таблица 1. Коэффициенты полиномов a_n для продольной силы I_1

n	Курсовой угол (град.)					
	0°	30°	60°	120°	150°	180°
0	7,8759	3,6993	2,5457	-0,7343	-1,6365	-1,7097
1	-27,4570	-16,2910	-13,159	5,4484	11,1450	9,5125
2	36,3940	25,9300	22,5250	-10,0310	-20,6030	-17,6120
3	-20,9570	-16,5330	-15,0130	6,3957	13,7320	11,6150
4	6,0266	5,1137	4,7836	-1,9262	-4,3028	-3,6056
5	-0,8557	-0,7680	-0,7338	0,2799	0,6460	0,5391
6	0,0479	0,0449	0,0437	-0,0158	-0,0376	-0,0313

Таблица 2. Коэффициенты полиномов b_n для поперечной силы I_2

n	Курсовой угол				
	30°	60°	90°	120°	150°
0	2,0224	-2,9145	-0,8853	3,5332	2,9844
1	-6,4461	5,0656	1,7857	-12,6880	-9,4560
2	8,9379	-1,3876	-0,0419	17,1580	11,8250
3	-5,0999	-0,0044	0,2930	-9,4698	-6,4384
4	1,4248	0,0656	-0,2223	2,5943	1,7550
5	-0,1946	-0,0108	0,0497	-0,3508	-0,2362
6	0,0104	0,0005	-0,0036	0,0187	0,0125

Проектирование и теория корабля

Таблица 3. Коэффициенты полиномов c_n для разворачивающего момента I_6

n	Курсовой угол (град.)				
	30	60	90	120	150
0	0,8459	1,0067	-0,9738	-6,0436	1,3379
1	-5,5614	-5,9577	1,6496	20,7620	2,2120
2	11,8740	11,0690	-0,3770	-27,3110	-9,2876
3	-8,0430	-6,9529	-0,0820	15,7500	6,9079
4	2,5208	2,0673	0,0512	-4,5199	-2,2064
5	-0,3777	-0,2975	-0,0082	0,6373	0,3289
6	0,0219	0,0167	0,0004	-0,0353	-0,0188

Здесь Ψ – курсовой угол (0° – соответствует попутному волнению 180° – встречному). Результаты аппроксимации приведены в графическом и табличном виде, на рис. 4, 5, 6 и в табл. 4, 5, 6, соответственно.

Таблица 4. Коэффициенты полиномов d_{nm} для продольной силы I_1

$m \backslash n$	0	1	2	3	4	5	6
0	0	0	0	0	0	0	0
1	5,1915	-24,0190	38,3830	-24,1560	7,3625	-1,0921	0,0633
2	7,5783	-32,9530	52,2640	-35,4060	11,5590	-1,8112	0,1102
3	-10,0620	27,0180	-27,2860	12,0310	-2,6321	0,2863	-0,0126
4	-19,5980	85,5110	-131,180	86,6670	-27,7190	4,2673	-0,2560
5	9,6633	-21,4840	15,9050	-4,1605	0,0857	0,1083	-0,0112
6	15,1020	-61,5300	88,3090	-55,9320	17,3710	-2,6144	0,1541

Таблица 5. Коэффициенты полиномов e_{nm} для поперечной силы I_2

$m \backslash n$	0	1	2	3	4	5	6
0	-0,8853	1,7857	-0,0419	0,2930	-0,2223	0,0497	-0,0036
1	-11,785	32,0320	33,7570	17,3850	-4,6761	0,6320	-0,0340
2	1,4060	-20,5960	35,6630	-24,3680	7,8078	-1,1868	0,0691
3	24,5350	-65,4720	69,8770	-36,4440	9,8942	-1,3465	0,0728
4	18,1610	-15,8240	-9,2180	14,6290	-5,9983	1,0331	-0,0649
5	-12,7510	33,4410	-36,1200	19,0590	-5,2181	0,7145	-0,0388
6	-18,6820	34,6350	-26,4030	9,4459	-1,5872	0,1040	-0,0005

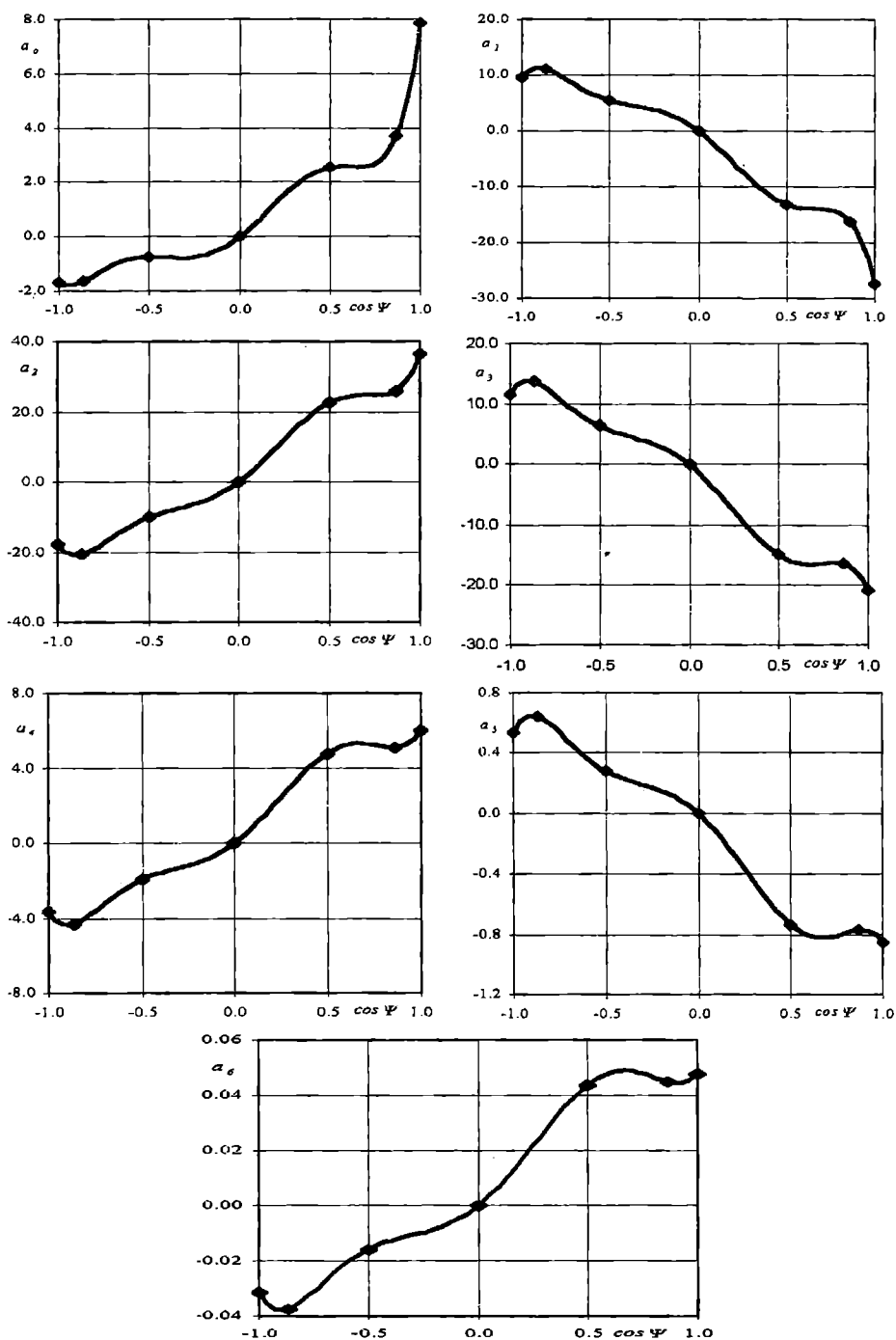


Рис. 4. Зависимость коэффициентов полинома для продольной силы от курсового угла

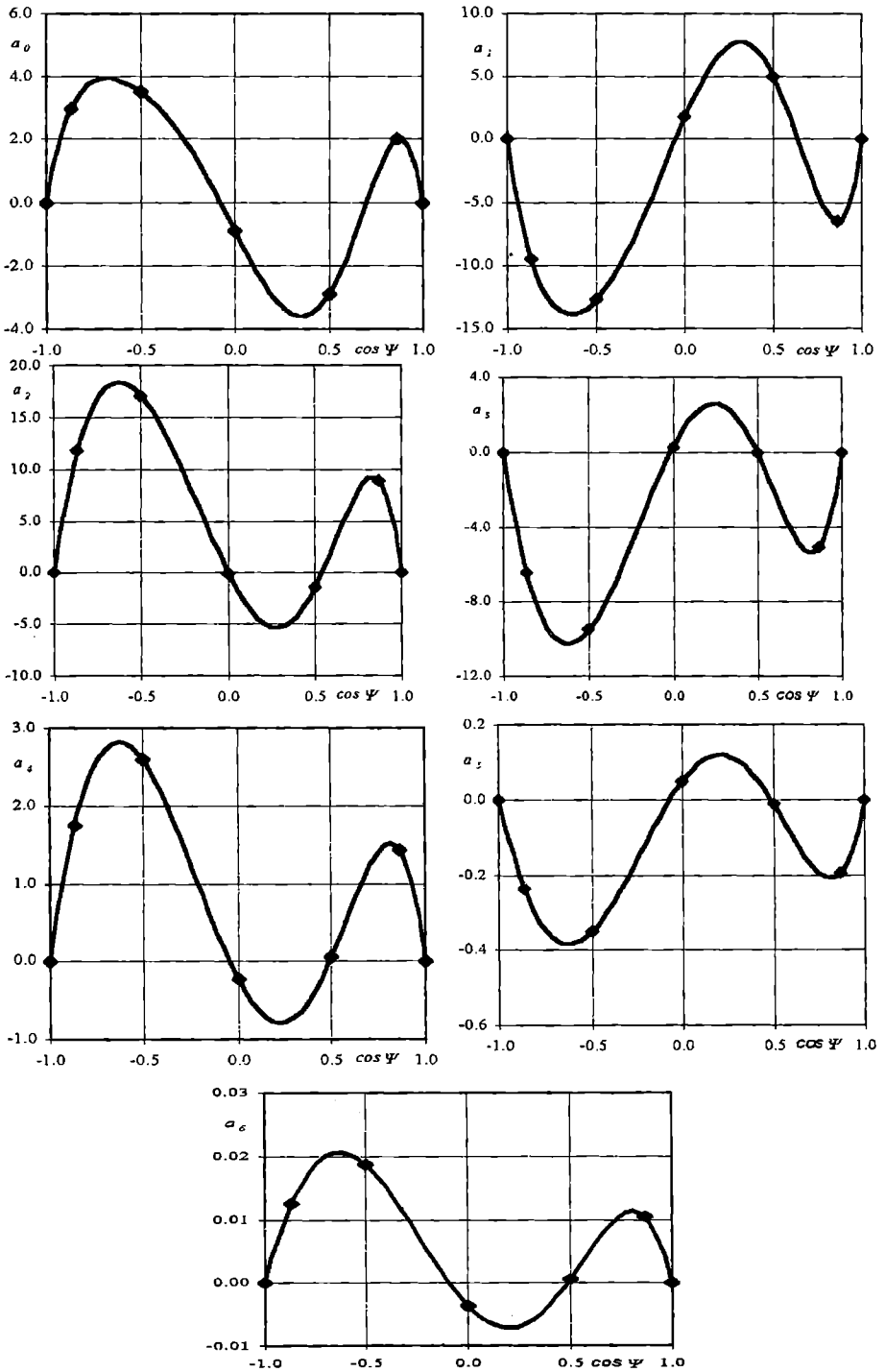


Рис. 5. Зависимость коэффициентов полинома для поперечной силы от курсового угла

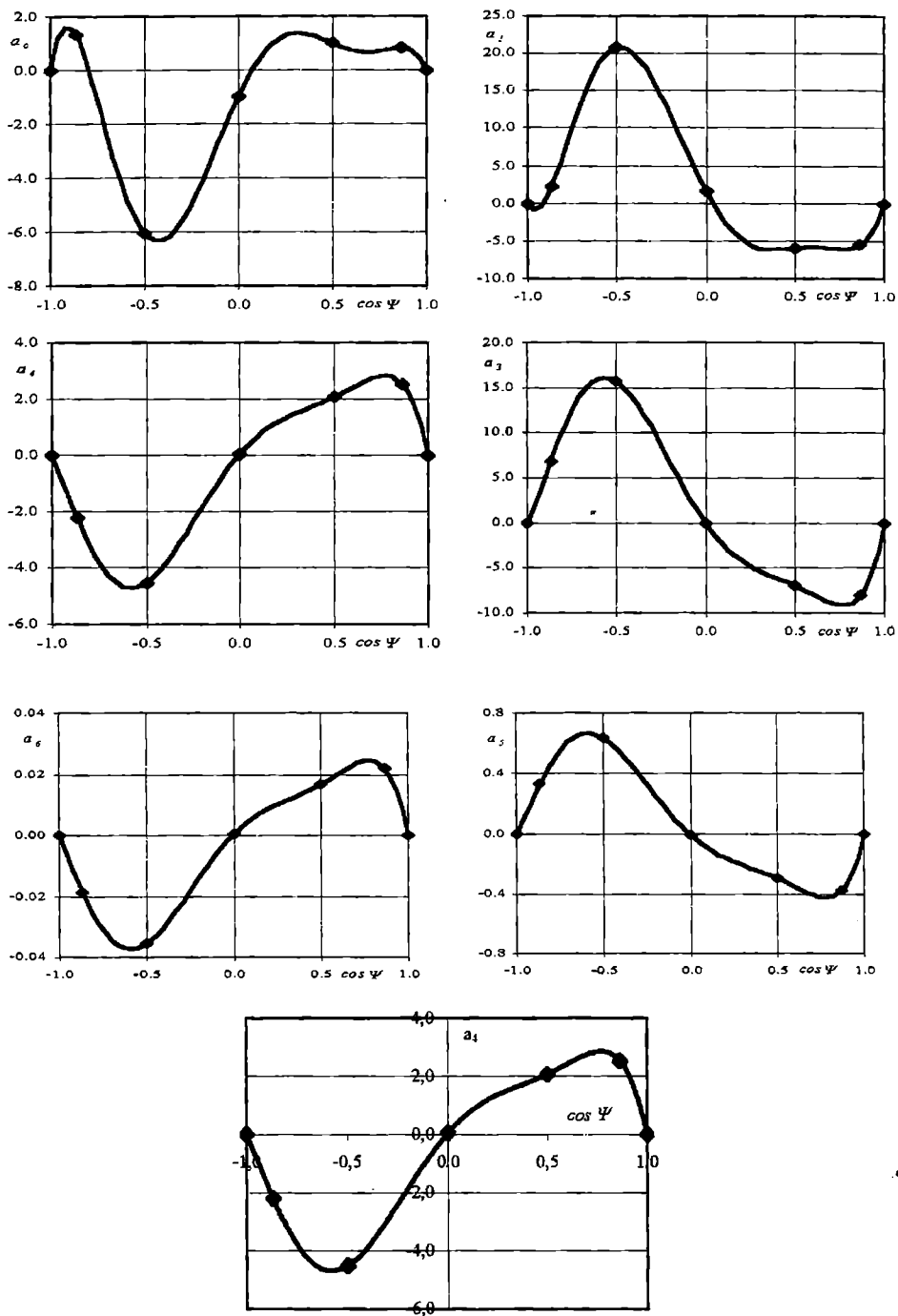


Рис. 6. Зависимость коэффициентов полинома для разворачивающего момента от курсового угла

Таблица 6. Коэффициенты полиномов f_{nm} для разворачивающего момента I_6

$m \backslash n$	0	1	2	3	4	5	6
0	-0,9738	1,6496	-0,3770	0,0820	0,0512	-0,0082	0,0004
1	14,6690	-44,4630	52,3250	-28,1420	7,7159	-1,0537	0,0570
2	-16,8920	53,2360	-66,0290	37,2210	-10,5540	1,4762	-0,0811
3	-35,7420	79,8120	-56,9300	19,6280	-3,4478	0,2828	-0,0077
4	51,1830	-142,910	164,8100	-90,5480	25,5330	-3,5843	0,1985
5	21,0730	-35,3490	4,6054	8,5142	-4,2681	0,7708	-0,0493
6	-33,3170	88,0220	-98,4070	53,4090	-15,0300	2,1163	-0,1179

Полученные аппроксимации пригодны для описания средних значений низкочастотных волновых сил, действующих на рассматриваемое судно, во всем интересном для практики диапазоне частот и курсовых углов.

Представленный способ позволяет получить соответствующие аппроксимации и для других судов серии [4], что в свою очередь открывает возможность связать полученные значения коэффициентов аппроксимаций с характеристиками формы корпуса серии, а также дополнить использованные результаты данными других подобных экспериментов и достоверных расчетов. С этой целью аналогичным образом получены аппроксимации для остальных семи корпусов серии [4]. Полученные коэффициенты аппроксимаций обработаны методом линейной пошаговой регрессии. При этом в качестве независимых факторов принимались безразмерные характеристики формы корпуса, а в качестве функции зависимой переменной (функции цели) – коэффициенты аппроксимаций. Адекватность регрессионной модели на каждом шаге контролировалась с помощью F-критерия Фишера. Значимость коэффициентов регрессионных уравнений контролировалась с помощью t-критерия Стьюдента.

Полученные результаты позволят на современном уровне систематически изучать влияние характеристик формы корпуса на низкочастотные силы волнового дрейфа и, в конечном итоге, на характеристики управляемости в условиях волнения, что является предметом дальнейших исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Басин А.М. *Ходкость и управляемость судов: Учебное пособие.* – М.: Транспорт, 1977. – 456 с.
2. Васильев А.В. *Управляемость судов.* – Л.: Судостроение, 1989. – 328 с.
3. Мاستушкин Ю.М. *Управляемость промысловых судов.* – М.: Легкая промышленность, 1981. – 232 с.
4. Бородай И.К., Мореншильд В.А., Виленский Г.В. и др. *Прикладные задачи динамики судна на волнении.* – Л.: Судостроение, 1989. – 264 с.
5. Bailey P.A., Price W.G., Temarel P.A. *Unified Mathematical Model describing the Manoeuvring of a Ship Traveling in a Seaway.* TRINA, 1998. P.131-149.
6. Newman J.N. *Second-order, Slowly-varying Forces on Vessels in Irregular Waves. International Symposium on the Dynamic of Marine Vehicles and Structures in Waves, London, 1974.* P. 39-42.

УДК 624.131

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ВОЗБУЖДЕНИЕ ОГРАДИТЕЛЬНОГО
СООРУЖЕНИЯ СВАЙНОГО ТИПА ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩЕГО
С ГРУНТОВОЙ И ВОДНОЙ СРЕДОЙ

А.В. Гришин

Оградительное сооружение свайного типа совместно с грунтовой и водной средой образуют связанную динамическую систему, которая показана на рис. 1.

Источником колебаний рассматриваемой системы являются некоторые области грунтового массива, которые в момент времени $t=0$ получают перемещения. Такая модель реализуется в расчетах на сейсмические воздействия [1], которые передаются на оградительное сооружение не в виде внешних динамических нагрузок, а как реакция волнового процесса со стороны грунтовой среды. В свою очередь колебания волнолома влияют на колебания массива. Следовательно, в данном случае необходимо учитывать совместное взаимодействие всех элементов системы.

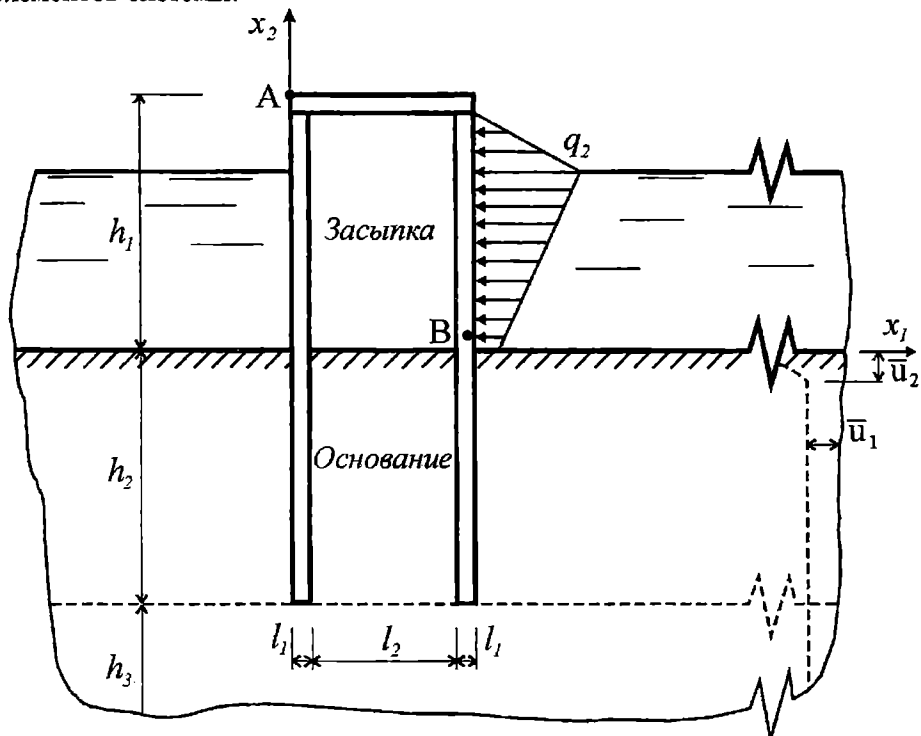


Рис. 1. Расчетная схема системы

При определении напряженно-деформированного состояния системы учитываются упругопластические свойства грунтовой среды, материала свай и засыпки между ними. Такая постановка задачи вызывает дополнительные трудности, так как при её решении принцип суперпозиции неприменим. Следовательно, представление перемещений системы в виде интеграла Дюамеля или как разложение по собственным формам колебаний, которые эффективно используются при анализе упругих систем, в данном случае применять нельзя. Поэтому для определения перемещений и напряжений в системе можно в основном использовать только прямые шаговые методы. Они позволяют изменять любую матрицу исходных уравнений при переходе от одного шага к другому в зависимости от результатов решения на предыдущем шаге.

Кроме того, становится невозможным определять реакции системы путем суммирования их, как отдельно вычисленных от действия статических и динамических нагрузок. Это вызвано тем, что при статическом воздействии на систему в ней возникают пластические области, которые влияют на колебательный процесс при последующем динамическом нагружении. Поэтому динамическое решение, без учета изменений жесткостных характеристик системы от действия статических нагрузок, может привести к неверным результатам.

В данной работе сделана попытка учесть перечисленные выше факторы применительно к рассматриваемой нелинейной задаче. Методика исследования упругопластических задач при динамическом нагружении изложена в [2]. Поэтому здесь приведем только основные формулы.

Соотношение принципа виртуальной работы, которое эквивалентно уравнениям равновесия и статическим граничным условиям, не зависит от уравнений, связывающих напряжения с деформациями. Для свай, засыпки и грунтового массива, называемых далее твердой частью системы, в момент времени t оно имеет следующий вид:

$$\int_{\Omega_T} [\delta \epsilon]^T \sigma d\Omega + \int_{\Omega_T} [\delta u]^T (\rho \ddot{u} + c \dot{u} - Q) d\Omega - \int_{S_q} [\delta u]^T q ds - \int_{S_p} [\delta u]^T p ds = 0. \quad (1)$$

Здесь $\delta \epsilon, \delta u$ - векторы виртуальных деформаций и перемещений; σ - вектор напряжений; ρ - плотность материала системы; c - оператор-матрица параметров демпфирования; Q, q - векторы заданных объемных и поверхностных сил; p - вектор давления водной среды; $S = S_u \cup S_q \cup S_p$ - поверхность, ограничивающая твердую часть системы, при этом на S_u в начальный момент времени $t = 0$ заданы перемещения

$$\mathbf{u}|_{S_u} = \bar{\mathbf{u}}, \quad (2)$$

где $\bar{\mathbf{u}}$ - вектор заданных перемещений. На S_q заданы поверхностные силы \mathbf{q} , а на S_p - давление воды \mathbf{p} ; $\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, \ddot{\mathbf{u}}$ - соответственно векторы перемещений, скоростей и ускорений, которые определяются как $\dot{\mathbf{u}} = \mathbf{u}_{,t}$, $\ddot{\mathbf{u}} = \mathbf{u}_{,tt}$.

В дальнейшем водную среду будем называть жидкой составляющей динамической системы. Для неё принцип виртуальной работы в момент времени t записывается в виде

$$\int_{\Omega_{ж}} \{ [\delta \boldsymbol{\varepsilon}_0]^T \mathbf{p} + [\delta \boldsymbol{\varepsilon}]^T \boldsymbol{\tau} - [\delta \dot{\mathbf{u}}]^T \mathbf{Q}_p + [\delta \dot{\mathbf{u}}]^T \rho \frac{d\dot{\mathbf{u}}}{dt} \} d\Omega - \int_{S_p} [\delta \dot{\mathbf{u}}]^T \bar{\mathbf{p}} ds = 0, \quad (3)$$

где $\delta \boldsymbol{\varepsilon}_0, \delta \boldsymbol{\varepsilon}, \delta \dot{\mathbf{u}}$ - векторы виртуальных объемных скоростей деформаций, скоростей девиатора деформаций и скоростей перемещений; ρ - плотность воды; \mathbf{Q}_p - вектор объемных сил; $\frac{d\dot{\mathbf{u}}}{dt}$ - полная производная от скорости перемещения, которую при малых колебаниях можно заменить на частную производную $\ddot{\mathbf{u}} = \mathbf{u}_{,tt}$; $\bar{\mathbf{p}}$ - вектор заданного на поверхности S_p давления. Для невязкой жидкости можно пренебречь вторым слагаемым под первым интегралом в (3).

Полагаем, что деформации системы происходят при малых удлинениях, сдвигах и углах поворота. Поэтому зависимость между приращениями деформаций и перемещений определяется линейными соотношениями Коши

$$d\varepsilon_{ks} = \frac{1}{2} (du_{k,s} + du_{s,k}). \quad (4)$$

В этом случае также имеет место постулат суммирования приращений упругой и пластической деформации

$$d\varepsilon_{ks} = d\varepsilon_{ks}^{(e)} + d\varepsilon_{ks}^{(p)}. \quad (5)$$

Компоненты тензора приращения упругой деформации связаны с компонентами тензора приращения напряжений законом Гука

$$d\varepsilon_{ks}^{(e)} = C_{ksmn}^{(e)} d\sigma_{mn}. \quad (6)$$

Связь между компонентами тензора приращения пластических деформаций и компонентами тензора приращения напряжений имеет вид дифференциальных неинтегрируемых соотношений. Из принципа максимума Мизеса [3] следует, что

$$d\varepsilon_{ks}^{(p)} = d\lambda f_{,\sigma_{ks}} \quad , \quad d\lambda = const > 0, \quad (7)$$

где $f_{,\sigma_{ks}}$ - производная от функции нагружения по σ_{ks} .

Входящая в (7) функция нагружения f , определяется для бетона свайной конструкции как условие Гениева [4]

$$3(\sigma_c - \sigma_p)\sigma_o + 3\sigma_i^2 - \sigma_p\sigma_c = 0, \quad (8)$$

где σ_p, σ_c - пределы пластичности при растяжении и сжатии; σ_o, σ_i - первый и второй инварианты тензора напряжений [5].

Для грунтовой среды в качестве функции нагружения используется условие Кулона-Мора

$$\left(\sigma_o - \frac{\sigma_i}{\sqrt{3}} \sin \psi\right) \sin \varphi + \sigma_i \cos \psi - c \cos \varphi = 0, \quad (9)$$

где c - сцепление; φ - угол внутреннего трения; σ_o, σ_i, ψ - соответственно первый, второй и третий инварианты тензора напряжений [5].

Используя (4)-(7), уравнения состояния для упругопластических сред можно записать в виде [2]

$$\begin{aligned} d\sigma_{ks} &= D_{ksmn}^{(e)} d\varepsilon_{mn}, \quad \text{если } f = 0, d'f \leq 0 \text{ или } f < 0; \\ d\sigma_{ks} &= D_{ksmn}^{(ep)} d\varepsilon_{mn}, \quad \text{если } f = 0, d'f > 0, \end{aligned} \quad (10)$$

где $D_{ksmn}^{(e)}$ - компоненты матрицы упругих постоянных закона Гука; $D_{ksmn}^{(ep)}$ - компоненты матрицы, которые определены для различных функций нагружения в [2].

Прямые шаговые методы включают в себя два основных этапа:

- дискретизацию основных уравнений;
- построение итерационного процесса для определения напряженно-деформированного состояния системы с заданной точностью.

Дискретизация исходных уравнений производится как по времени; так и по области системы. Эти операции для твердой части системы подробно рассмотрены в [2]. В результате в матричной форме в момент времени t_n получаем уравнение равновесия в виде

$$\mathbf{M}\ddot{\delta}_n + \mathbf{C}\dot{\delta}_n + \mathbf{K}(\delta)\delta_n = \mathbf{Q}_n + \mathbf{F}_n \quad , \quad (11)$$

где \mathbf{M} - матрица распределенных масс; \mathbf{C} - матрица демпфирования; $\mathbf{K}(\delta)$ - матрица жесткости; \mathbf{Q}_n - вектор узловых нагрузок на поверхности S_q ; \mathbf{F}_n - вектор давления воды на поверхности S_p , который равен

$$\mathbf{F}_n = \int_{S_p} [\mathbf{N}]_n^T \mathbf{p}_n ds = \frac{1}{\rho} [\mathbf{h}]^T \mathbf{p}_n, \quad (12)$$

где ρ - плотность воды,

$$\mathbf{h} = \int_{S_p} [\mathbf{N}]_n^T \rho [\mathbf{N}]_n ds, \quad (13)$$

$[\mathbf{N}]_n$ - матрица функций формы, которая принимается такой же, как и для аппроксимации уравнений твердой части системы; $\delta_n, \dot{\delta}_n, \ddot{\delta}_n$ - узловые перемещения, скорости и ускорения, соответственно.

Производя дискретизацию уравнений жидкой составляющей системы, окончательно получаем следующее соотношение:

$$\mathbf{H} \mathbf{p}_n + \mathbf{h} \ddot{\delta}_n = 0, \quad (14)$$

где матрица \mathbf{H} состоит из подматриц, включающих функции формы.

Определяя из (14) вектор \mathbf{p}_n и подставляя его значение в (11), для момента времени t_n получаем следующее уравнение:

$$\overline{\mathbf{M}} \ddot{\delta}_n + \mathbf{C} \dot{\delta}_n + \mathbf{K}(\delta) \delta_n = \mathbf{Q}_n, \quad (15)$$

где

$$\overline{\mathbf{M}} = \mathbf{M} + \frac{1}{\rho} [\mathbf{h}]^T [\mathbf{H}]^{-1} \mathbf{h} \quad (16)$$

называется матрицей приведенной массы, а выражение $\frac{1}{\rho} [\mathbf{h}]^T [\mathbf{H}]^{-1} \mathbf{h}$ - матрицей присоединенных масс жидкости.

Для решения уравнения (15) используется неявный модифицированный метод Ньюмарка [2], который является безусловно устойчивым, что позволяет существенно увеличивать длину временного шага Δt по сравнению с явными методами и получить более надежные результаты. Основными отличиями модифицированного метода от классического, применяемого для решения линейных задач [6], являются следующие: 1) решение находится не в полных перемещениях, а в их приращениях, по которым и определяются полные перемещения; 2) строится дополнительный итерационный процесс для уменьшения невязки в уравнении (15) до заданной малой величины; 3) вследствие приближенного решения, вектор напряжений σ_n может выходить за пределы области, ограниченной функцией нагружения, что недопустимо

для упругопластических задач. Поэтому строится дополнительная процедура для его возвращения в эту область.

Для численной реализации предложенной методики в системе Delphi был разработан программный комплекс, который позволяет производить совместный расчет всех элементов системы от статических и динамических воздействий. Его описание дано в [2].

Рассмотрим численное решение уравнений для рассматриваемой задачи при следующих исходных данных: $h_1=12,8$ м; $h_2=12$ м; $h_3=80$ м; $l_1=0,4$ м; $l_2=6,2$ м. Характеристики бетона свай: $E=30000$ МПа; $\mu=0,2$; $\sigma_p=2$ МПа; $\sigma_c=20$ МПа. Свойства засыпки: $E_s=40$ МПа; $\mu=0,4$; $c=0,005$ МПа; $\varphi=25^\circ$. Характеристики грунтового массива: $E_m=60$ МПа; $\mu=0,3$; $c=0,006$ МПа; $\varphi=30^\circ$.

Длина временного шага $\Delta t = 0,002$ сек., их количество $N = 4000$. В грунтовом массиве на расстоянии 90 м вдоль оси x_1 от начала координат и по глубине от 0 до 80 м в момент времени $t = 0$ произошло, как показано на рис. 1, смещение $\bar{u}_1 = -0,5$ см и $\bar{u}_2 = -0,5$ см. В результате в массиве возникли колебания, которые затем передались на стенку. На рис. 2 для момента времени $t = 0,06$ сек. в увеличенном масштабе показаны перемещения в массиве. Отчетливо виден волновой характер этих перемещений. Волна как бы разбивается о сваи стенки, вызывая её колебания, что и наблюдается на рис. 3 при $t = 3,12$ сек. Такая же картина происходит и с образованием в системе пластических зон. Этот процесс также имеет волновой характер. На рис. 4 показана пластическая зона, возникающая в массиве при $t = 0,06$ сек. Затем она перемещается к стенке и на экране дисплея ЭВМ можно наблюдать последовательность образования новых зон и закрытие старых. На рис. 5 изображены пластические зоны, которые возникли в системе в момент времени $t = 2,7$ сек. С течением времени процесс образования новых зон прекращается, а ранее образованные исчезают. Кинематическое возбуждение грунтового массива вызывает колебания не только в нем и стенке, но и в воде, окружающей стенку. Происходит взаимное влияние друг на друга всех элементов системы.

Программный комплекс позволяет наблюдать на экране дисплея за колебаниями любых точек системы. На рис. 6 и рис. 7 приведены эпюры изменения во времени перемещений u_1 и u_2 точки A (в см), показанной на рис. 1, на отрезке времени от 0 до 8 сек. Из рисунков видно, что амплитуда горизонтальных колебаний примерно в 5 раз больше, чем вертикальных. Вначале возникают незначительные горизонтальные колебания, затем через 1,5 сек. они резко возрастают и далее начинают затухать. Возрастание амплитуд вертикальных колебаний происходит раньше горизонтальных, затем они убывают, потом опять начинают

возрастать, но с меньшими амплитудами, что похоже на явление, называемое биением.

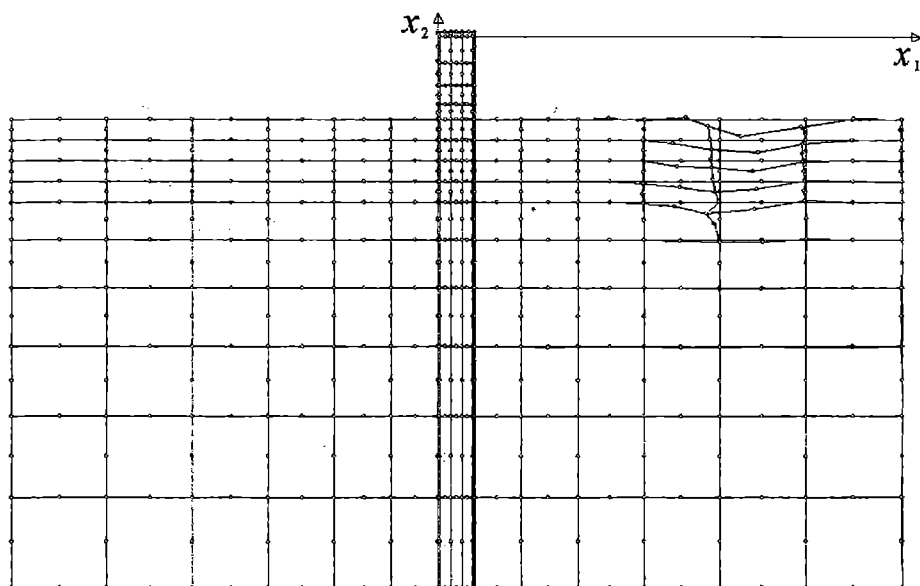


Рис. 2. Перемещения стенки в момент времени $t=0,06$ сек.

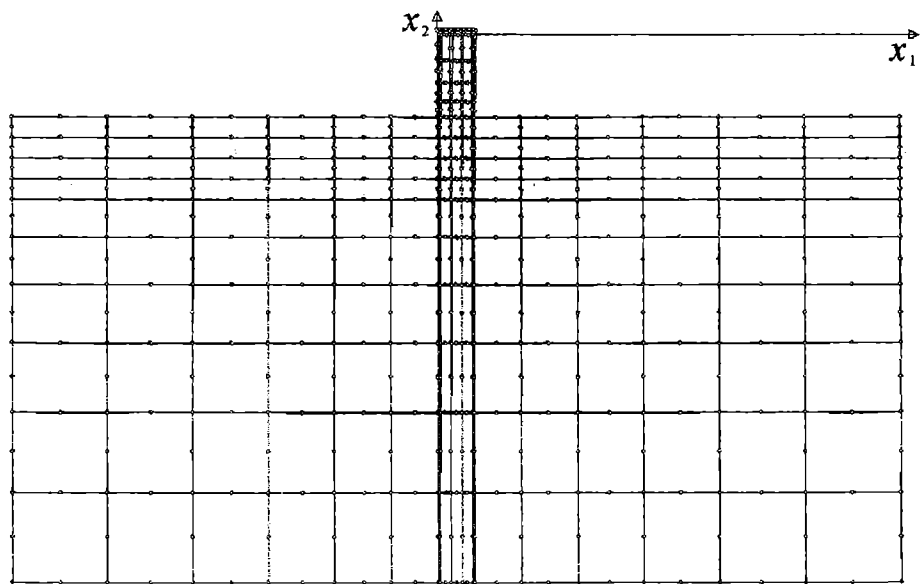


Рис. 3. Перемещение системы в момент времени $t=3,12$ сек.

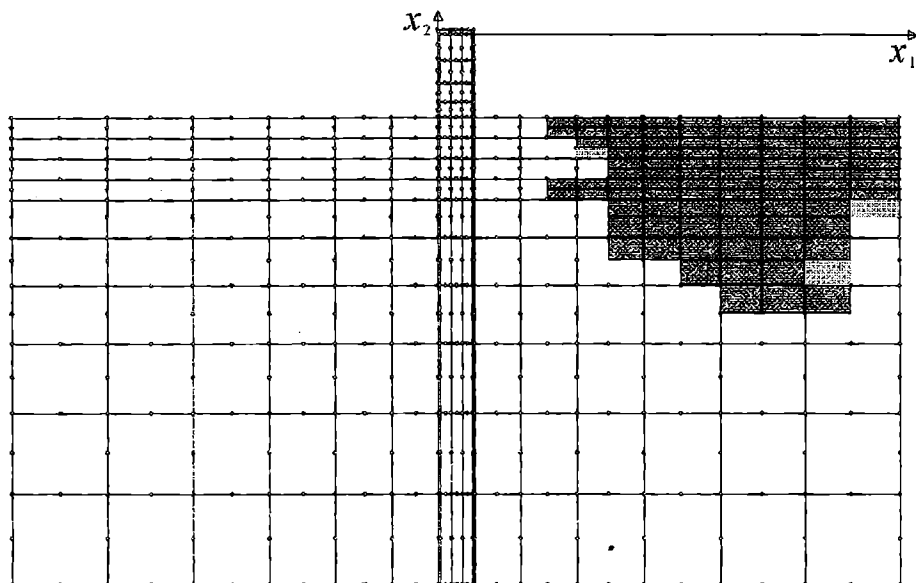


Рис.4. Образование пластических зон в системе в момент времени $t=0,06$ сек.

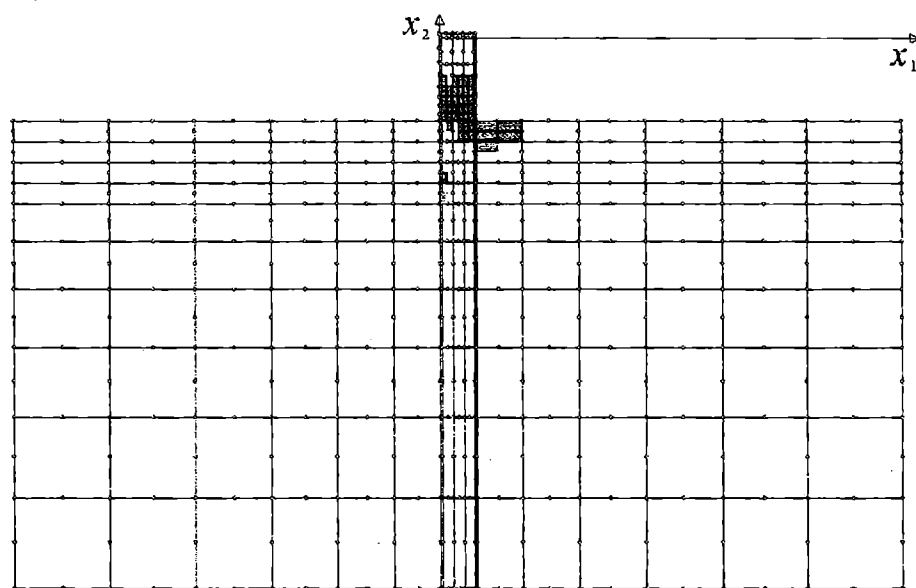


Рис.5. Образование пластических зон в системе в момент времени $t=2,7$ сек.

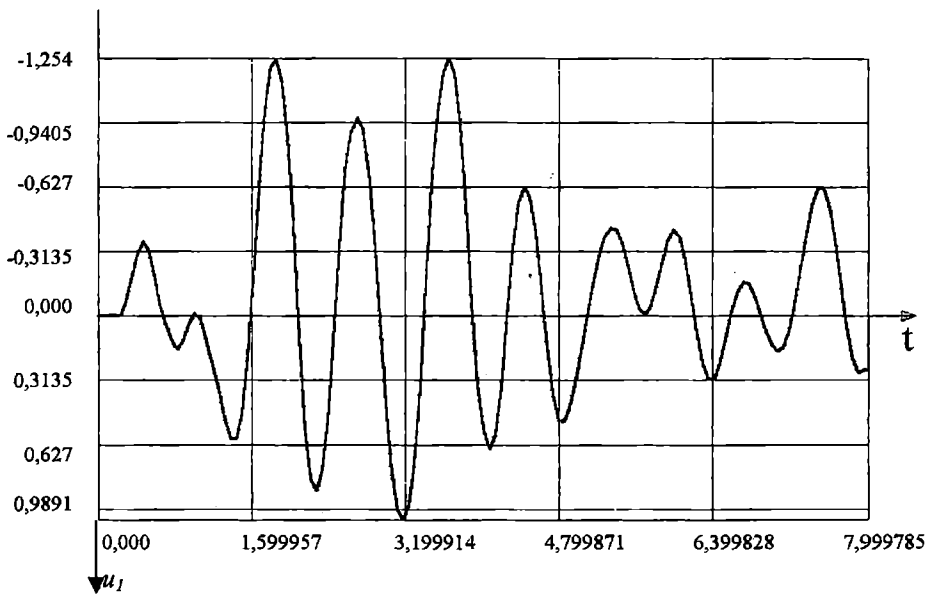


Рис. 6. Эюра перемещений u_1 точки A системы

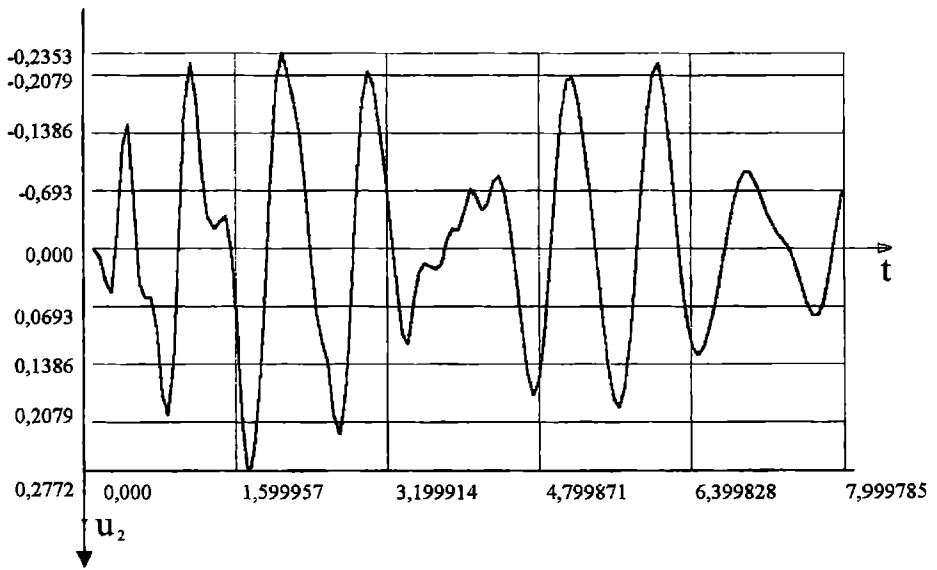


Рис. 7. Эюра перемещений u_2 точки A системы

На рис. 8 показана эюра изменения во времени напряжений σ_{22} (в 10 МПа) в точке B, расположенной на правой свае около грунтовой поверхности. Качественный характер изменения эюры такой же, как и для горизонтальных колебаний точки A. Вначале происходит

постепенное возрастание амплитуд колебаний, а затем их постепенное затухание.

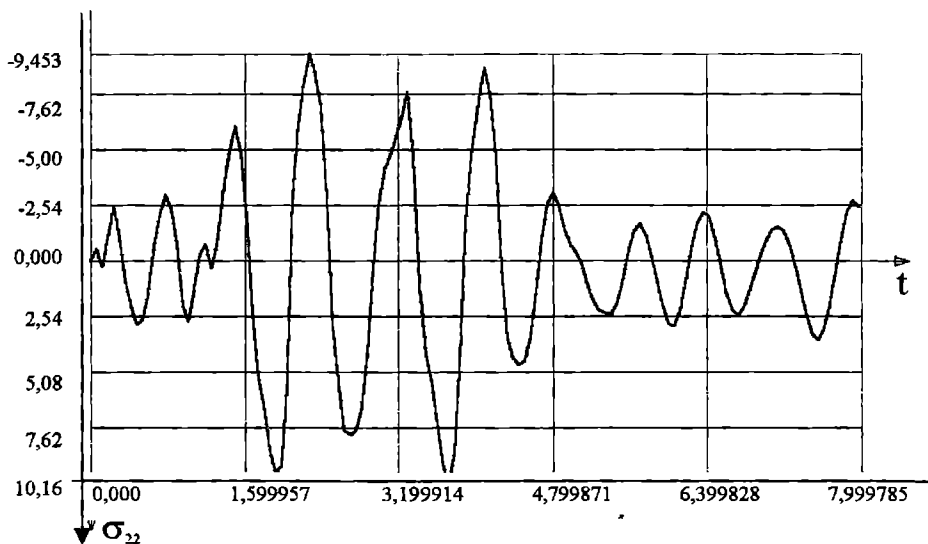


Рис. 8. Эюра напряжений σ_{22} в точке В системы

В заключение отметим, что предлагаемая методика и программный комплекс позволяют производить совместный динамический расчет оградительных сооружений и основания с учетом упругопластических свойств их материалов от действия не только динамических волновых нагрузок, но и от кинематического возбуждения основания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Клаф Р., Пензиен Дж. Динамика сооружений. – М.: Стройиздат, 1979. – 320 с.
2. Гришин А.В., Дорофеев В.С. Нелинейная динамика конструкций, взаимодействующих с деформируемой средой. – Одесса: Астропринт, 2001. – 136 с.
3. Ивлев Д.Д., Быковцев Г.И. Теория упрочняющегося пластического тела. – М.: Наука, 1971. – 231 с.
4. Гениев Г.А., Киссюк В.Н., Тюпин Г.А. Теория пластичности бетона и железобетона. – М.: Стройиздат, 1974. – 316 с.
5. Новожилов В.В. Теория упругости. – Л.: Судпромгиз, 1958. – 370 с.
6. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. – М.: Стройиздат, 1982. – 447 с.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПРОЕКТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАУЛЕРОВ В ПЕРВОМ ПРИБЛИЖЕНИИ

В.П. Хильский, К.В. Истомина

В практике проектирования судов важным этапом является выбор основных проектных характеристик. К ним относятся: водоизмещение, главные размерения и их соотношения, коэффициенты полноты, параметры ходкости, производственные и многие другие показатели. Уже на начальных стадиях проектирования найти оптимальные решения большинства подобных задач чрезвычайно трудно и не всегда удается. Зачастую этот процесс напрямую зависит от опытности разработчика проекта. Особое место занимают здесь проблемы, связанные с созданием необходимых Украине рыбопромысловых судов.

Для таких судов существуют два метода определения важнейших проектных характеристик в первом приближении.

В одном методе используется традиционная схема [8, 9, 3], основанная на результатах решения уравнения вместимости. На его базе решается система уравнений, учитывающая связи главных размерений с водоизмещением, мощностью главных механизмов, вместимостью рыбных трюмов и т.п. Такой метод обладает целым рядом недостатков, среди которых важнейшие [8]:

- в уравнениях используются разнообразные коэффициенты и измерители, значение которых требуется определить путем обработки данных по близким прототипам;

- в качестве одного из уравнений системы используется «адмиралтейская» формула, на основе которой определяется мощность главных двигателей, а в качестве расчетной скорости в нее входит скорость свободного хода промыслового судна;

- при расчете экономических показателей в качестве функции цели принят минимум приведенных затрат – критерий, в современных экономических условиях нашей страны не имеющий смысла.

Второй метод, применяемый в некоторых проектно – конструкторских организациях, специализирующихся на промысловых судах, основан на указанной выше квалификации разработчиков. Благодаря многолетнему опыту работы, знакомству с большим количеством существующих судов, используя эвристические подходы, разработчики фактически применяют неоформленные должным образом статистические приемы и принципы [2].

Цель настоящей работы – восполнить этот пробел и дать проектировщикам математически обоснованную методику выбора основных проектных характеристик рыбопромысловых судов, в частности

траулеров, на основе многофакторного регрессионного анализа характеристик большого числа существующих и спроектированных объектов [1].

До сих пор при статистической обработке данных по промышленным судам применялся однофакторный анализ. Это фактически давало осредненные зависимости между двумя какими-либо параметрами, например, зависимость водоизмещения от объема рефрижераторных трюмов. Такого рода анализ первоначально был проведен ранее и, полученные тогда математические зависимости показали, что большинство пар характеристик связаны между собой нелинейно, но влияние третьих параметров на эту нелинейность выявить не удалось. Вычисления, проведенные по этим зависимостям, показали их недостаточную точность. Поэтому в дальнейшем использован метод многофакторной регрессии, что позволило получить зависимости каждой из рассмотренных характеристик от многих, наиболее значимых для нее факторов.

Статистической обработке подвергнуты данные по 259 рыболовным траулерам с кормовым тралением, в том числе и самые современные [10, 11]. Анализировались следующие характеристики:

год – год постройки судна. Этот фактор не учтен ни в одной из известных методик и рассмотрен нами, чтобы выяснить влияние технического прогресса на проектные характеристики.

L – длина между перпендикулярами, м;

B – ширина судна, м;

H – высота борта до главной палубы, м;

T – средняя осадка, м;

GT, NT – валовая и чистая регистровые вместимости, соответственно, рег. т;

W_{рт}, W_{ст}, W_{сум} – объемы рефрижераторных трюмов, сухогрузных трюмов и их суммарный объем, соответственно, м³;

Ne – мощность главных двигателей, кВт;

Nген – мощность судовой электростанции, кВт;

Vs – эксплуатационная скорость на переходе, уз;

V – объемное водоизмещение, м³;

Dw – дедвейт, т;

t – температура в рефрижераторных трюмах, °C;

Qмор – производительность морозильной установки, т/сут;

n_{эк} – численность экипажа, чел;

$F_r = 0.514 V_s / (9.81 L)^{1/2}$ – число Фруда (относительная скорость);

$C_b = V / LBT$ – коэффициент общей полноты;

Nпл – число палуб;

Прб – число переборок;

зап. топ. – запасы топлива, т;

зап. вод. – запасы воды, т;

RL – дальность плавания, мили;

Тг – автономность плавания, сутки;

Рваер – тяговое усилие ваерной лебедки, кН. Это лебедка, при помощи которой выбираются ваеры – система тросов, крепящих трал.

Vваер – скорость выбирания ваера, м/мин;

Nваер = Рваер · Vваер / 60 – мощность ваерной лебедки, кВт;

Dпор – водоизмещение судна порожнем, т.

В качестве известных из заданных на проектирование величин приняты: $W_{рт}$, W_{sum} , $n_{ЭК}$, $N_{пл}$, T_g , а также $Q_{мор}$ в первом приближении (на уровне принятой нормы вылова).

Результаты анализа получены в виде таблиц, в которых содержатся следующие величины.

«Independent Variable» – имена независимых переменных. «Intercept» – величина постоянного члена b_0 .

«Regression Coefficient» – величины b_0, b_1, \dots, b_p – множитель при независимой переменной, вычисленный методом наименьших квадратов. Показывает, насколько изменяется функция при изменении одной независимой переменной и постоянных остальных независимых переменных.

«Standard Error» – есть корень квадратный из дисперсии, обозначен S.

«T-Value (Ho: $\beta = 0$)» – критерий проверки основной гипотезы H_0 о том, что коэффициент при i – той независимой переменной β_i равен нулю, то есть эта переменная неправомерно использована в уравнении. t – критерий определен по формуле

$$t_i = (b_i - \beta_i) / S_i; \text{ при } \beta = 0; \quad t_i = b_i / S_i.$$

«Prob Level» – уровень значимости t – критерия, то есть вероятность принять основную гипотезу, когда она верна.

«Decision (5%)» – это вывод о принятии гипотезы H_0 с обеспеченностью 5%. «Accept» – принять H_0 , «reject» – отвергнуть.

«Power (5%)» – мощность критерия – вероятность отвергнуть недействительную гипотезу $\beta = 0$, когда $\beta \neq 0$.

«R – Squared»

$$R^2 = \sum (Y' - Y_{cp})^2 / \sum (Y - Y_{cp})^2 \quad - \quad \text{коэффициент}$$

определенности, где

Судоходство и портовые сооружения

Y - фактическое значение;

Y' - предсказанное значение;

Y_{cp} - среднее из фактических значений.

В качестве примера ниже приведены результаты анализа длины и ширины судна

Таблица 1. Определение длины судна

Multiple Regression Report						
Page Date Time	1 12-23-2000 18:31:51					
Database	C2					
Dependent	C2					
Regression Equation Section						
Independent Variable	Regression Coefficient	Standard Error	T-Value (Ho: B=0)	Prob Level	Decision (5%)	Power (5 %)
Intercept	49.36665	1.24029	41.0012	0.000000	Reject Ho	1.000000
Wпр	8.01522E-04	2.804052E-04	2.8584	0.005041	Reject Ho	0.809198
Dw	1.482936E-02	8.207742E-04	18.0675	0.000000	Reject Ho	1.000000
R - Squared	0.838747					

$$L = 49.36665 + 8.01522E - 04 * W_{пр} + 1.482936E - 02 * Dw \quad (1)$$

Таблица 2. Определение ширины судна

Multiple Regression Report						
Page Date Time	1 12-24-2000 17:28:16					
Database	C:\Program Files\NCSS97\B.SO					
Dependent	C3					
Regression Equation Section						
Independent Variable	Regression Coefficient	Standard Error	T-Value (Ho: B =0)	Prob Level	Decision (5%)	Power (5 %)
Intercept	-83.02694	12.80544	-6.4837	0.000000	Reject Ho	0.999996
год	4,397672E-02	6.479636E-03	6.7869	0.000000	Reject Ho	0.999999
L	0.1022159	9.962982E-03	10.2596	0.000000	Reject Ho	1.000000
Dw	4.207969E-04	2.30602E-04	1.8248	0.071390	Accept Ho	0.438538
Nпл	0.8426595	0.2323221	3.6271	0.000477	Reject Ho	0.948210
R Squared	-0.941154					

$$B = -83.02694 + 4.397672 E - 02 * год + \\ + 0.1022159 * L + 40207969 E - 04 * Dw + \\ + 0.8426595 * N_{пл}. \quad (2)$$

Как видно, длина траулера функционально зависит от вместимости рефрижераторных трюмов и дедвейта. Кроме того, имеется тенденция к уменьшению отношения L/B у современных траулеров: при увеличении года постройки на единицу при постоянной длине ширина увеличивается на 4,4 см.

Приведем теперь полученные выражения для других проектных характеристик:

$$P_{зап} = -217.0722 + 0.353817 W_{рт} + 10.56158 T_r; \quad (3)$$

$$D_w = 6.292339 E - 02 \cdot W_{sum} + 1.369164 P_{зап}; \quad (4)$$

$$T = 0.8207749 + 6.4988 E - 03 \cdot L + 0.2944386 B; \quad (5)$$

$$H = -2.937 + 0.557 B + 0.423 T - 5.3 E - 05 \cdot W_{рт} + 1.089 N_{пл}; \quad (6)$$

$$V = -1628.356 + 220.1662 B + 1.759565 D_w; \quad (7)$$

Мощность главных двигателей должна быть достаточной для обеспечения необходимой скорости судна на тралении. Она расходуется на преодоление сил сопротивления судна с тралом. Для учета сопротивления судна в следующем выражении использована величина V , а сопротивление трала – величина $N_{ваер}$:

$$N_e = 0.215512 V + 4.602613 N_{ваер}. \quad (8)$$

Мощность электростанции должна быть достаточной для обеспечения электроэнергией всех потребителей. Для учета потребностей морозильной установки в электроэнергии в выражение вошли $W_{рт}$ и $Q_{мор}$, потребностей промышленного оборудования – $N_{ваер}$, потребностей в обеспечении работы главной силовой установки – N_e :

$$N_{ген} = -0.2319966 W_{рт} + 0.1930142 N_e + \\ + 41.19326 Q_{мор} - 2.218826 N_{ваер}. \quad (9)$$

Скорость судна на переходах не является основной проектной характеристикой, так как переходы это режимы, не связанные с выполнением основных производственных функций траулера. При мощности главных двигателей, которая подобрана для обеспечения необходимой скорости траулера (7), скорость на переходах достаточна и

даже избыточна, что позволяет на переходах производить отбор мощности валогенератором:

$$V_s = 9.115301 + 3.695785E - 02 - 0.1676787B + 0.5962047T - 1.501485E - 04 W_{рт} + 6.869717E - 04 N_e \quad (10)$$

Мощность ваерной лебедки определяется как функция $Q_{мор}$, исходя из соображений о том, что производительность орудий лова соответствует производительности морозильной установки [2]:

$$N_{ваер} = 3.3744Q_{мор} + 21.924. \quad (11)$$

Показателем точности выражений (1)-(11) является высокое значение R^2 . В целях иллюстрации этой точности для каждой величины построены графики зависимости одного из факторов, наиболее значимого в данном выражении. В качестве примера на рис. 1-4 приведены зависимости $D_w(W_{рт})$, $L(W_{рт})$, $N_{ген}(Q_{мор})$ и $V(L)$. Здесь символом (\diamond) обозначены фактические значения, а символом (-) – вычисленные по ниже приведенной методике при тех же исходных данных, что и у судов из статистического ряда. В процессе исследований для каждой величины построены гистограммы, показывающие распределение погрешностей. В большинстве случаев погрешность не превышает 3-5% для области максимума гистограммы, соответствующей 50-60% выборки.

Приведем методические рекомендации для проектирования характеристик траулеров в первом приближении.

Вначале следует определить вес запасов воды и топлива по заданным автономности плавания и вместимости рефрижераторных трюмов, пользуясь выражением (3). Полученное значение $R_{зап}$ необходимо для расчета дедвейта (4), где в качестве характеристики грузоподъемности принята величина суммарного объема трюмов W_{sum} .

Значения D_w и заданной вместимости рефрижераторных трюмов далее используется в формуле (1) для расчета длины судна L .

Следующая определяемая величина – ширина судна B , которая должна отвечать требованиям вместимости и остойчивости. Первое требование выполняется посредством определенного выше значения L ; учет вместимости – путем выбора соответствующего дедвейта D_w . Количество палуб характеризует высоту борта и положение центра тяжести судна по высоте. Расчет величины B проводится по выражению (2).

Далее по значениям L и B определяются осадка судна T (5), высота борта H (6) и объемное водоизмещение V (7).

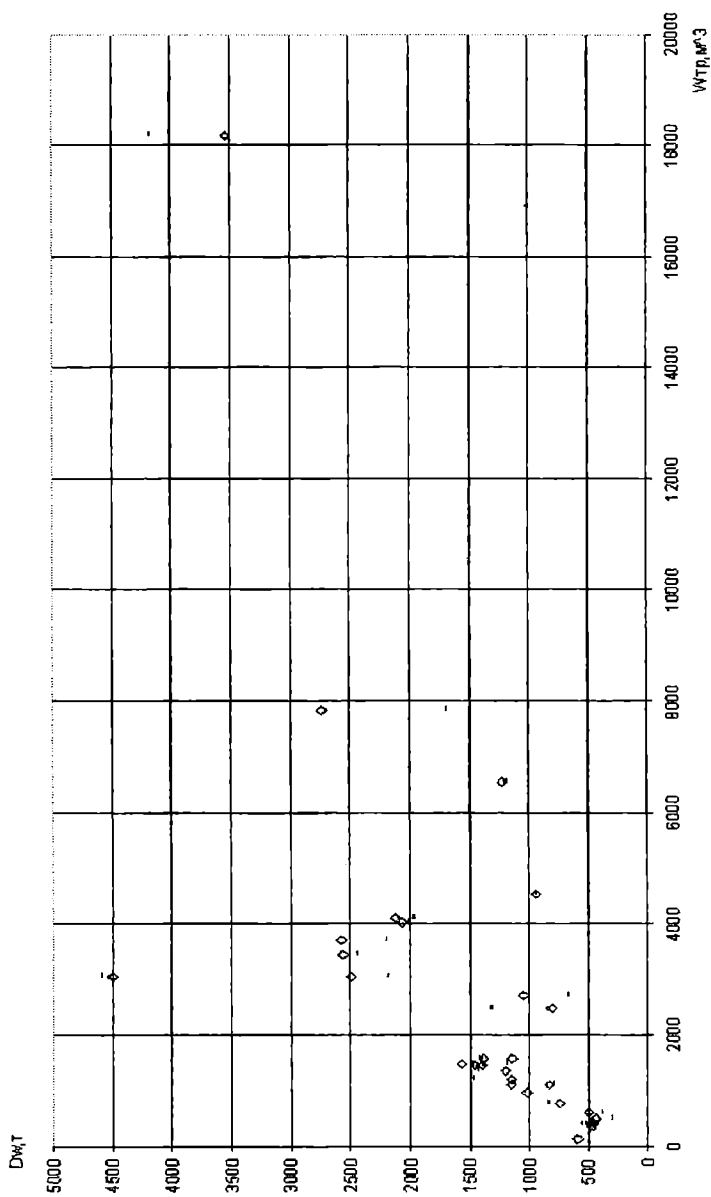


Рис. 1. Зависимость дедвейта от емкости трюмов
 ◇ фактические значения
 - вычисленные значения

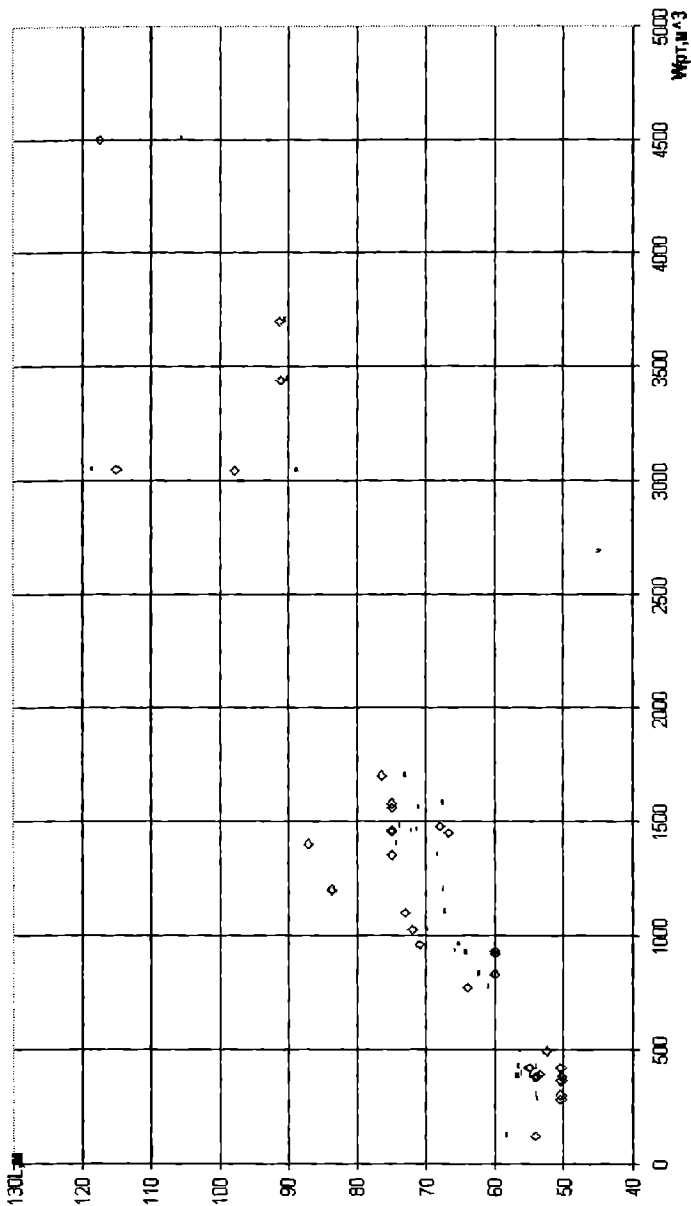


Рис. 2. Зависимость длины судна от вместимости рефрижераторных трюмов
 ◇ фактические значения
 · вычисленные значения L

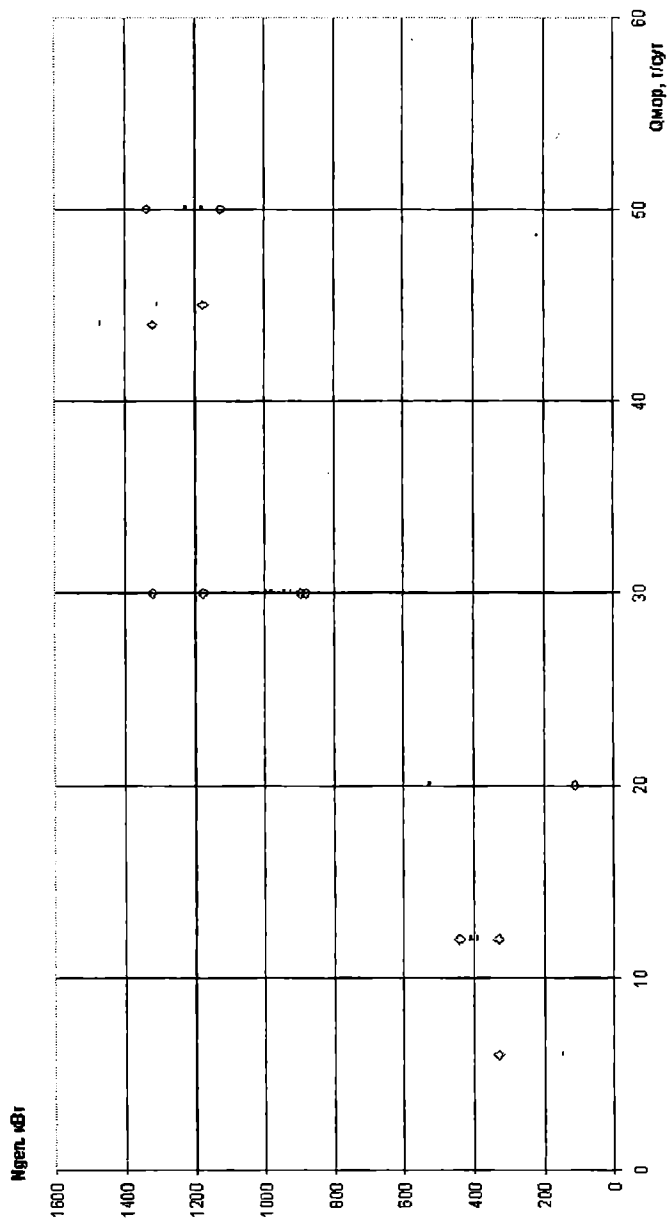


Рис. 3. Зависимость мощности электростанции от производительности установки
 ◇ фактические значения
 - вычисленные значения

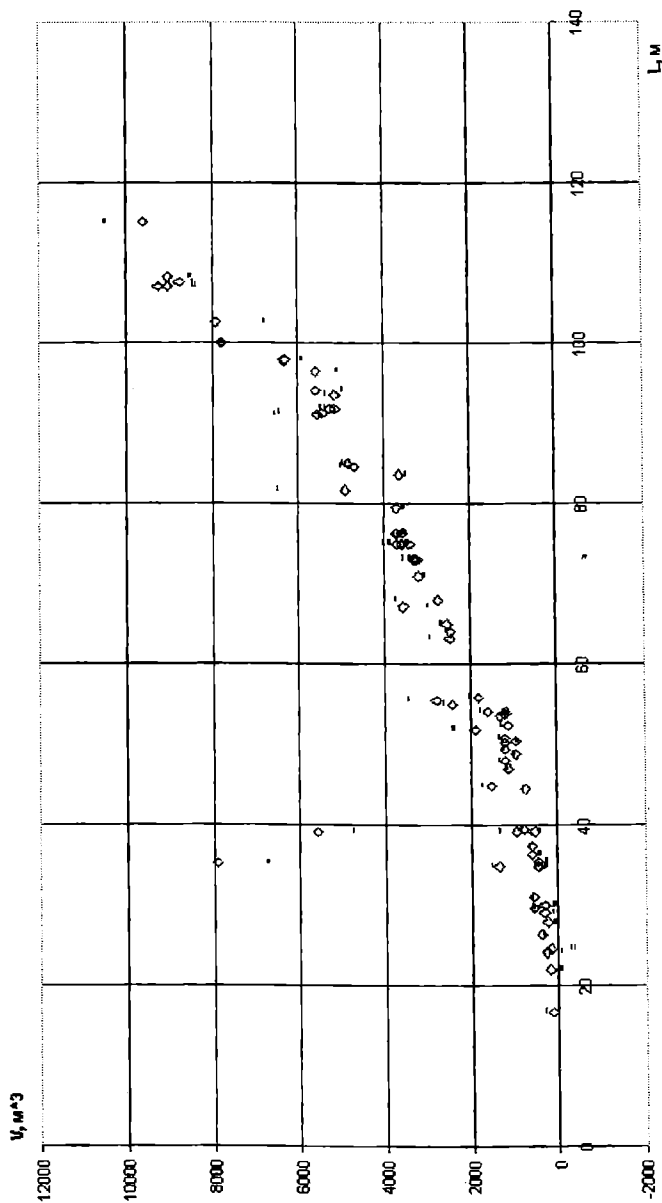


Рис. 4. Зависимость объемного водозмещения от длины судна
 \diamond - фактические значения V
 \cdot - вычисленные значения L

Затем следует найти мощность ваерной лебедки Nваер (11), мощность главных двигателей Ne (8), достаточную для выполнения необходимых маневров судна с тралом в процессе ведения промысла, а далее – мощность электростанции Nген (9).

Последним определяется значение скорости свободного хода Vs по формуле (10). В эту формулу входят главные размерения L, B и T, являющиеся характеристикой сопротивления воды движению судна. Здесь же – мощность двигателей Ne как характеристика основного средства обеспечения ходкости. Величина объема рефрижераторных трюмов Wрт показывает, из каких дополнительных соображений выбрано данное значение Ne: чем больше вместимость трюмов, тем дольше происходит их заполнение рыбой, тем больше времени траулер проводит на лову. Следовательно, тем меньше требования к обеспечению скорости свободного хода, а большее значение придается обеспечению необходимой мощности для нужд промысла.

Расчеты по приведенной схеме отличаются простотой и позволяют достаточно быстро и точно получить главные размерения и основные проектные характеристики траулера в первом приближении. Пример таких расчетов приведен в табл. 3 и 4.

Таблица 3. Исходные данные для определения главных размерений и основных характеристик траулера

Дано:		
Год	2000	
Wрт	4000	м ³
Wsum	4500	м ³
п _{эк}	75	чел
Nпл	2	
Tг	60	сут
RL	10000	миль
Qмор	140	т/сут

Таблица 4. Полученные результаты

Получено:		
Rзап	1832	т
Dw	2793	т
L	93,94	м
B	17,44	м
T	6,56	м
H	11,52	м
V	7123	м ³
Nваер	494	кВт
Ne	3810	кВт
Nген	4480	кВт
Vs	16	уз

В заключение отметим следующее. В настоящей работе использован метод многофакторной регрессии, что позволило получить зависимости для каждой проектной характеристики от многих наиболее значимых факторов. Вычисленные по этим выражениям значения близки к фактическим. Как видно из рис. 1-4 эти расчетные значения расположены не на «средней» линии как при однофакторном анализе, а разбросаны по области фактических значений дискретным образом. Так что каждая расчетная точка близка к существующему реальному значению.

На более поздних этапах исследований следует учесть требования Правил по конвенционному оборудованию [6], Правил о грузовой марке морских судов [7], а также Международной Конвенции МАРПОЛ [5].

ЛИТЕРАТУРА

1. Дрейпер Н., Смит Г. Прикладной регрессионный анализ, в 2-х книгах: книга 1 – М.: Финансы и статистика, 1986. – 368 с.
2. Колемаев В.Д. и др. Теория вероятностей и математическая статистика. – М.: Высшая школа, 1991. – 400 с.
3. Кулагин В.Д. Теория и устройство промысловых судов. – Л.: Судостроение, 1986.
4. Кулагин В.Д. Практические расчеты остойчивости, непотопляемости и ходкости промысловых судов. – Л.: Судостроение, 1982. – 197 с.
5. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов. – Л.: Транспорт, 1979.
6. Правила по конвенционному оборудованию морских судов. Регистр СССР. – Л.: Транспорт, 1989. – 350 с.
7. Правила о грузовой марке морских судов. Регистр СССР. – Л.: Транспорт, 1989. – 350 с.
8. Раков А.И., Севастьянов Н.Б. Проектирование промысловых судов. – Л.: Судостроение, 1981.
9. Раков А.И. Оптимизация основных характеристик и элементов промысловых судов. – Л.: Судостроение, 1978.
10. Тошито Цудани. Японские промысловые суда. – Л.: Судостроение, 1982.
11. *Fishing Boat World*, №3, 2000.

УДК 551.48:621.643

СИЛОВОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ПРОГРЕССИВНЫХ ВОЛН КОНЕЧНОЙ АМПЛИТУДЫ НА ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ ПОДВОДНЫЙ ВОЛНОЛОМ

Е.Ю.Федорова

Введение

За последние три десятилетия в практике берегоукрепительного строительства на отмелях берегах морей и океанов стали применять подводные волноломы из бетонных массивов (рис.1) со скошенной внешней гранью. Такие конструкции обеспечивают задержание наносов и образование защитных полос пляжа, а также удержание искусственных песчаных и галечных пляжей. Подобные подводные волноломы строились на побережье Одессы, у берегов Крыма и Кавказа. Ожидается их применение и в других точках мирового океана. Несмотря на практическое применение подводных волноломов, взаимодействие волн, в особенности волн конечной амплитуды, с такими сооружениями изучено совершенно недостаточно.

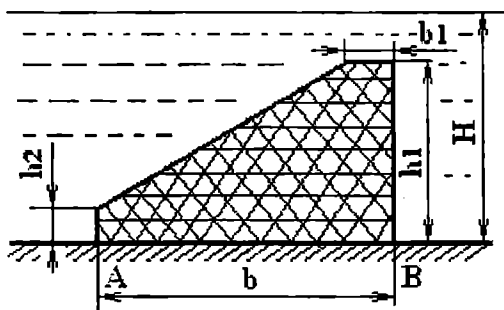


Рис. 1. Поперечное сечение массива волнолома

Поэтому в существующих нормативных документах [1] рекомендации по определению характеристик волнового воздействия на подводные волноломы построены на простых эмпирических соображениях. Некоторые публикации известных специалистов [2, 3, 4], несмотря на их высокий научный уровень, в целом ситуации не исправляют. Положение может быть изменено лишь в случае, если разработать надежную методику расчета волновых нагрузок, максимально свободную от упрощающих предположений, использующую современные эффективные методы теоретической гидромеханики. Результаты расчетов

по такой методике следует оценить путем их сопоставления с данными квалифицированного эксперимента.

Перейдем к рассмотрению гидродинамической задачи о набегании прогрессивных волн конечной амплитуды на горизонтальное препятствие, расположенное на дне водоема нормально к направлению бега волн конечной амплитуды. В работе [5] найден потенциал прогрессивных волн конечной амплитуды на мелководном фарватере, а в [6] получен потенциал возмущенных скоростей жидкости при набегании прогрессивных волн конечной амплитуды на горизонтальное препятствие (трубу), лежащее на мелководном фарватере. Опыт выполнения расчетов гидродинамических сил, действующих на подводные препятствия, показывает, что разработанный метод дает устойчивые результаты высокой точности для подводных препятствий, поперечное сечение по форме которых близко к окружности или квадрату.

С целью определения характеристик силового воздействия на подводные горизонтальные препятствия со сложной формой поперечного сечения ниже предлагается иной метод. Рассмотрим плоскую задачу о набегании прогрессивных волн конечной амплитуды на горизонтальное препятствие, лежащее на дне. Жидкость предполагается невязкой и несжимаемой, ее возмущенное движение – потенциальным. В соответствии с гипотезой А.Н.Крылова [7] силы, действующие на тело со стороны набегающего волнения, можно условно разбить на главную и дифракционную части. Главная часть определяется в предположении о "проницаемости" тела и вычисляется интегрированием по его поверхности гидродинамического давления в набегающих волнах.

В [5] с помощью метода деформированных координат получено приближенное выражение потенциала возмущенных скоростей для прогрессивных волн большой амплитуды на свободной поверхности мелководного фарватера. Это выражение имеет вид

$$\Phi(\xi, \eta) = Bch\alpha(\eta + H)\sin\alpha\xi - \frac{1}{2}B^2\alpha^3 \frac{\sin 2\alpha\xi ch 2\alpha(\eta + H)}{\omega sh 2\alpha H - 2\alpha^2 ch 2\alpha H} - \frac{1}{8}B^2\alpha \sin 2\alpha\xi, \quad (1)$$

где B – расчетная амплитуда профиля, H – глубина водоема, связь между частотами α и ω имеет вид

$$\alpha = \omega th\alpha H \quad (2)$$

Деформированные координаты (ξ, η) связаны с неподвижными координатами (y, z) такими соотношениями

$$\frac{2\pi}{\lambda}(y - ct) = \xi - \frac{1}{2}Bch\alpha(\eta + H)\sin\xi, \quad \eta = z, \quad (3)$$

где λ – длина набегающего волнения, а расчетная амплитуда профиля волны B определяется как решение квадратного уравнения (положительный корень)

$$\frac{2\pi}{\lambda} r_b = Bsh\alpha H + B^2\alpha^2 \frac{3th^4\alpha H - tg^2\alpha H + 2}{4th\alpha H(1 - th^2\alpha H)}; \quad (4)$$

r_b – полувысота набегающего волнения.

Гидродинамическое давление в волне определяется из интеграла Лагранжа-Коши, который в неподвижной системе координат записывается в виде

$$p(y, z, t) = -\rho \frac{\partial \Phi(y, z, t)}{\partial t} - \frac{\rho}{2} \left[\left(\frac{\partial}{\partial y} \Phi(y, z, t) \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial z} \Phi(y, z, t) \right)^2 \right]. \quad (5)$$

Учитывая (1), (3) и (5), получаем потенциал волнового движения в виде суммы потенциалов первого и второго порядков

$$\Phi(y, z, t) = \Phi^I(y, z, t) + \Phi^{II}(y, z, t) + O(\varepsilon^3), \quad (6)$$

$$\varepsilon \ll 1, \quad \Phi^I = O(\varepsilon), \quad \Phi^{II} = O(\varepsilon^2).$$

Отсюда имеем

$$p(y, z, t) = P_c^I(y, z)\cos\sigma t + P_s^I(y, z)\sin\sigma t + P_c^{II}(y, z)\cos 2\sigma t + P_s^{II}(y, z)\sin 2\sigma t + P^{II}(y, z). \quad (7)$$

Главная часть возмущающей силы получается интегрированием найденных проекций гидродинамического давления в волне по контуру препятствия. Дифракционная часть учитывает дифракцию (отражение и прохождение) волн на препятствии их распространению. Для определения главной части сил волнового воздействия используется выражение потенциала скоростей набегающего волнения (1), полученное в работе [5], а для вычисления дифракционной части этих сил необходимо найти потенциал скоростей дифрагированного волнового движения жидкости.

Определение потенциала скоростей дифрагированного волнового движения жидкости

Потенциал скоростей дифрагированного волнового движения при набегании прогрессивных волн конечной амплитуды на контур L (рис.1) определим, обобщая решение для частного случая [6], когда контур L – круглая труба.

Запишем дифракционный потенциал $\Phi_d^I(y, z, t)$ в виде суммы

$$\Phi_d^I(y, z, t) = \Phi_d^I(y, z, t) + \Phi_d^{II}(y, z, t) + O(\varepsilon^3), \quad (8)$$

причем

$$\Phi_d^I = O(\varepsilon), \quad \Phi_d^{II} = O(\varepsilon^2) \quad (9)$$

Представим потенциалы $\Phi_d^I(y, z, t)$ и $\Phi_d^{II}(y, z, t)$ в виде сумм синусной и косинусной составляющих каждый и в дальнейшем изложении опустим индекс "d" в выражениях, содержащих эти потенциалы

$$\begin{aligned} \Phi^I(y, z, t) &= \Phi_c^I(y, z) \cos \sigma t + \Phi_s^I(y, z) \sin \sigma t, \\ \Phi^{II}(y, z, t) &= \Phi_c^{II}(y, z) \cos 2\sigma t + \Phi_s^{II}(y, z) \sin 2\sigma t. \end{aligned} \quad (10)$$

Амплитуды косинусной Φ_c^I и синусной Φ_s^I составляющих потенциала Φ^I удовлетворяют следующим дифференциальным системам

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \Phi_{c,s}^I(y, z) = 0, \quad (y, z) \in E; \quad (11)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial z} + \frac{\sigma^2}{g} \right) \Phi_{c,s}^I(y, 0) = 0, \quad -\infty < y < \infty; \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_{c,s}^I(y, z = -H) = 0, \quad -\infty < y < y_A, \quad y_B < y < \infty; \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial n} \Phi_c^I(y, z) = A_1(y, z), \quad (y, z) \in L; \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial n} \Phi_s^I(y, z) = B_1(y, z), \quad (y, z) \in L. \quad (15)$$

Системы для потенциалов Φ_c^I и Φ_s^I связаны принципом излучения, согласно которому дифрагированные волны расходятся в обе стороны от препятствия.

Дифференциальные системы (11)-(15) как по физическому смыслу, так и по своей структуре идентичны дифференциальным системам (14)-(17), полученным в статье [6] на стр. 136 при решении задачи о гидродинамических силах, действующих на круглую трубу со стороны набегающего волнения.

Заметим, что дифференциальные системы (11)-(15) полностью выписаны в неподвижной системе координат θ, y, z , приведенной на рис. 1 настоящей статьи, а в дифференциальных системах для трубы правые части граничных условий на контуре выписаны в "деформированной" системе координат, которая активно используется в процессе решения гидродинамической задачи. В статье [6] за дифференциальными системами (14)-(17) сразу следует переход в граничном условии на контуре к неподвижным координатам и разложение функций, входящих в правую часть граничных условий в ряды Фурье по переменной $\tau = \sigma t = 2\pi \frac{c}{\lambda} t = 2\pi \frac{t}{T} = 2\pi \bar{t}$, где λ и T - длина и период волны, а \bar{t} - относительное время (в долях от периода волнения).

$$\begin{aligned}
 R(y, z, t) &= \frac{1}{2} A_0(y, z) + A_1(y, z) \cos \sigma t + B_1(y, z) \sin \sigma t + \\
 &+ A_2(y, z) \cos 2\sigma t + B_2(y, z) \sin 2\sigma t; \\
 R_y(y, z, t) &= \frac{1}{2} C_0(y, z) + C_1(y, z) \cos \sigma t + D_1(y, z) \sin \sigma t + \\
 &+ C_2(y, z) \cos 2\sigma t + D_2(y, z) \sin 2\sigma t; \\
 R_2(y, z, t) &= \frac{1}{2} E_0(y, z) + E_1(y, z) \cos \sigma t + F_1(y, z) \sin \sigma t + \\
 &+ E_2(y, z) \cos 2\sigma t + F_2(y, z) \sin 2\sigma t; \\
 &(y, z) \in L.
 \end{aligned}
 \tag{16}$$

В разложениях оставлены слагаемые первого и второго порядков малости. Таким образом в краевой задаче первого приближения (дифференциальной системе для потенциалов Φ_c^I, Φ_s^I) на контуре L фигурируют граничные условия (14) и (15) с функциями $A_1(y, z), B_1(y, z)$ из (16).

Краевая задача для потенциалов скоростей второго приближения Φ_c^{II}, Φ_s^{II} по структуре аналогична дифференциальной системе (11)-(15) с

той лишь разницей, что вместо условий (14) и (15) на контуре L фигурируют краевые условия (17).

$$\frac{\partial \Phi_c''(y,z)}{\partial N} = A_2(y,z), \quad \frac{\partial \Phi_s''(y,z)}{\partial N} = B_2(y,z) \quad (17)$$

Функции $A_2(y,z)$, $B_2(y,z)$ определены в (16).

Перейдем к решению краевой задачи для дифракционного потенциала первого порядка

$$\Phi^I(y,z,t) = \Phi_c^I(y,z) \cos \sigma + \Phi_s^I(y,z) \sin \sigma.$$

Субиндекс I в обозначениях потенциалов для простоты опустим.

Получим основное интегральное соотношение метода граничных элементов.

Если $\Phi(y,z)$ - гармоническая функция в области E_k (рис. 2) с границей $\Gamma = L + \Gamma_1 + \Gamma_2 + \Gamma_3 + \Gamma_4 + \Gamma_5$, а функция $\omega(y_0, z_0, y, z)$ - фундаментальное решение уравнения Лапласа, т.е.

$$\omega(y_0, z_0, y, z) = \frac{1}{2\pi} \ln \frac{1}{r} + g(y_0, z_0, y, z), \quad (18)$$

где $r = \sqrt{(y-y_0)^2 + (z-z_0)^2}$, а $g(y_0, z_0, y, z)$ - дважды непрерывно дифференцируемая гармоническая функция, то имеет место интегральное представление

$$\Phi(M_0) = \oint_{\Gamma} \Phi(M) \frac{\partial \omega(M_0, M)}{\partial N_M} dl_M - \oint_{\Gamma} \frac{\partial \Phi(M)}{\partial N_M} \omega(M_0, M) dl_M,$$

причем $M_0(y_0, z_0) \in E_k$, $M(y, z) \in \Gamma$, N_M - внутренняя нормаль к границе Γ в точке M .

Если $\omega(M, M_0)$ - функция Грина, удовлетворяющая однородному краевому условию на контуре границы или его части, то интеграл по соответствующей части границы исчезает.

Устремляя точку M_0 к точке $P \in \Gamma$ и учитывая особенность в первом слагаемом функции ω , получаем интегральное уравнение относительно граничных значений $\Phi(P)$ и $\frac{\partial \Phi(P)}{\partial N_M}$

$$\frac{\theta_0}{2\pi} \Phi(P) = \oint_{\Gamma} \Phi(M) \frac{\partial \omega(P, M)}{\partial N_M} dl_M - \oint_{\Gamma} \frac{\partial \Phi(M)}{\partial N_M} \omega(P, M) dl_M \quad (19)$$

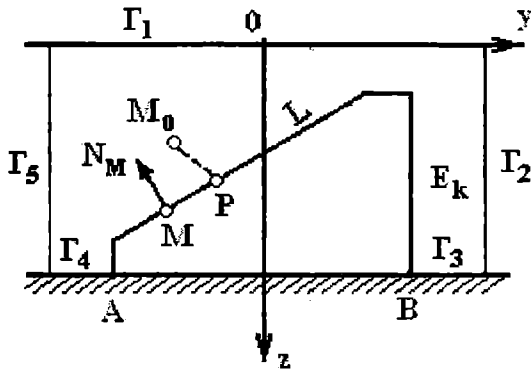


Рис. 2. Схема к формулировке граничного интегрального уравнения

Если P – угловая точка контура Γ ; θ_0 – соответствующий внутренний угол, для неособых точек $\theta_0 = \pi$.

Заметим теперь, что если $\Phi_c(y, z)$ и $\Phi_s(y, z)$ суть действительная и мнимая части комплексной амплитуды $W(y, z) = \Phi_c(y, z) + i\Phi_s(y, z)$ характеристической функции

$$\bar{W}(y, z, t) = W(y, z) e^{-i\alpha t},$$

а комплекснозначная функция

$$\bar{\omega}(y, z) = \omega_c(y, z) + i\omega_s(y, z)$$

удовлетворяет однородным граничным условиям на частях $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4, \Gamma_5$, тогда интегральное уравнение (18) допускает обобщение вида

$$\frac{\theta_0}{2\pi} W(P) = \oint_L W(M) \frac{\partial \bar{\omega}(P, M)}{\partial N_M} dl_M - \oint_L \frac{\partial W(M)}{\partial N_M} \bar{\omega}(P, M) dl_M \quad .$$

Отделяя в (19) действительную и мнимую части, получаем систему интегральных уравнений метода граничных элементов относительно искомых функций $\Phi_{c,s}(y, z)$

$$\begin{aligned}
 \frac{\theta_0}{2\pi} \Phi_c(P) &= \oint_L \left[\Phi_c(M) \frac{\partial \omega_c(P, M)}{\partial N_M} - \Phi_s(M) \frac{\partial \omega_s(P, M)}{\partial N_M} \right] dl - \\
 &- \oint_L \left[\frac{\partial \Phi_c(M)}{\partial N_M} \omega_c(P, M) - \frac{\partial \Phi_s(M)}{\partial N_M} \omega_s(P, M) \right] dl; \\
 \frac{\theta_0}{2\pi} \Phi_s(P) &= \oint_L \left[\Phi_s(M) \frac{\partial \omega_c(P, M)}{\partial N_M} + \Phi_c(M) \frac{\partial \omega_s(P, M)}{\partial N_M} \right] dl - \\
 &- \oint_L \left[\frac{\partial \Phi_c(M)}{\partial N_M} \omega_s(P, M) + \frac{\partial \Phi_s(M)}{\partial N_M} \omega_c(P, M) \right] dl.
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

Выполним дискретизацию краевой задачи, т.е. перейдем от системы интегральных уравнений (20) к системе линейных алгебраических уравнений как это предусматривается процедурой метода граничных элементов [8].

Опишем контур L препятствия совокупностью $2n+1$ точек, каждая из которых задана парой координат (y_k^*, z_k^*) $k = 1, 2, 3, \dots, 2n+1$ в системе координат (y, z) . Эта совокупность точек разделяет контур L на $2n$ элементов. Каждый элемент рассматривается как прямолинейный отрезок Q_i, Q_{i+1} . Пусть P_i ($i = 1, 2, 3, \dots, 2n$) – это середина отрезка Q_i, Q_{i+1} . Координаты точек P_i (y_i, z_i) , полудлина l_i отрезка Q_i, Q_{i+1} и направляющие косинусы нормали к этому отрезку в точке P_i (y_i, z_i) выражаются формулами

$$y_i = \frac{1}{2}(y_i^* + y_{i+1}^*); \quad z_i = \frac{1}{2}(z_i^* + z_{i+1}^*);
 \tag{21}$$

$$l_i = \frac{1}{2} \sqrt{(y_{i+1}^* - y_i^*)^2 + (z_{i+1}^* - z_i^*)^2};$$

$$\cos(N_i, y) = \frac{1}{2l_i} (z_{i+1}^* - z_i^*) \quad \cos(N_i, z) = -\frac{1}{2l_i} (y_{i+1}^* - y_i^*)$$

На отрезке Q_i, Q_{i+1} величины $\Phi_{c,s}(M)$ и $\frac{\partial \Phi_{c,s}(M)}{\partial N_M}$ считаем постоянным и равными их значениям в средней точке этого отрезка P_i (y_i, z_i) . Представляя интегралы в уравнениях (20) в виде сумм интегралов по линейным элементам, находим

$$\begin{aligned}
 \frac{\theta_0^{(i)}}{2\pi} \Phi_c(y_i, z_i) &= \sum_{j=1}^{2n} \Phi_c(y_j, z_j) \int_{l_j} \frac{\partial \omega_c(y_i, z_i, y_j, z_j)}{\partial N_M} dl - \\
 &- \sum_{j=1}^{2n} \Phi_s(y_j, z_j) \int_{l_j} \frac{\partial \omega_s(y_i, z_i, y_j, z_j)}{\partial N_M} dl - \\
 &- \sum_{j=1}^{2n} \frac{\partial \Phi_c(y_j, z_j)}{\partial N_M} \int_{l_j} \omega_c(y_i, z_i, y_j, z_j) dl + \\
 &+ \sum_{j=1}^{2n} \frac{\partial \Phi_s(y_j, z_j)}{\partial N_M} \int_{l_j} \omega_s(y_i, z_i, y_j, z_j) dl; \\
 \frac{\theta_0^{(i)}}{2\pi} \Phi_s(y_i, z_i) &= \sum_{j=1}^{2n} \Phi_s(y_j, z_j) \int_{l_j} \frac{\partial \omega_c(y_i, z_i, y_j, z_j)}{\partial N_M} dl + \\
 &+ \sum_{j=1}^{2n} \Phi_c(y_j, z_j) \int_{l_j} \frac{\partial \omega_s(y_i, z_i, y_j, z_j)}{\partial N_M} dl - \\
 &- \sum_{j=1}^{2n} \frac{\partial \Phi_c(y_j, z_j)}{\partial N_M} \int_{l_j} \omega_s(y_i, z_i, y_j, z_j) dl - \\
 &- \sum_{j=1}^{2n} \frac{\partial \Phi_s(y_j, z_j)}{\partial N_M} \int_{l_j} \omega_c(y_i, z_i, y_j, z_j) dl.
 \end{aligned} \tag{21}$$

Придавая индексу i значения $1, 2, 3, \dots, 2n$, получим систему $4n$ линейных алгебраических уравнений.

В этой системе фундаментальные решения уравнения Лапласа $\omega_c(y_i, z_i, y_j, z_j)$, $\omega_s(y_i, z_i, y_j, z_j)$, а также нормальные производные $\frac{\partial \omega_c}{\partial N_M}$, $\frac{\partial \omega_s}{\partial N_M}$ известны. Их конкретные выражения будут приведены ниже.

Кроме того, значения $\frac{\partial \Phi_c(y_j, z_j)}{\partial N_M}$ и $\frac{\partial \Phi_s(y_j, z_j)}{\partial N_M}$ определены граничными условиями (14) и (15). Следовательно, в системе (22) имеется $4n$ уравнений и $4n$ неизвестных $\Phi_c(y_i, z_i)$, $\Phi_s(y_i, z_i)$ $i = 1, 2, \dots, 2n$.

Отметим, что коэффициенты в этой системе

$$a_{i,j}^{c,s} = \int_{l_j} \frac{\partial \omega_{c,s}(y_i, z_i, y_j, z_j)}{\partial N_M} dl; \tag{23}$$

$$b_{i,j}^{c,s} = \int_{l_j} \omega_{c,s}(y_i, z_i, y_j, z_j) dl$$

зависят от формы области и способа разбиения границы, подынтегральные функции в них известны и поэтому $a_{i,j}^{c,s}$ $b_{i,j}^{c,s}$ могут быть вычислены независимо от краевых условий. Функции $\omega_{c,s}$ и их нормальные производные получены в [6] в виде

$$\omega_c(y_i, z_i, y_j, z_j) = \frac{1}{2\pi} \log \frac{r}{H} + \frac{1}{2\pi} \log \frac{r_*}{H} -$$

$$- \frac{1}{\pi} p.v. \int_0^\infty \left\{ \frac{k+\nu}{k} \cdot \frac{e^{-kH} \operatorname{ch}k(H+z_i) \operatorname{ch}k(H+z_j) \cos k(y_i - y_j)}{kshkH - \nu chkH} + \frac{e^{-kH}}{k} \right\} dk;$$

$$\omega_s(y_i, z_i, y_j, z_j) = - \frac{\nu}{m_0} \frac{\operatorname{ch}m_0(H+z_i) \operatorname{ch}m_0(H+z_j) \cos m_0(y_i - y_j)}{\nu H + sh^2 m_0 H};$$

$$\frac{\partial \omega_c(y_i, z_i, y_j, z_j)}{\partial N_i} = - \cos(N_i, y) \left[\frac{1}{2\pi} \left(\frac{\cos \theta}{r} + \frac{\cos \theta}{r} \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{\pi} p.v. \int_0^\infty \frac{(k+\nu) e^{-kh} \operatorname{ch}k(H+z_i) \operatorname{ch}k(H+z_j) \sin k(y_i - y_j)}{kshkH - \nu chkH} dk \right] -$$

$$- \cos(N_i, z) \left[\frac{1}{2\pi} \left(\frac{\sin \theta}{r} - \frac{\sin \theta}{r} \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{\pi} p.v. \int_0^\infty \frac{(k+\nu) e^{-kh} \operatorname{sh}k(H+z_i) \operatorname{ch}k(H+z_j) \cos k(y_i - y_j)}{kshkH - \nu chkH} dk \right];$$

$$\frac{\partial \omega_s(y_i, z_i, y_j, z_j)}{\partial N_i} = - \cos(N_i, y) \nu \frac{\operatorname{ch}m_0(H+z_j) \operatorname{ch}m_0(H+z_i) \sin m_0(y_i - y_j)}{\nu H + sh^2 m_0 H}$$

$$- \cos(N_i, z) \nu \frac{\operatorname{ch}m_0(H+z_i) \operatorname{sh}m_0(H+z_j) \cos m_0(y_i - y_j)}{\nu H + sh^2 m_0 H}$$

Здесь m_0 – действительный положительный корень трансцендентного уравнения

$$\begin{aligned}
 v &= m_0 t h m_0 H, \\
 a r &= \sqrt{(y_i - y_j)^2 + (y_i - y_j)^2}; \\
 r_* &= \sqrt{(y_i - y_j)^2 + (y_i + z_j + 2h)^2}; \\
 \cos \theta &= \frac{z_i - z_j}{r}; \quad \sin \theta = \frac{y_i - y_j}{r}; \\
 \cos \theta_* &= \frac{z_i + z_j + 2h}{r_*}; \quad \sin \theta_* = \frac{y_i - y_j}{r_*}.
 \end{aligned} \tag{25}$$

Возвратимся к рассмотрению системы (22).

С учетом обозначений (23) и граничных условий (14), (15) перепишем систему в виде

$$\begin{aligned}
 \frac{\theta_0^{(i)}}{2\pi} \Phi_c(y_i, z_i) &= \\
 &= \sum_{j=1}^{2n} \Phi_c(y_j, z_j) a_{i,j}^c - \Phi_s(y_j, z_j) a_{i,j}^s - A_1(y_j, z_j) b_{i,j}^c + B_1(y_j, z_j) b_{i,j}^s \\
 \frac{\theta_0^{(i)}}{2\pi} \Phi_s(y_i, z_i) &= \\
 &= \sum_{j=1}^{2n} \Phi_s(y_j, z_j) a_{i,j}^c + \Phi_c(y_j, z_j) a_{i,j}^s - A_1(y_j, z_j) b_{i,j}^s - B_1(y_j, z_j) b_{i,j}^c.
 \end{aligned} \tag{26}$$

Запись системы можно сделать еще более компактной, если ввести обозначения

$$\begin{aligned}
 h_{i,j}^{cc} &= A_1(y_j, z_j) b_{i,j}^c; & h_{i,j}^{ss} &= B_1(y_j, z_j) b_{i,j}^s; \\
 h_{i,j}^{sc} &= B_1(y_j, z_j) b_{i,j}^c; & h_{i,j}^{cs} &= A_1(y_j, z_j) b_{i,j}^s.
 \end{aligned} \tag{27}$$

Тогда систему (26) можно записать так:

$$\sum_{j=1}^{2n} \Phi_c(y_j, z_j) \left[a_{ij}^c - \frac{\theta_0^{(i)}}{2\pi} \delta_{ij} \right] - \Phi_s(y_j, z_j) a_{i,j}^s = \sum_{j=1}^{2n} h_{ij}^{cc} - h_{ij}^{ss};$$

$$\sum_{j=1}^{2n} \Phi_s(y_j, z_j) \left[a_{ij}^c - \frac{\theta_0^{(i)}}{2\pi} \delta_{ij} \right] - \Phi_c(y_j, z_j) a_{i,j}^s = \sum_{j=1}^{2n} h_{ij}^{cs} + h_{ij}^{sc}.$$

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, i = j \\ 0, i \neq j \end{cases}$$
(28)

Система $4n$ линейных алгебраических уравнений относительно $4n$ неизвестных значений $\Phi_{c,s}(y_i, z_i)$, $i = 1, 2, \dots, 2n$ решается одним из стандартных методов.

Так получают значения амплитуд косинусной Φ_c^I и синусной Φ_s^I составляющих дифракционного потенциала первого порядка в точках (y_j, z_j) контура L .

Система, аналогичная (22), получается и для значений амплитуд косинусной Φ_c^{II} и синусной Φ_s^{II} составляющих дифракционного потенциала второго порядка в точках (y_j, z_j) контура L .

При этом в соответствии с исходной краевой задачей константа ν в трансцендентном уравнении (первом из уравнений 25) заменяется константой $\nu II = \frac{4\sigma^2}{g}$. Подобная замена осуществляется в выражениях

для $\omega_{c,s}$ и $\frac{\partial \omega_{c,s}}{\partial N_M}$, а вместо функций $A_1(y_j, z_j)$, $B_1(y_j, z_j)$ вводятся функции $A_2(y_j, z_j)$, $B_2(y_j, z_j)$.

Как только функции $\Phi_{c,s}^{I,II}$ в точках контура L найдены, можно перейти к определению дифракционных компонентов гидродинамического давления в точках контура, а также вертикальной и горизонтальной составляющих дифракционной гидродинамической силы.

Гидродинамическое давление $P_d(x, z, t)$ вычисляется из интеграла Лагранжа. Учитывая (1), (2), (6)–(9), имеем

$$P_d(y, z, t) = \rho \sigma^2 \left[\Phi_c^I(y, z) \sin \sigma t - \Phi_s^I(y, z) \cos \sigma t + 2\Phi_c^{II}(y, z) \sin 2\sigma t - \right. \\ \left. - 2\Phi_s^{II}(y, z) \cos 2\sigma t \right] - \frac{1}{4} \rho \left[(C_1^2 + D_1^2 + E_1^2 + F_1^2) + (C_1^2 - D_1^2 + E_1^2 - F_1^2) \cos 2\sigma t + \right. \\ \left. + (C_1 D_1 + E_1 F_1) \sin 2\sigma t \right]$$

или иначе

$$P_a(y, z, t) = P_{dc}^I(y, z) \cos \sigma + P_{ds}^I(y, z) \sin \sigma + P_{dc}^{II}(y, z) \cos 2\sigma + P_{ds}^{II}(y, z) \sin 2\sigma;$$

$$P_{dc}^I(y, z) = -\rho\sigma^2 \Phi_s^I(y, z); \quad P_{ds}^I(y, z) = \rho\sigma^2 \Phi_c^I(y, z); \quad (29)$$

$$P_{dc}^{II}(y, z) = -2\rho\sigma^2 \Phi_s^{II}(y, z) - \frac{1}{4} \rho [C_1^2(y, z) - D_1^2(y, z) + E_1^2(y, z) - F_1^2(y, z)];$$

$$P_{ds}^{II}(y, z) = 2\rho\sigma^2 \Phi_c^{II}(y, z) - \frac{1}{4} \rho [C_1(y, z)D_1(y, z) + E_1(y, z)F_1(y, z)].$$

В выражениях (29) для $P_{dcs}^I(y, z)$ и P_{dcs}^{II} учитываются лишь переменные по времени составляющие. Неизменная по времени часть гидродинамического давления имеет второй порядок малости и обычно в расчете не учитывается. Проекции Q_y и Q_z гидродинамической нагрузки на препятствие определяется по формулам суммирования главной и дифракционной частей гидродинамических давлений.

$$Q_y^I(t) = Q_{yc}^I \cos \sigma + Q_{ys}^I \sin \sigma; \quad Q_z^I(t) = Q_{zc}^I \cos \sigma + Q_{zs}^I \sin \sigma; \quad (30)$$

$$Q_y^{II}(t) = Q_{yc}^{II} \cos 2\sigma + Q_{ys}^{II} \sin 2\sigma; \quad Q_z^{II}(t) = Q_{zc}^{II} \cos 2\sigma + Q_{zs}^{II} \sin 2\sigma; \quad (31)$$

$$\left. \begin{matrix} Q_{yc}^I \\ Q_{zc}^I \end{matrix} \right\} = -\oint_L \left\{ \left[P_c^I(y, z) + P_{dc}^I(y, z) \right] \frac{\cos(N, y)}{\cos(N, z)} \right\} dl;$$

$$\left. \begin{matrix} Q_{ys}^I \\ Q_{zs}^I \end{matrix} \right\} = -\oint_L \left\{ \left[P_s^I(y, z) + P_{ds}^I(y, z) \right] \frac{\cos(N, y)}{\cos(N, z)} \right\} dl;$$

$$\left. \begin{matrix} Q_{yc}^{II} \\ Q_{zc}^{II} \end{matrix} \right\} = -\oint_L \left\{ \left[P_c^{II}(y, z) + P_{dc}^{II}(y, z) \right] \frac{\cos(N, y)}{\cos(N, z)} \right\} dl; \quad (32)$$

$$\left. \begin{matrix} Q_{ys}^{II} \\ Q_{zs}^{II} \end{matrix} \right\} = -\oint_L \left\{ \left[P_s^{II}(y, z) + P_{ds}^{II}(y, z) \right] \frac{\cos(N, y)}{\cos(N, z)} \right\} dl.$$

Аналогичные по структуре формулы получаются для проекций главного момента гидродинамических сил, действующих на плоский контур со стороны набегающих прогрессивных волн конечной амплитуды.

ЛИТЕРАТУРА

1. СНиП 2.06.04 - 82*. *Нагрузки и воздействия на гидротехнические сооружения (волновые, ледовые и от судов)*. - М.: Стройиздат, 1986. - 40 с.
2. Лызлов И.А., Натальчишин Г.Д. *Определение волновых воздействий на берегоукрепительные волноломы. Труды координационных совещаний по гидротехнике.*- Л.: Энергия, 1997. - Вып. 61. - С. 147-154.
3. Натальчишин Г.Д. *Определение воздействий волн на подводные берегоукрепительные волноломы на отмелях берегах// Гидротехническое строительство.* - № 3. - 1973. - С. 42-44.
4. Лызлов И.А., Натальчишин Г.Д. *Определение волнового давления на берегоукрепительные волноломы // Транспортное строительство.* - № 12. - Л., 1971. - С. 11-14.
5. Федорова Е.Ю. *Приближенная гидромеханическая теория прогрессивных волн конечной амплитуды // Вісник Одеського державного морського університету.* - Одеса, 1998. - Вип. 1. - С. 57-61.
6. Федорова Е.Ю. *Волновые силы, действующие на трубопровод, лежащий на дне // Вісник Одеського державного морського університету.* - Одеса, 2000. - Вип. 5.- С. 132-148.
7. Басин А.М. *Качка судов.* - М.: Транспорт, 1969. - 272 с.
8. Бреббия К., Теллес Ж., Вроубел Л. *Методы граничных элементов.* М.: Мир, 1987. - 524 с.

УДК 656.615:658.003

КРИТЕРИЙ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ ПАРКА ПЕРЕГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОРТА

А.А. Малаксиано

При обосновании структуры парка подъемно-транспортного оборудования (ПТО) порта возникает необходимость выбора критерия оптимальности.

В течение длительного периода времени при решении этой задачи в отечественной практике в качестве основного критерия использовался “минимум приведенных затрат по транспортному комплексу порт – флот – смежные виды транспорта – оборотные средства, заключенные в грузах”. В работе [1] показано, что такой критерий уже не соответствует современным условиям работы наших портов, и сформулированы основные требования, которым должен удовлетворять рассматриваемый критерий в наше время:

– платежи, связанные с приобретением, эксплуатацией и утилизацией портового оборудования, как правило, распределены на очень большом временном интервале, поэтому критерий обязательно должен учитывать фактор времени;

– в современных условиях порты вынуждены прибегать к внешним источникам финансирования, поэтому такой критерий должен обязательно учитывать возможные источники и методы финансирования своих производственных инвестиций;

– критерий оптимальности должен учитывать динамический и вероятностный характер изменения окружающей среды и самого оборудования;

– структура парка ПТО оказывает существенное влияние на результаты деятельности не только порта, но и других участников транспортного процесса – перевозчиков и грузовладельцев, поэтому такой критерий должен иметь комплексный совокупный характер системной цели.

Целью данной работы является разработка методики расчета критерия выбора оптимальной структуры парка ПТО порта с учетом этих требований.

Исходя из первого требования, исследуемый критерий обязательно должен быть дисконтным. В качестве такового в зарубежной, а в последние годы и в отечественной практике инвестирования, большое распространение получил чистый приведенный доход (приведенная прибыль). Он является основным показателем конечного абсолютного результата инвестирования, имеет ясную логическую структуру, применим при решении широкого круга производственных задач, и его

легко рассчитать [2]. При расчете этого показателя в состав инвестиционных затрат принято включать все виды расходов, необходимых для реализации проекта на всех временных этапах. Что касается поступлений (отдач) от инвестиций, то учитываются только чистые доходы. Под чистым доходом (прибылью) понимается доход, полученный в каждом временном отрезке за вычетом всех расходов, связанных с его созданием. Следует отметить, что амортизационные отчисления не учитываются в расходах, так как соответствующие затраты сделаны раньше – при инвестировании средств.

Для расчета приведенной прибыли используется следующее выражение:

$$NPV = \sum_t V_t \cdot v_t, \quad (1)$$

где NPV - приведенная прибыль;

V_t - член потока платежей в t -ом году;

v_t - дисконтный множитель по данной ставке (ставка приведения, или принятая норма доходности).

Прибыль в данном году определяется из выражения

$$V_t = (D_t - R_t)(1 - f_n) - K_t, \quad (2)$$

где D_t - ожидаемый общий доход от реализации проекта;

R_t - текущие (эксплуатационные) расходы с учетом потерь (утраченной прибыли);

f_n - налоговая ставка;

K_t - капитальные (инвестиционные) расходы с учетом расходов на капитальный ремонт.

Если учесть привлечение заемных средств, их погашение и выплату процентов, то выражение (2) примет вид

$$V_t = (D_t - R_t - I_t)(1 - f_n) - K_t + B_t - A_t, \quad (3)$$

где I_t - сумма выплаченных процентов за заемные средства;

B_t - полученные в текущем году заемные средства;

A_t - погашение основного долга.

Структура парка ПТО при заданных условиях однозначно определяет:

- потенциальный объем работы (пропускную способность), который сможет освоить порт при наличии соответствующего спроса;

- продолжительность стоянки транспортных средств в порту, а значит их провозную способность;

- продолжительность нахождения грузов в порту соответственно и общее время доставки товаров от грузоотправителя до грузополучателя.

Таким образом, структура парка ПТО порта оказывает влияние на всех участников транспортного процесса (порт, перевозчиков, грузовладельцев).

Поэтому при определении оптимальной структуры парка ПТО порта значение потока платежей в t -ом году в выражении (1) предлагается находить как сумму

$$V_t = V_{Pt} + V_{Ct} + V_{Gt}, \quad (4)$$

где V_{Pt} , V_{Ct} , V_{Gt} - члены потока платежей соответственно порта, перевозчиков и грузовладельцев.

Рассмотрим более детально воздействие структуры парка ПТО на отдельных участников транспортного процесса.

Порт, как правило, является владельцем оборудования, он несет на себе бремя всех расходов и рисков, связанных с приобретением, эксплуатацией и утилизацией ПТО. Поэтому влияние этого фактора на результаты его работы, в сравнении с другими участниками логистической цепи отличается наибольшим многообразием. Рассмотрим методику расчета члена потока платежей для порта V_{Pt} при данном (ξ -ом) варианте структуры парка ПТО порта.

В работе [1] показано, что состояние внешней для парка ПТО среды («природы») характеризуется совокупностью взаимосвязанных параметров:

- загрузкой порта;
- спросом и предложением на рынке аренды ПТО;
- ценами на ПТО и энергоресурсы;
- тарифами на услуги порта;
- экономическим законодательством;
- условиями инвестирования и использования прибыли;
- внешнеэкономическими отношениями.

Основными параметрами, характеризующими состояние самого парка ПТО, являются: наработка оборудования, определяющая остаточный срок его службы; наработка на отказ (до отказа); среднее время восстановления.

Перечисленные параметры имеют случайный характер, и далее будет показано, что все они используются в расчете отдельных составляющих выражения (3). Поэтому величина потока платежей порта $V_{Pt}(\xi)$ также является случайной, а ее значение при заданных t и ξ можно найти как математическое ожидание случайной величины

$$V = (M[D] - M[C] - M[I])(1 - M[f_n]) - M[K] + M[B] - M[A].$$

Случайные величины D, R, K, f_n, I, B, A на практике, как правило, являются дискретными, поэтому их математическое ожидание определяется как

$$M[X] = \sum_i X_i p_i,$$

где $M[X]$ - математическое ожидание случайной величины X ;

X_i - значение случайной величины для i -го состояния;

p_i - вероятность наступления i -го состояния.

Важнейшей характеристикой внешней среды для парка ПТО является загрузка порта. Современные порты не обладают однозначной информацией о своей загрузке даже на ближайшие годы. Их сегодняшнее представление о номенклатуре и объемах перерабатываемых грузов, их транспортной характеристике и технологии перевозки носят многовариантный и зачастую неопределенный характер.

В качестве примера рассмотрим дискретный случай, когда задано несколько вариантов загрузки порта. Обозначим $Q_i(t)$ загрузку порта в t -ом году при i -ом варианте. На рис. 1 представлен дискретный случай с тремя вариантами загрузки, $i = \overline{1, 3}$.

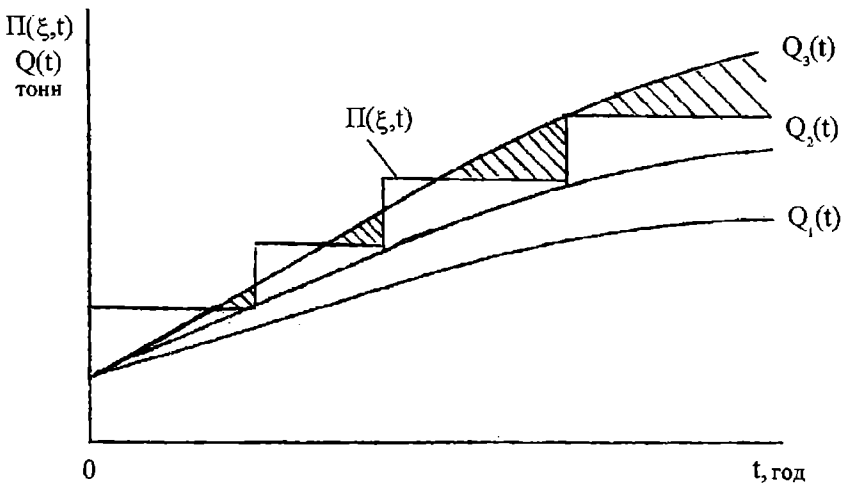


Рис. 1. Изменение загрузки порта и его пропускной способности

Очевидно, что между структурой парка перегрузочного оборудования ξ , а точнее пропускной способностью, которую оно обеспечивает, и загрузкой порта $Q_i(t)$ должно существовать определенное соответствие, в противном случае порт не будет справляться

с предлагаемой загрузкой. Поэтому структура парка ПТО и пропускная способность порта так же, как и его загрузка, в общем случае являются динамическими величинами.

Обозначим $\Pi(\xi, t)$ пропускную способность порта в t -ом году при (ξ -ом) варианте структуры парка ПТО. Так, на рис. 1 представлен случай изменения пропускной способности порта при варианте структуры парка, ориентированном на безусловное выполнение второго варианта загрузки порта. В зависимости от соотношения между Π и Q при заданных значениях независимых переменных ξ, i, t порт будет находиться в одном из трех состояний (рис. 1-3).

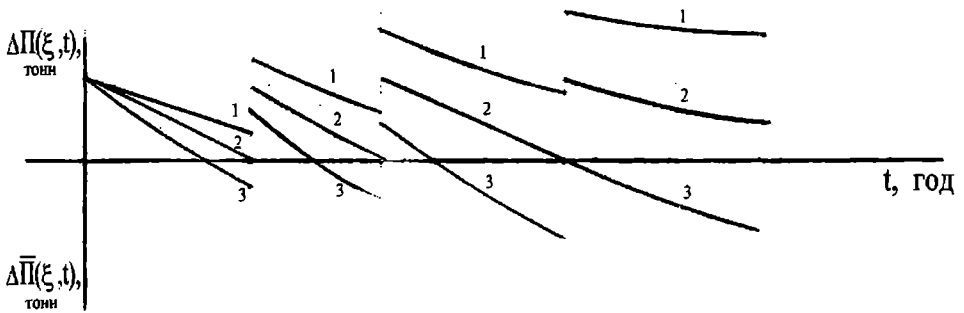


Рис. 2. Резерв и дефицит пропускной способности порта при трех вариантах его загрузки

Если $\Pi > Q$, то порт обладает резервом пропускной способности, равным

$$\Delta\Pi = (\Pi - Q + |\Pi - Q|)/2,$$

а его парк ПТО, обладает резервом бюджета времени ΔT (не заштрихованная область рис. 1).

Если $\Pi < Q$, то порт испытывает дефицит пропускной способности, равный

$$\overline{\Delta\Pi} = (\Pi - Q - |\Pi - Q|)/2,$$

а его парк ПТО, соответственно, испытывает дефицит бюджета времени $\overline{\Delta T}$ (заштрихованная область рис. 1).

Если $\Pi = Q$, то порт не обладает ни резервом, ни дефицитом пропускной способности, соответственно, и его парк не обладает ни резервом, ни дефицитом бюджета времени, то есть $\Delta T = \overline{\Delta T} = 0$ (точки пересечения графиков $Q_i(t)$ и $\Pi(\xi, t)$ рис. 1).

Оценим доходы (D_i) и расходы (R_i) порта при данных значениях ξ и t в каждом из отмеченных случаев. При наличии резерва пропускной способности и бюджета времени доход будет складываться из доходов от перевалки груза и сдачи в аренду части незадействованного оборудования.

$$D_i = D_{ci} + D_{ai},$$

где D_{ci} - доход, полученный портом от перевалки груза собственным парком ПТО;

D_{ai} - доход, полученный портом от сдачи в аренду части свободного ПТО.

$$D_{ci} = Q_i \cdot f,$$

где Q_i - загрузка порта при i -ом варианте состояния окружающей среды;

f - доходная ставка за перевалку единицы груза с учетом различного рода сборов и услуг, оказываемых в порту перевозчикам и грузовладельцам.

Доход, получаемый портом от сдачи в аренду ПТО, зависит от спроса на рынке аренды ПТО. Спрос рынка так же, как и загрузка порта, имеет неоднозначный, вероятностный характер. Рассмотрим случай, когда задано несколько вариантов спроса. Пусть изменение спроса по годам при j -ом его варианте задано в виде функции \overline{A}_{jt} . На рис. 3 представлен случай с двумя вариантами спроса, $j = 1, 2$.

Тогда наработка парка ПТО в аренде при i -ом варианте загрузки в t -ом году определяется как математическое ожидание дискретной случайной величины

$$T_{ai} = \sum_j p_j \min(\Delta T_i, \overline{A}_j),$$

где p_j - вероятность появления j -го варианта изменения спроса на аренду ПТО.

$$D_{ai} = T_{ai} \cdot f_a,$$

где f_a - тариф за аренду ПТО.

В случае наличия резерва пропускной способности и бюджета времени парка ПТО расходы порта находятся из выражения

$$R_i = R_{ci} + R_{ai} + r_{\bar{a}},$$

где R_{ci} - расходы по содержанию ПТО, используемого на внутриворотных работах;

R_{ai} - расходы по содержанию сданного в аренду ПТО (состав расходов зависит от условий договора аренды);

r_{ai} - потери (утраченная прибыль) порта из-за превышения спроса рынка на аренду ПТО над предложением порта (неудовлетворенный спрос).

Неудовлетворенный спрос рынка, выраженный в машино-часах работы парка ПТО, при i -ом варианте загрузки определяется как математическое ожидание дискретной случайной величины

$$\bar{T}_{ai} = \sum_j p_j \frac{\bar{A}_j - \Delta T_i + |\bar{A}_j - \Delta T_i|}{2}.$$

Эти потери в денежном выражении составят

$$r_{ai} = \bar{T}_{ai} \cdot f_a.$$

Теперь рассмотрим случай, когда порт испытывает дефицит пропускной способности и бюджета времени парка ПТО. В этом случае доходы составят

$$D_i = D_{ci} + D_{ai},$$

где D_{ai} - доход, полученный портом от перевалки части грузопотока на арендуемом оборудовании.

Величина D_{ai} зависит от предложения на рынке аренды ПТО, она имеет вероятностный характер. Пусть изменение предложения рынка при γ -ом варианте задано в виде функции A_{γ} , $\gamma = 1, 2$ (рис. 3). Тогда наработка арендуемого парка ПТО в машино-часах T_{ai} определится как математическое ожидание дискретной случайной величины

$$T_{ai} = \sum_{\gamma} p_{\gamma} \min(\Delta \bar{T}_i, A_{\gamma}),$$

где p_{γ} - вероятность появления γ -го варианта изменения предложения на рынке аренды ПТО.

Нарботка в тоннах (в единицах груза) является функцией от T_{ai} . В простейшем случае ее можно представить в виде

$$Q_{ai} = T_{ai} P_{Ti},$$

где P_{Ti} - технологическая производительность единицы ПТО при i -ом варианте загрузки порта.

Тогда доход, полученный портом от перевалки части груза на арендуемом оборудовании, составит

$$D_{\bar{a}} = Q_{\bar{a}} \cdot f .$$

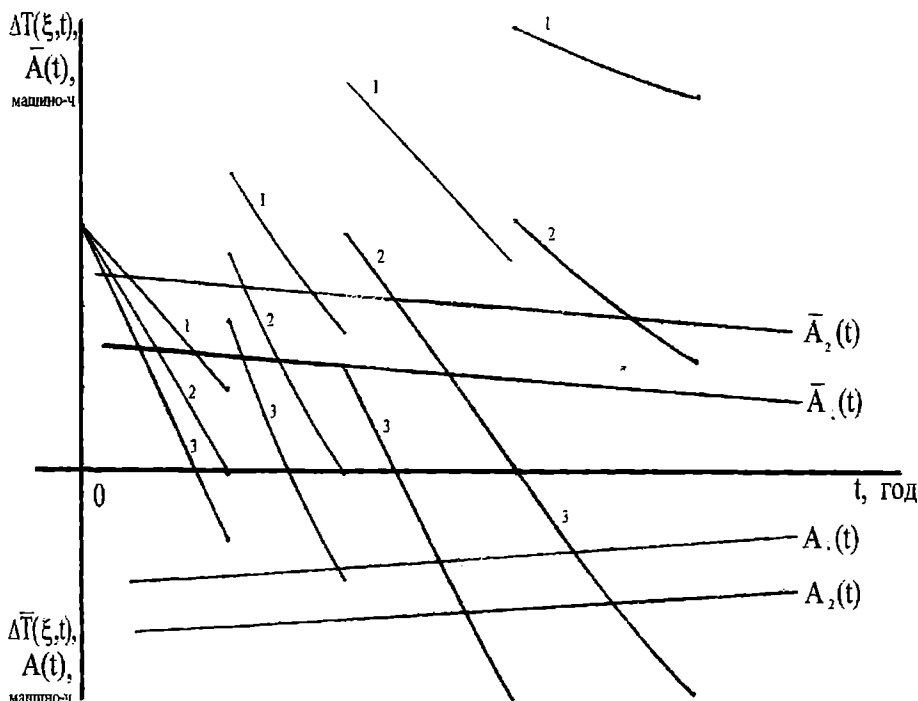


Рис. 3. Спрос и предложение на рынке ПТО при трех вариантах загрузки порта

В случае дефицита пропускной способности и бюджета времени парка ПТО расходы порта находятся из выражения

$$R_i = R_{ci} + R_{\bar{a}} + r_{Qi} ,$$

где $R_{\bar{a}}$ - расходы порта, связанные с содержанием арендуемого оборудования;

r_{Qi} - потери порта от утраты части грузопотока из-за превышения его спроса на аренду ПТО над предложением рынка.

$$r_{Qi} = (Q_i - \Pi_i - Q_{\bar{a}}) \cdot f .$$

В третьем случае, когда наблюдается равенство пропускной способности и загрузки порта, его доходы и расходы при данных значениях переменных ξ, i, t составят

$$D_i = D_{ci}, \quad R_i = R_{ci}.$$

Расходы порта по содержанию ПТО при i -ом варианте при данных значениях ξ и t находятся из выражения

$$R_{ci} = R_{zi} + R_{ei} + R_{Ti} + R_{pi} + R_{oi} + R_{hi}, \quad (6)$$

где R_{zi} - зарплата рабочих, управляющих ПТО на погрузочно-разгрузочных работах при экипажной системе эксплуатации перегрузочных машин;

R_{ei} - расходы на энергоресурсы, затрачиваемые на выполнение погрузочно-разгрузочных работ;

R_{Ti} - расходы на плановые текущие ремонты;

R_{pi} - расходы на внеплановые (аварийные) ремонты;

R_{oi} - расходы на плановое техническое обслуживание ПТО;

R_{hi} - расходы на содержание гаражей (складов) для хранения ПТО.

Величины R_{oi} и R_{hi} также рассчитываются по формуле (5), но при этом в ней могут отсутствовать некоторые слагаемые в зависимости от содержания договора аренды.

Капитальные (инвестиционные) расходы порта при i -ом варианте загрузки при данных значениях ξ и t находятся как сумма

$$K_i = K_{Pi} + K_{Ki},$$

где K_{Pi} - расходы на приобретение оборудования;

K_{Ki} - расходы на ремонт оборудования.

В простейшем случае, когда наработка всех машин одинакова как на начало расчетного периода, так и на его протяжении, расходы на приобретение оборудования составят

$$K_{Pi} = \left(\left| \frac{T_o + \sum_{t=1}^t T_{ti}}{T_l} \right| - \left| \frac{T_o + \sum_{t=1}^{t-1} T_{ti}}{T_l} \right| \right) C_{Pi}, \quad (7)$$

где T_o - наработка парка в машино-часах на начало расчетного периода;

T_{ti} - наработка парка в машино-часах в t -ом году;

T_l - срок службы ПТО в машино-часах его наработки;

C_{Π} - стоимость единицы ПТО.

Расходы на ремонт оборудования определяются по формуле аналогичной (7), только срок службы ПТО в ней заменяется на периодичность его капитального ремонта в машино-часах, а стоимость единицы ПТО - на стоимость капитального ремонта.

Наработка ПТО при i -ом варианте загрузки порта составит

$$T_i = \begin{cases} Q_i / P_i + \sum_j P_j \min(\Delta T_i, \bar{A}_j), & \text{если } P_i > Q_i, \\ P_i / P_i, & \text{если } P_i \leq Q_i, \end{cases}$$

где P_i - техническая производительность единицы ПТО при i -ом варианте загрузки порта.

Остальные составляющие формулы (3): налоговая ставка, сумма выплаченных процентов за заемные средства, полученные в текущем году заемные средства, погашение основного долга - определяются экономическим законодательством и условиями кредитования. Причем три последние величины также еще зависят и от объема капитальных расходов, которые в свою очередь являются функциями от загрузки. Однако оценка величин I_i, B_i, A_i является предметом для самостоятельного исследования и в данной работе не рассматривается.

Найдем теперь составляющую потока платежей для перевозчиков - V_{ct} . В начале опять рассмотрим ситуацию, когда порт обладает резервом пропускной способности и бюджета времени парка ПТО. То есть имеющегося парка достаточно для освоения заданного грузопотока Q_{it} . Резервный парк оборудования сдается в аренду в соответствии со спросом на рынке аренды ПТО, а остаток используется для ускорения обработки транспортных средств.

Наработка резервного парка ПТО в машино-часах на ускоренной обработке транспортных средств составит

$$T_{it} = \sum_j P_j \frac{\Delta T_i - \bar{A}_{jt} + |\Delta T_i - \bar{A}_{jt}|}{2}.$$

Сокращение продолжительности стоянки транспортных средств в порту от ускоренной обработки можно рассчитать как функцию от наработки T_{it} . В простейшем случае она имеет вид

$$\Delta \tau_i = T_{it} / N,$$

где N - количество единиц ПТО, занятых на обработке одного судна.

В зависимости от состояния спроса на рынке перевозок транспортные средства, высвободившиеся в результате ускоренной их обработки, могут быть использованы для перевозки дополнительных грузов, либо для сокращения общей численности средств, задействованных для перевозок на данный порт.

Рассмотрим случай, когда задано несколько вариантов спроса в виде функций S_j , выраженных в часах работы транспортных средств.

Тогда наработка транспортных средств для перевозки дополнительных грузов находится из выражения

$$\tau_i = \sum_j p_j \min(\Delta\tau_i, S_j).$$

Невостребованный рынком бюджет времени транспортных средств составит

$$\bar{\tau}_i = \sum_j p_j \frac{\Delta\tau_i - S_j + |\Delta\tau_i - S_j|}{2}.$$

Доход перевозчика при i -ом варианте загрузки и данных значениях ξ и t составит

$$D_i = D(Q_i) + d(\tau_i) + d(\bar{\tau}_i),$$

где $D(Q_i)$ - доход от транспортировки грузов через данный порт в соответствии с i -ым вариантом его загрузки;

$d(\tau_i)$ - доход, полученный от дополнительных перевозок в связи с ускоренной обработкой транспортных средств в данном порту;

$d(\bar{\tau}_i)$ - доход, полученный от сокращения количества транспортных средств, используемых для перевозок на данный порт, в связи с увеличением интенсивности погрузочно-разгрузочных работ.

В зависимости от ситуации, складывающейся на рынке перевозок, возможны два подхода к устранению невостребованного рынком бюджета времени транспортных средств.

Первый вариант. На рынке перевозок прогнозируется длительный спад, поэтому избыточное количество транспортных средств целесообразно продать. В этом случае чистый доход от продажи составит

$$d(\bar{\tau}_i) = \left(\frac{\tau_i}{T_э} K_{mc} - R_n \right) (1 - f_H),$$

где $T_э$ - эксплуатационный период транспортного средства;

K_{mc} - рыночная цена транспортного средства;

R_n - расходы, связанные с продажей (реклама, услуги посредника, банка, оформление договора купли-продажи и др.).

Второй вариант. На рынке перевозок прогнозируется кратковременный спад, после которого восстановится прежняя активность. Поэтому избыточное количество транспортных средств целесообразно временно изъять из эксплуатации (консервировать).

Расходы по консервации транспортных средств суммируются к расходам перевозчика в соответствующем году и рассчитываются из выражения

$$R(\bar{\tau}_i) = \frac{\bar{\tau}_i}{T_3} C_k,$$

где C_k - себестоимость содержания транспортного средства в консервации.

Рассмотрим теперь ситуацию, когда порт испытывает дефицит пропускной способности и бюджета времени парка ПТО. Для ликвидации этого дефицита он, насколько это позволяет рынок, вынужден арендовать ПТО. Но это не всегда исправляет положение, и порт вынужден даже терять часть грузопотока. Поэтому в этой ситуации не будет наблюдаться ускоренная обработка транспортных средств, как это было выше. Доход, получаемый перевозчиками, в этом случае составит

$$D_i = D(\Pi_i + Q_{ai}).$$

И, наконец, в третьей ситуации, когда наблюдается равенство пропускной способности и загрузки порта, доход перевозчика при i -ом варианте загрузки и данных значениях ξ и t составит

$$D_i = D(Q_i).$$

Оценим теперь расходы перевозчика. Для всех рассмотренных выше случаев в их состав включены только расходы по стоянке транспортных средств в порту, так как только их величина зависит от структуры парка ПТО. Остальные же виды расходов (на транспортировку груза, стоянку в корреспондирующих пунктах обработки) не включены в рассмотрение, так они являются постоянными величинами во всех сравниваемых вариантах и не влияют на выбор оптимального решения.

Очевидно, что доходы и расходы перевозчиков, так же как и порта, являются случайными величинами, их значения в t -ом году при данной структуре парка ПТО находятся как математическое ожидание случайной величины.

Теперь найдем составляющую платежей для грузовладельцев - V_{Gt} . Она формируется только из одного элемента - потерь грузовладельцев от задержки товаров порту и измеряется как объем оборотных средств,

заклученных в грузах за время их нахождения в порту, так называемая транспортная задолженность по грузам, находящимся в порту. Для i -го варианта загрузки при данных значениях ξ и t она находится как

$$R_i = q_i C_i,$$

где q_i - среднесуточное количество груза, одновременно находящегося в порту (на складах, в транспортных средствах, стоящих под обработкой и в ожидании ее);

C_i - цена единицы груза.

Среднее значение потерь грузовладельцев в t -ом году при данной структуре парка ПГО также находится как математическое ожидание случайной величины, так как оно зависит от загрузки порта и других случайных факторов «природы».

Следует отметить, что в данной работе пропускная способность порта рассматривается как ступенчатая возрастающая функция на всем диапазоне изменения структуры парка ПГО порта. В действительности, начиная с некоторого барьерного значения структуры, рост пропускной способности порта прекращается, и она становится константой. Это можно объяснить воздействием на нее таких важных факторов как перерабатывающая способности железнодорожных грузовых фронтон, пропускная способность подъездных железнодорожных путей, емкость складов и др. Этот вопрос, так же как и методика выбора оптимального варианта структуры парка ПГО и прогнозирования состояний «природы», в данной статье не рассматриваются. Они являются предметом дальнейших самостоятельных исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малаксиано А.А. *Обоснование выбора критерия оптимальности структуры парка перегрузочного оборудования порта //Методи та засоби управління розвитком транспортних систем. Зб.наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2003.- Вип. 5. – С. 148 – 156.*
2. Четыркин Е.М. *Финансовый анализ производственных инвестиций.* – М.: Дело, 1998.– 256 с.

УДК 656.6(477)

РАЗВИТИЕ ОРГАНИЗАЦИОННО-ПРАВОВЫХ ФОРМ УКРАИНСКОГО СУДОХОДСТВА

В.В. Марков

Украина, располагая значительным морехозяйственным комплексом и развитой инфраструктурой транспорта, продолжает находиться в числе первых 40 морских стран мира, несмотря на то, что ее рейтинг в мировом таблице морских государств в последние годы снижается. Связано это с тем, что одной из основных современных проблем морского транспорта страны является значительный (более 54%) физический износ флота. Кроме физического многие суда характеризуются и моральным износом, что сказывается на их конкурентоспособности на мировом фрахтовом рынке. Средний возраст украинских грузовых транспортных судов достигает 23 года. На их долю приходится более 80% общего дедвейта флота, что приводит к интенсивному списанию судов [1].

Важной проблемой морского транспорта Украины является кардинальное изменение структуры внешнеэкономических связей, уменьшение национальной и утрата, в значительной мере, зарубежной грузовой базы.

В настоящее время практически все крупные отечественные предприятия, в отличие от иностранных производителей, продают свою продукцию на условиях «Экс-воркс» или «ФОБ» покупателям, которые самостоятельно решают, чем и как ее вывозить, и, как правило, отдают предпочтение иностранному тоннажу. В результате такой политики украинские предприятия лишают страну части прибыли от продажи товаров, а национального перевозчика – работы [8].

Важное место в процессе изменения структуры внешнеэкономических связей Украины, развитии новых путей морского судоходства и направлений грузопотоков занимает участие нашего государства в формировании международных транспортных коридоров. Исключительно выгодное географическое положение Украины создает перспективы для того, чтобы существующие и будущие транспортные артерии стали с выгодой для страны составной частью сети международных транспортных коридоров. Это обеспечит наиболее благоприятные условия для осуществления грузовых и пассажирских перевозок во внутреннем и межгосударственном сообщении и позволит увеличить валютные поступления в казну государства [2].

Будущее место Украины в международных транспортных коридорах во многом связано с реализацией Европейской комиссией программы TRACECA по созданию Евро-Азиатского транспортного коридора. Эта программа имеет огромное значение для Украины и стран Черноморского

региона. Ее цели отвечают глобальной стратегии ЕС в отношении стран, тяготеющих к коридору. Они состоят в поддержке политической и экономической независимости государств, открытии для них доступа на европейский и мировой рынки через различные транспортные направления, развитии регионального сотрудничества между странами, использовании программы TACIS как основы для привлечения денежных средств от международных финансовых организаций и частных инвесторов [2].

Украина активно подключилась к участию в международных транспортных коридорах и ЕАТК в 1996 году, когда Кабинет Министров принял Постановление № 1512 «О первоочередных мерах относительно создания национальной сети международных транспортных коридоров». Данным Постановлением утверждены план первоочередных мер относительно создания национальной сети международных транспортных коридоров в Украине, перечень транспортных коридоров Украины, которые по решению второй Панъевропейской конференции министров транспорта европейских стран включены как составная часть в сеть международных транспортных коридоров. Постановлением Кабинета Министров Украины № 346 от 20.03.98г. была утверждена «Программа создания и функционирования национальной сети международных транспортных коридоров (МТК)», предусматривающая участие отечественного транспорта в системе следующих МТК: «Критские» коридоры № 3, 5, 9, «Балтийское море – Черное море (Гданьск - Одесса)», «TRASECA» (Европа – Кавказ – Азия) [4]. Важное место в данной Программе отводится Одессе, которая входит в состав большинства из указанных транспортных коридоров. Это, в свою очередь, усиливает ее значимость как крупного национального и международного транспортного узла, являющегося также и морским центром Украины [3].

В сложившихся условиях вопросы создания частных предприятий на морском транспорте приобретают все больший размах в Украине, которая имеет в этом вопросе глубокие исторические корни. Так, проект об учреждении первой акционерной компании парового судоходства на Черном море между портами Одесса и Константинополь был представлен Новороссийскому и Бессарабскому генерал-губернатору графу Воронцову 13 февраля 1833 года, а уже 16 мая 1833 года проект с некоторыми добавлениями был утвержден Кабинетом Министров. Пятьдесят процентов акций этого общества царское правительство первоначально оставило за собой, в дальнейшем отказавшись от них в пользу общества [5].

Однако в настоящее время темпы создания частных судоходных компаний в Украине намного ниже, чем в России. В транспортном комплексе России преобразовано в акционерные общества и приватизировано около 70% общего числа государственных транспортных предприятий. Транспортным флотом частных фирм ныне выполняется на

морском транспорте 99% грузовых и 90% пассажирских перевозок. На российском рынке транспортных услуг действует свыше 0,5 млн. операторов, более 50% из которых – частные предприятия и индивидуальные предприниматели, 20% - предприятия со смешанными формами собственности [6].

Реструктуризация управления морским транспортом, процессы приватизации, проходящие в отрасли, внесли свои коррективы в распределение состава отечественного морского флота между судовладельцами. Сейчас уже более 25% всего флота Украины принадлежит негосударственным (частным и коллективным) судоходным компаниям.

Вместе с тем, существующие частные судоходные компании еще малочисленны и не в состоянии решить указанные проблемы.

Цель данной статьи состоит в рассмотрении ряда тенденций создания в Украине различных организационно-правовых форм судоходства, которые наряду с существующими государственными и частными компаниями, призваны решить проблемы, изложенные выше.

Предлагаемые к рассмотрению формы организации судоходства приведены на рис. 1.

Одной из рассматриваемых тенденций является создание государственных транспортно-промышленных компаний (ТПК).

Образование ТПК основывается на следующей концепции. Каждое государство стремится осуществлять перевозки внешнеторговых грузов на своих судах для обеспечения независимости внешней торговли от иностранного тоннажа и колебаний фрахтового рынка. Использование собственного флота позволит не только экономить валюту на фрахте иностранных судов, но и экспортировать услуги морского транспорта в целях обеспечения притока валютных средств.

Одним из путей развития национального флота. Является выделение бюджетных ассигнований ТПК для покупки судов на рынке или их строительства.

Следует отметить, что в наше время институт государственного субсидирования нашел широкое распространение среди передовых в области морского судоходства стран. Понимая важность значения торгового флота для обеспечения национальных интересов, многие страны создают льготные условия для повышения его конкурентоспособности в международном торговом судоходстве. При этом используется институт «субсидий», которые могут быть строительными, эксплуатационными, целевыми [7].

Строительные субсидии направлены на поддержку национального судостроения путем строительства новых или модернизации старых судов на национальных судостроительных заводах. В качестве примера можно привести такие государства как США, Германия, Италия, где величина таких субсидий колеблется от 20% до 50% строительной стоимости судна.

Эксплуатационные субсидии предоставляются, как правило, судовладельцам-резидентам, суда которых построены в данной стране и работают на перевозках грузов внешней торговли. Эти субсидии

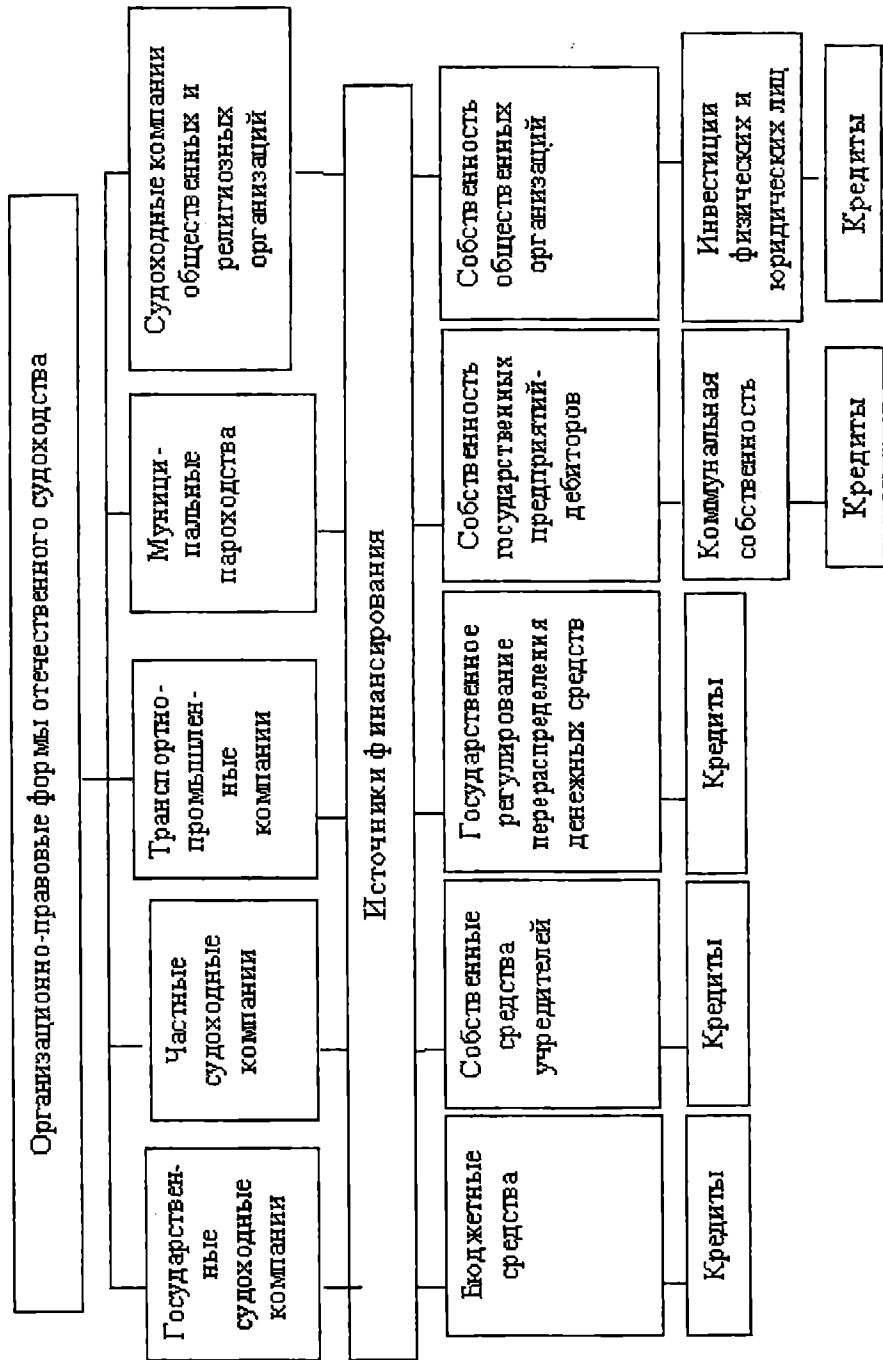


Рис. 1. Организационно-правовые формы отечественного судоходства

направляются на компенсацию эксплуатационных расходов судна в сравнении с расходами иностранных конкурентов, носят временный характер и предназначены для поддержки национального перевозчика в период развития и укрепления морского транспорта страны.

В таких странах как Великобритания, Испания, Италия, Япония, Филиппины и др. эксплуатационные субсидии предоставляются, также, тем судовладельческим компаниям, чьи суда работают в каботаже, который играет важную роль в хозяйстве этих стран.

К целевым относятся субсидии, которые стимулируют судовладельцев на отправку их судов на металллом, что ускоряет обновление флота, субсидии на выплату процентов за кредиты, субсидии на проведение научно-исследовательских работ.

Учитывая дефицит валютных средств в Украине, возможно использование пути государственного протекционизма, являющегося разновидностью государственного субсидирования, и регулируемого перераспределения денежных средств между промышленными и транспортными предприятиями. Иными словами, промышленные предприятия должны при продаже на экспорт своей продукции реализовывать установленные и гарантированные государством объемы на условиях «СИФ» с выделением ТПК необходимых средств для отфрахтования тоннажа на рынке. Таким образом, произойдет регулируемое перераспределение денежных потоков между промышленностью и транспортом в государственных интересах, что позволит аккумулировать средства для создания национального флота. Полученные ТПК доходы, за вычетом административно-управленческих расходов и уплаты налогов в бюджет будут накапливаться для дальнейшего использования в качестве собственных средств компании при покупке на рынке судов или их строительстве. Под термином «собственные средства» подразумеваются валютные ресурсы, остающиеся в распоряжении ТПК и являющиеся необходимой базой для финансового обеспечения проектов строительства или покупки судов на условиях кредитования.

Другой тенденцией является образование муниципальных судоходных предприятий.

Цель создания муниципальных пароходств состоит не только в увеличении отечественного флота, но и в привлечении средств в иностранной и национальной валютах в городской бюджет, что будет способствовать социально-экономическому развитию портовых городов Украины.

Муниципальный флот должен создаваться на базе:

а) собственности, которая будет передаваться муниципалитету государственными предприятиями за долги перед городским бюджетом;

б) судов, приобретаемых за счет инвестиций частных украинских и иностранных юридических и физических лиц либо банковских кредитов под залог муниципальной собственности;

в) взятия судов в бербоут-чартер с правом выкупа.

Образованные муниципалитетами пароходства предназначены не только управлять судами, но и предлагать себя в качестве менеджментских компаний иностранным и отечественным судовладельцам, которые могут быть заинтересованы в получении высокопрофессиональных, но относительно недорогих управленческих услуг.

К примеру, некоторые вновь создаваемые украинские частные судоходные компании не располагают квалифицированными специалистами в области судоходства. Такие предприятия стремятся отдать свои суда в бербоут-чартер иностранным компаниям, сняв с себя бремя ответственности за их эксплуатацию. Это ведет к ослаблению контроля за судами со стороны национального судовладельца и потере части валютных средств.

Создание муниципальных пароходств позволит решить следующие задачи:

а) обеспечение притока иностранных и отечественных инвестиций в город;

б) направление потока денежных поступлений от непосредственной эксплуатации судов и опосредованной деятельности в городскую казну;

в) усиление роли портовых городов в качестве узловых центров в транспортных коридорах и международном судоходстве в регионе Черного, Азовского и Средиземного морей;

г) повышение занятости населения путем создания дополнительных рабочих мест в муниципальных судоходных компаниях и на ее судах;

д) поднятие престижа морской профессии среди молодежи, что привлечет молодых людей в специализированные морские учебные заведения и на морской транспорт.

Следующая тенденция состоит в создании судоходных компаний смешанных форм собственности, с привлечением различных общественных и религиозных организаций, отличающихся специфической тематической направленностью.

В качестве примера, может быть приведена программа образования «Флота Православия» и ее реализация путем создания судоходной компании, учредителями которой явились Православная Церковь и Одесский муниципалитет.

Цель создания «Флота Православия» заключается во внесении вклада в развитие экономической базы города Одессы и Православия путем использования средств, полученных от эксплуатации судов.

Основным инструментом приобретения судов для «Флота Православия» является инвестиционный судоходный фонд. Данный фонд

представляет собой организацию-участницу финансового рынка, выступающую на нем как долгосрочный профильный инвестор и объединяющую денежные средства отдельных физических и юридических лиц.

Указанный фонд осуществляет инвестирование только в морскую отрасль, участвуя в создании судоходных компаний. Кроме этого фонд:

- создает лизинговые компании для приобретения судов;
- обеспечивает поиск потенциальных инвесторов и кредиторов для создаваемых новых судоходных компаний;
- размещает средства судоходных компаний в банках в виде депозитных вкладов;
- покупает и продает ценные бумаги, выпускаемые предприятиями морской отрасли или государством.

Для управления флотом используется вышеуказанная судоходная компания.

Деятельность инвестиционного фонда и судоходной компании позволяет:

- а) приобретать суда;
- б) обеспечить приток денежных средств в государственную и городскую казну;
- в) привлекать инвестиции на отечественные судоверфи для строительства судов;
- г) создавать новые рабочие места, что приводит к повышению занятости населения;
- д) использовать часть получаемой от судоходства валюты для решения социальных задач, например, оказание помощи ветеранам флота, учреждение именных стипендий для учащихся морских учебных заведений и молодых преподавателей;
- е) финансировать научно-исследовательские и проектно-конструкторские работы в области судостроения и судоходства;
- ж) способствовать развитию духовной жизни страны.

Таким образом, в условиях наметившегося процесса выхода из кризиса и стабилизации экономики Украины развитие отечественного морского транспорта может осуществляться, наряду с существующими государственными и частными судоходными компаниями, с помощью предприятий следующих организационно-правовых форм:

- а) транспортно-промышленных компаний, позволяющих объединить ресурсы двух отраслей хозяйства в целях приобретения флота и обеспечения, тем самым, потребностей внешней торговли;
- б) муниципальных пароходств, использующих возможность задействовать коммунальную собственность в качестве залога для реализации проектов финансирования на кредитной основе;

в) общественных и религиозных организаций, позволяющих привлечь средства физических и юридических лиц для приобретения судов посредством создания инвестиционных фондов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Голуб О. *Морской флот Украины в 1998 году: наличие, состав, возраст (статистический обзор)* // *Судоходство*. – 1998. – № 10. – С. 20 - 21.
2. Горчаков С. *Программа TRACECA и Украина* // *Порты Украины*. – 1997. – № 2. – С. 26 - 27.
3. Гриневецкий С. *Транспортные коридоры: перспективы для региона* // *Вечерняя Одесса*. – 1997.
4. Грязев А. *Транспортный комплекс Украины: реалии и перспективы* // *Судоходство*. – 1998. – № 10. – С. 10 - 12.
5. Клишевский П. *«Государство, флота не имеющее ...» (к 165 -летию Черноморского морского пароходства)* // *Порты Украины*. – 1998. – № 2. – С. 56 - 57.
6. Цах Н. *Россия: приоритеты транспортной политики* // *Порты Украины*. – 1977. – № 2. – С. 72 - 74.
7. Чекаловец В., Рожен Л. *Государственное субсидирование* // *Судостроение*. – 1998. – № 5. – С. 35.
8. Шляпошников С. *Пасынки на фрахтовом рынке Украины* // *Порты Украины*. – 1977. – № 3. – С. 27.

УДК 62.83-52

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ АСИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ НА ОСНОВЕ СИГНАЛЬНОГО ПРОЦЕССОРА

В.В. Вычужанин

В настоящее время более 60% всей вырабатываемой в мире электрической энергии потребляется электрическими двигателями. Следовательно, эффективность энергосберегающих технологий в значительной мере определяется эффективностью электропривода. Последнее десятилетие ознаменовалось успехами силовой электротехники – освоено промышленное производство биполярных транзисторов с изолированным затвором (IGBT), силовых модулей на их основе, а также силовых интеллектуальных модулей с встроенными средствами защиты ключей и интерфейсами для непосредственного подключения к микропроцессорным системам управления (МСУ).

Эффективный асинхронный электропривод с высоким качеством статических и динамических характеристик может быть выполнен только на базе алгоритмов управления в системе “Автономный инвертор напряжения – асинхронный двигатель” (АИН – АД) для замкнутых многосвязных структур регулирования, реализованных на основе систем прямого цифрового управления, выполняющих все основные функции управления программно. Под прямым цифровым управлением понимается не только непосредственное управление от микропроцессора (МП) каждым ключом силового преобразователя частоты – ПЧ (инвертора и управляемого выпрямителя), но и обеспечение прямого ввода в процессор сигналов различных обратных связей с последующей программно-аппаратной обработкой внутри МП. Использование для управления АИН метода широтно-импульсной модуляции базовых векторов (векторная ШИМ) позволяет отказаться от одновременной коммутации всех ключей инвертора и перейти к коммутации между несколькими заранее выбранными состояниями инвертора, каждое из которых соответствует определённому пространственному положению вектора результирующего напряжения, приложенного к двигателю. Однако, повышенные требования к показателям качества регулирования асинхронного электропривода, создание нового алгоритма управления, требуют наличия большой вычислительной мощности в МСУ, т.е. необходимости использования специализированного центрального процессора (ЦП) увеличенной производительности с объектно-ориентированной системой команд, адаптированной к решению задач цифрового регулирования в реальном времени. Фирмой Texas Instruments разработаны микроконтроллеры для

управления двигателями на базе сигнальных процессоров для обработки сигналов - DSP - микроконтроллеры [3].

Они обеспечивают требуемую производительность ЦП, содержат ряд встроенных периферийных устройств, предназначенных для оптимального сопряжения процессора с инвертором и датчиками обратных связей. Среди встроенной периферии особое место занимают универсальные генераторы периодических сигналов, обеспечивающие реализацию любого алгоритма управления двигателем. Структура ЦП ориентирована на управление как инвертором (алгоритмы векторной ШИМ), так и управляемым выпрямителем, что позволяет создавать на его основе энергетически эффективные системы электроприводов с рекуперацией энергии.

При разработке МСУ асинхронным электроприводом за основу её построения взята векторная система регулирования, синтезированная во вращающихся координатах ориентированных по направлению обобщённого вектора потокосцепления. С целью улучшения эксплуатационных показателей электропривода датчики потокосцепления в МСУ отсутствуют. Информация о векторе потокосцепления ротора восстанавливается программно на основе данных, получаемых с датчиков токов статора (ДТs) и частоты вращения ротора. При анализе и синтезе МСУ поставлены задачи: коммутация с минимальными производными по току; высокое быстродействие контура по току.

С учётом [2], дифференциальные уравнения АД в рассматриваемой системе координат после преобразований для статора имеют следующий вид:

$$U_{sx}=(R_s + \delta L_{sp}) i_{sx} - \delta L_s \omega_o i_{sy} ; \quad (1)$$

$$U_{sy}=(R_s + \delta L_{sp}) i_{sy} + L_s \omega_o \psi_r / L_m , \quad (2)$$

где U_{sx} , U_{sy} , i_{sx} , i_{sy} - проекции векторов напряжения и тока статора на координатные оси X, Y соответственно; ω_o – угловая скорость вращения координатной системы, R_s и L_s – активное сопротивление и индуктивность обмоток статора; L_m – взаимная индуктивность обмоток статора и ротора; δ – коэффициент рассеяния; ψ_r – модуль вектора потокосцепления ротора; p – символ дифференцирования по времени.

Для решения поставленных задач, используя (1) и (2), разработана структурная схема МСУ (рис.1), в которой с целью повышения динамических показателей электропривода все основные функции регулирования выполняются программно. В схеме используются датчики фазных токов статора (ДТs), ротора (ДТr) и инкрементный датчик положения (BR), с помощью которого формируются сигналы обратных

связей по положению и частоте вращения ротора. Частотный сигнал с ВР поступает в МСУ через программируемый таймер, работающий в режиме накопительного счётчика и преобразующий этот сигнал в цифровую форму. Кодовые значения сигнала задания фазных напряжений подаются на программируемый таймер, осуществляющий ШИМ выходного напряжения АИН в соответствии с полученными кодами.

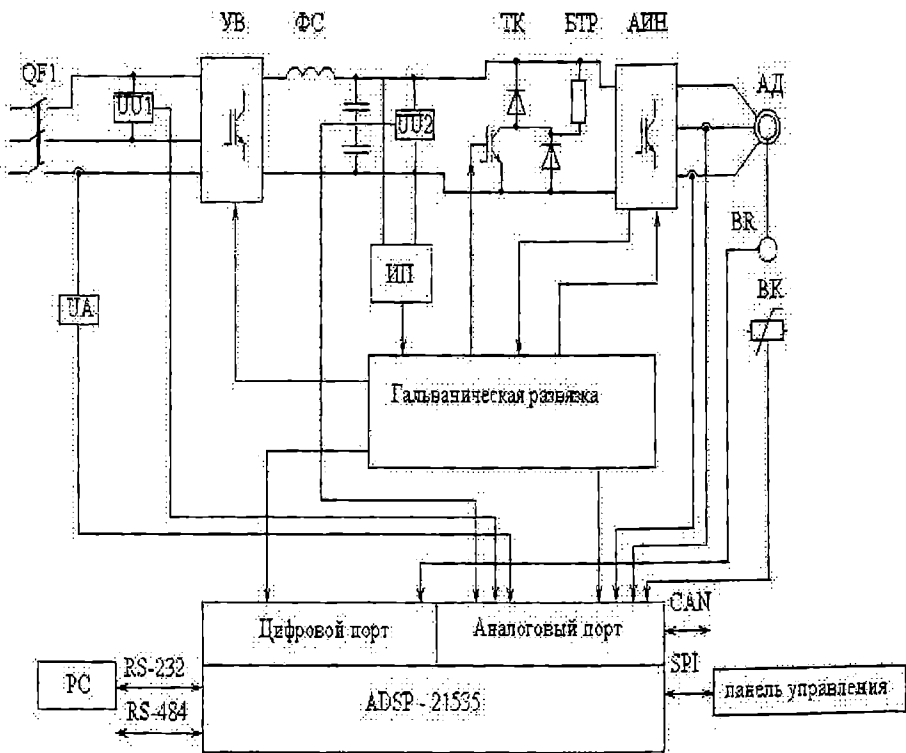


Рис.2. Функциональная схема МСУ АД

Высокая частота коммутации ключей (транзистора IGBT – типа ПЧ) позволяет при синтезе ПИ-регулятора тока (РТ) пренебречь перекрёстными связями по э.д.с. и считать при синтезе контур тока инвариантным. Схема электропривода работает в режиме регулирования скорости. Управляющим является сигнал задания скорости ω .

Для реализации структурной схемы (рис.1) используется стандартная функциональная схема (МСУ) для АД (рис.2). Все узлы такой схемы управляются от сигнального МП.

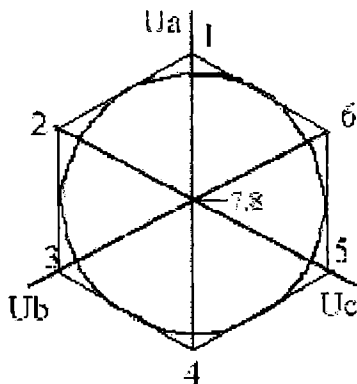
Используемый на рис.2 цифровой сигнальный процессор ADSP-21535 обладает широким набором встроенных периферийных устройств. В ADSP-21535 на базе новой архитектуры [5] MSA реализована VLIW – подобная архитектура процессорного ядра. Архитектура MSA оптимизирована для выполнения цифровой обработки сигналов и функций управления / контроля. Процессоры данного семейства имеют 16-разрядное ядро, содержащее два 32-разрядных ALU. Производительность процессора 600 ММАС. На кристалле процессора интегрировано: встроенная память типа RAM объёмом 308 Кбайт; встроенный блок памяти ROM для хранения программы начальной загрузки (внешняя память объёмом до 768 Мбайт может включать память SDRAM, SRAM, флэш-память или ROM, обмен данными между ADSP-21535 и внешней памятью осуществляется по 32-разрядной шине данных); контроллер DMA для выполнения пересылки данных между встроенными периферийными устройствами (все последовательные порты) и областями памяти; таймеры (три универсальных общего назначения, реального времени и “сторожевой”, универсальный таймер используется для формирования ШИМ - сигнала); USB-, UART-, SPI-, VCI-порты; контроллер шины PSI; тестовый порт JTAG и т.д. Кроме прямого цифрового управления ПЧ реализуются дополнительные функции поддержки интерфейса с пользователем, а также управление технологическим процессором. Наиболее перспективные типа интерфейсов: RS-485 и CAN. Для создания и отладки программного обеспечения используется на среде IDE, включающей программное обеспечение Visual DSP++, внутренний эмулятор, подключаемый посредством тестового порта TAP стандарта IEEE 1149.1.

Программное обеспечение МСУ, на основе сигнального ЦП, для решения поставленных задач управления АД включает программы стартовой диагностики, обслуживание пульта, инициализации, циклическую фоновую и рабочую программы. Первые две выполняются по запросу с панели управления (рис.2) и используются только в отладочном режиме. Остальные выполняются при каждом включении системы. Рабочая программа реализует алгоритм управления и выполняется по прерыванию от таймера с фиксированной периодичностью. Программная часть СУ (рис.1) также реализуется в рабочей программе.

При управлении в МСУ формируется многомерный вектор переменных состояния АД. Последовательность перехода от одного значения вектора к другому представляет собой алгоритм векторного формирования переменных. Для учёта свойств электрической машины (1), (2) и транзисторного ПИ за отправную точку взята форма тока фазы двигателя. АИИ считаем устройством, оснащённым тремя

двухпозиционными переключателями и имеющими восемь различных состояний ключей (рис.3).

С учётом [4] векторная ШИМ может быть реализована с использованием программных средств сигнального процессора следующим образом. На рис.3 представлены векторы напряжений инвертора и соответствующие им состояния ключей инвертора. Обозначим расчётные длительности включения базовых векторов $-T_1, T_2$ и T_0 , где T_1 – время приложения к нагрузке первого базового вектора для заданной комбинации ключей; T_2 – время приложения к нагрузке второго базового вектора, при направленном обходе сектора; T_0 – длительность включения нулевого вектора. Рассмотрим работу в секторе, ограниченном векторами U_1 и U_2 . Направление обхода сектора – против часовой стрелки. Реализация программной векторной ШИМ показана на рис.4. Используется двухпроходная коммутация с переключением базовых векторов на периоде ШИМ в последовательности: 000, m, m+1, 111, m+1, m, 000.



Обозначение векторов	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8
Состояние ключей	100	110	010	011	001	101	111	000

Рис.3. Пространство состояния векторной ШИМ

Представленный метод может быть реализован в большинстве встроенных ШИМ - генераторов, однако нуждается в программной коррекции влияния “мёртвого” времени в зоне выходных напряжений, близких к максимальному, а также требует значительных ресурсов центрального процессора при расчёте компонент результирующего вектора. Перечисленные проблемы преодолеваются в DSP-микроконтроллерах.

Алгоритм реализации программной векторной ШИМ включает следующую последовательность действий:

1. Определение сектора нахождения вектора заданного напряжения (U_d);
2. Расчёт длительностей (T_1, T_2 , и T_0) для сектора, ограниченного векторами U_1 и U_2 :

$$T_1 = U_d \cdot \frac{0.366 \cdot \sqrt{3} \cdot T_s}{U_1}; \quad (3)$$

$$T_2 = U_d \cdot \frac{\sqrt{3} \cdot T_s}{U_2}; \quad (4)$$

$$T_0 = T_s - T_1 - T_2, \quad (5)$$

где T_s – период векторной ШИМ

3. Определение значений:

$$CMP_1 = T_0/4 = T_1'; \quad CMP_2 = T_1' + T_1/2 = T_2'; \quad CMP_3 = T_2' + T_2/2 = T_3.$$

Вид сигналов в системе приведен на рис. 4.

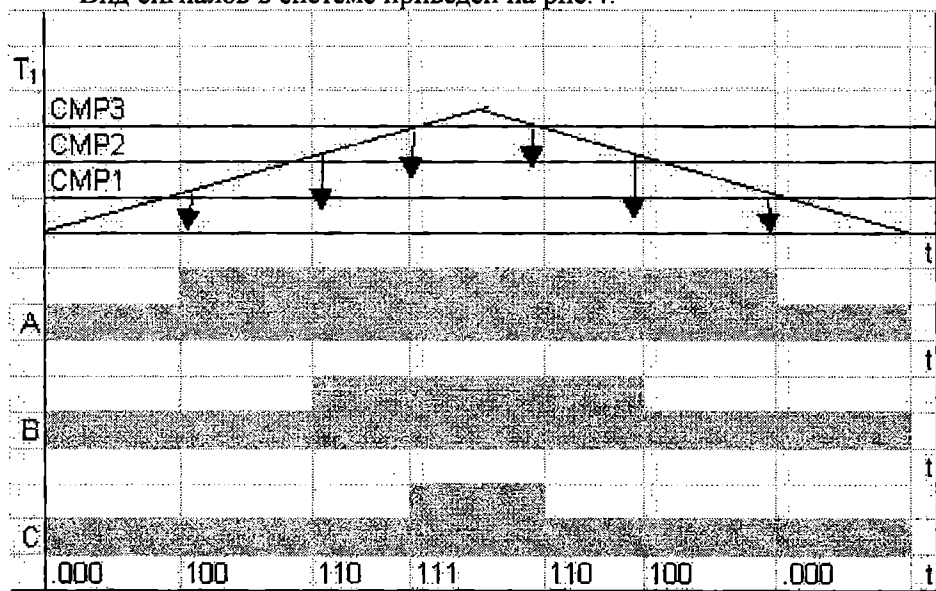


Рис. 4. Реализация программной векторной ШИМ

Проверка МСУ АД на основе сигнального процессора ADSP-21535 осуществлялась моделированием в пакете "Matlab 6.0-Simulink" [1]. Для управления выбран АД 4A112MA6У3 со следующими параметрами: $P_n=3,0$ кВт; $R_1=2.16$ Ом; $R_2=1.75$ Ом; $L_1=0.186$ Гн; $L_2=0,189$ Гн; $L_\mu=0,18$ Гн; $\delta=0.0783$.

Исследования показали, что используемый алгоритм векторного формирования переменных программной векторной ШИМ в МСУ на основе сигнального процессора позволяет снизить частоту коммутаций в инверторе не менее чем в четыре раза с улучшением гармонического состава тока и уменьшением импульсов напряжения в период повторяемости. Коммутация осуществлялась с минимальными производными по току, при высоком быстродействии контура по току.

ЛИТЕРАТУРА

1. Герман-Галкин С.Г. *Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в MATLAB 6.0* – СПб.: КОРОНА принт, 2001. – 320 с.
2. Егоров В.Н., Корженевский-Яковлев О.В. *Цифровое моделирование систем электропривода*. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.
3. Солонина А.И., Улахович Д.А., Яковлев Л.А. *Алгоритмы и процессоры цифровой обработки сигналов*. – СПб.: БХВ – Петербург, 2001. – 464 с.
4. "Space-Vector PWM With TMS320C24x/F24x Using Hardware and Software Determined Switching Patterns", Zhenyu Yu, *Digital Signal Processing Solutions, March 1999, Application Report SPRA52Y*.
5. Охрименко О. *Перспективные сигнальные процессоры // Электронные компоненты и системы*. – 2002. - №1. - С.18-25.

УДК 621.472(043)

ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГЕЛИОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА ВОДНОМ ТРАНСПОРТЕ

С. Ю. Хотин

Солнечная энергетика в настоящее время достаточно широко применяется в различных сферах экономики и быта. В мире существуют сотни тысяч гелиоэнергетических установок различных по назначению и мощности. В их число входят стационарные промышленные энергосистемы, предназначенные для выработки электроэнергии, нагрева воды и генерации пара низких и средних параметров мощностью от нескольких десятков до нескольких тысяч кВт, бытовые гелиоколлекторы мощностью от 1 до 10 кВт, предназначенные для теплофикации и горячего водоснабжения индивидуальных пользователей и компактные, весом иногда менее 1 грамма, электрогенерирующие устройства на базе фотоэлементов, встроенные в электронные приборы: калькуляторы, радиоприёмники, мобильные телефоны и др. Однако на водном транспорте гелиоэнергетические системы и установки не нашли до сих пор широкого применения, несмотря на то, что эта область для развития данного направления энергетики является одной из наиболее перспективных.

Мореплаватели одни из первых начали использовать виды энергии, которые теперь принято называть возобновляемыми, альтернативными и экологически чистыми около четырёх тысяч лет назад. Это энергия атмосферных воздушных потоков (ветра), морских и речных течений. Используют их и сейчас. В настоящее время уровень развития современных энерготехнологий в области гелиотехники позволяет эффективно использовать их на водном транспорте. Поэтому целью данной статьи является определение наиболее перспективных направлений научной работы в данной области и оценка возможного экономического и экологического эффекта от широкого применения солнечных энергоустановок в системе водного транспорта.

Наиболее перспективным является применение гелиоэнергетических систем на морском транспорте и проведение соответствующих научных разработок в следующих сферах.

1. Гелиоэнергетические системы для обеспечения тепловой и электрической энергией судов без традиционных энергетических установок.

2. Системы электроснабжения парусных судов на основе фотоэлектрических установок.

3. Гелиосистемы для энергообеспечения сигнальных и навигационных установок для водного транспорта, устанавливаемых как на суше, так и над водной поверхностью.

4. Аварийно-сигнальные устройства на базе портативных солнечных энергоснабжающих устройств.

5. Компактные мобильные системы связи, использующие для питания нетрадиционные и возобновляемые виды энергии.

Рассмотрим более подробно вышеуказанные направления, с целью определения перспективности их развития, с одной стороны, и оценки технических, технологических и организационно-юридических трудностей, связанных с широким внедрением предполагаемых научных разработок, а на основании этого обоснуем целесообразность использования гелиотехнических систем на водном транспорте.

Первые два направления, связанные с разработкой и созданием гелиоэнергетических систем для энергоснабжения судов без традиционных энергетических установок: барж, яхт, катеров, спасательных шлюпок и т. д. до настоящего времени не получили широкого распространения ни в нашей стране, ни за рубежом. Отдельные научно-технические разработки в этом направлении реализованы в Германии, в частности создан малогабаритный катер, приводимый в движение электродвигателем, снабжаемым электричеством, которое вырабатывается фотоэлементами, находящимися на судне. Однако этого явно недостаточно. А между тем гораздо больший интерес представляет оснащение гелиоэнергетическими системами более крупных безмоторных судов, таких как баржи и яхты. Площадь надводной поверхности барж в зависимости от их размеров может достигать 1000 м^2 и более. Учитывая, что максимальная плотность суммарной солнечной радиации составляет в Черноморском регионе около 850 Вт/м^2 [4], а КПД фотоэлементов, выпускаемых промышленностью, достигает 35%, размещение фотоэлементов на надводной поверхности таких судов позволит получать до 200 кВт электрической мощности. Этого вполне достаточно не только для питания бортового электрооборудования, но и для снабжения электроэнергией ходовых двигателей, способных обеспечить судну ход в несколько узлов. На яхтах фотоэлементы можно размещать не только на поверхностях палубы, надстройке и корпуса, но и на парусах. Это вполне возможно, благодаря тому, что существуют плёночные фотоэлементы, основой для которых являются высокопрочные плёнки из полимерных синтетических материалов. Из такого материала вполне можно изготавливать паруса. Коэффициент преобразования энергии солнечной радиации в электрическую у таких фотоэлементов составляет около 5% [3]. Площадь парусного вооружения у яхты среднего класса, водоизмещение которой составляет 10 т, равна примерно $50\text{-}60 \text{ м}^2$. Учитывая то, что реально можно заменить плёночными фотоэлементами

40-50% парусного вооружения небольших судов, это позволит получить дополнительно до 2,5 кВт электрической мощности. Суммарная мощность фотоэлектрической системы, смонтированной на яхте вышеуказанных размеров, может достигать 6,5-8 кВт. Это даёт возможность обеспечить яхте ход в 5-6 узлов за счёт электродвигателя. В то же время плёночные фотоэлементы, размещённые на мачтах, смогут выполнять и традиционные функции парусов, хотя и с меньшей эффективностью. В ночное время и при пасмурной погоде, когда реальная производительность работы фотоэлементов снижается в 5-8 раз, питание всего бортового электрооборудования может осуществляться от аккумулятора. Следует отметить, что замена части парусного вооружения плёночными фотоэлементами возможна только для яхт коммерческого назначения, поскольку данные плёнки не обладают в полной мере требуемыми свойствами как традиционные материалы для пошива парусов. Они менее эластичны и более тяжёлые. Последнее делает невозможным их применение на спортивных яхтах.

Спасательные шлюпки, надувные лодки и плоты также целесообразно оснащать встроенными фотоэлектрическими элементами.

Размещение на судах, не имеющих собственных силовых установок, водонагревательных плоских или парогенерирующих концентрирующих гелиоколлекторов также может быть делом весьма перспективным. Вырабатываемая ими горячая вода и пар могут быть использованы как для бытовых, так и для технологических нужд. Тепловая мощность плоских гелиоколлекторов может быть определена по формуле

$$Q_{\text{овл}} = I \cdot \alpha \cdot S - Q_{\text{ном}} ,$$

где I - плотность суммарной солнечной радиации, Вт/м²;

α - коэффициент поглощения солнечной радиации;

S - площадь рабочей поверхности, м²;

$Q_{\text{ном}}$ - суммарные тепловые потери гелиоколлектора, Вт;

Формула для расчёта тепловой мощности концентрирующих гелиоколлекторов имеет следующий вид:

$$Q_{\text{овл}} = I \cdot K \cdot \xi \cdot \alpha \cdot \rho \cdot S - Q_{\text{ном}} ,$$

где K - коэффициент концентрации;

ξ - геометрический коэффициент пропускания фокуса;

ρ - коэффициент отражения зеркальных граней концентратора;

Среднегодовая производительность солнечных энергоустановок может быть определена по формуле

$$Q = S \cdot I_{cp} \cdot \eta \cdot \tau ,$$

где η - энергетический КПД гелиоустановки;
 τ - среднегодовое время эффективной работы гелиоустановки, с;
 I_{cp} - среднесуточная плотность солнечной радиации, Вт/м².

Среднесуточная тепловая мощность гелиоустановки с площадью рабочей поверхности 100 м², работающей на черноморских широтах, составляет 30 кВт, а её годовая производительность составит около 173 ГДж тепловой энергии.

Количество условного топлива, которое может быть сэкономлено в течение года за счёт эксплуатации гелиоэнергетических систем, определяется по формуле

$$M = Q / C_p ,$$

где C_p - удельная теплоёмкость условного топлива.

Согласно данным, представленным выше, такая солнечная энергоустановка, эксплуатируемая на юге Украины, позволит сэкономить до 80 т условного топлива в год.

Следует отметить, что при разработке систем энергоснабжения безмоторных судов придётся столкнуться с решением ряда технических и технологических проблем. Все токонесущие элементы фотоэлектрических систем и прежде всего внешние, должны быть снабжены усиленной электро- и гидроизоляцией. Это связано с тем, что морская вода солёная и вследствие этого обладает достаточно высокой электропроводностью и коррозионно-агрессивна. Это в особенности касается электрических контактов токосъёмных устройств от фотоэлектрических батарей, на которые может попадать вода. По этой же причине все внешние детали и элементы бортовых гелиоэнергетических систем любого типа должны быть изготовлены из коррозионно-стойких материалов или иметь эффективное антикоррозийное покрытие.

Гелиотехнические установки, установленные на борту судов, должны иметь небольшую массу, не нарушать аэродинамических характеристик судов, органично вписываться в их дизайн. Помимо этого бортовые солнечные энергосистемы должны легко монтироваться и демонтироваться и обладать широким диапазоном технологических регулировок. Немаловажным обстоятельством является и то, что гелиоэнергетические системы должны строго соответствовать всем стандартам и прочим техническим и нормативно-юридическим

документам, применяемым в современном кораблестроении. Эти обстоятельства будут накладывать дополнительные требования к конструктивному устройству, технологическому процессу и управлению бортовых гелиосистем. Однако вышеуказанные проблемы не являются непреодолимыми. Современное развитие энергетических технологий позволяет их решить с весьма небольшими затратами материально-технических, финансовых и интеллектуальных ресурсов. Кроме того, технические разработки, созданные при решении данных проблем, могут быть применены и в других направлениях гелиотехники.

Для судов малого класса типа яхт и катеров туристического назначения особый интерес представляет использование так называемых складных водонагревательных гелиоколлекторов, изготовленных из эластичных и коррозионно-стойких пластических материалов. В сложенном состоянии такие устройства занимают мало места, габаритные размеры коллектора данного типа тепловой мощностью 1 кВт не превышают 1000x400x400 мм, они имеют небольшую массу и могут быть приведены в рабочее состояние или сложены и убраны в технический отсек в течение нескольких минут. Характерно, что их с равным успехом можно использовать как на борту судов, так и на суше, например, во время пикников для бытовых и гигиенических целей.

Также на судах малого класса, используемых для туристических целей, целесообразно применение солнечных кухонь. Один из оригинальных проектов таких кухонь, разработанный автором, представляет собой модельный ряд компактных, разборных гелиоустановок, которые, являясь идентичными по конструктивному устройству, различаются по мощности, производительности и габаритным размерам. Основой таких гелиоустановок является концентратор солнечной радиации переменной геометрии типа двугранный плоский фоклин, новизна и оригинальность конструкции которого подтверждена авторским свидетельством на изобретение [5]. Её устройство представлено на рисунке. Установка представляет собой разборную конструкцию, основой которой является алюминиевая рама с тремя опорами (1). Ёмкости для приготовляемой пищи (3 и 4) располагаются в выходном отверстии фоклина (2). Стойки крепления граней фоклина снабжены шарнирами (8), с помощью которых изменяют угол их наклона и ширину выходного отверстия, что в свою очередь позволяет менять степень концентрации солнечной радиации. Таким образом, концентратор переменной геометрии позволяет устанавливать режимы термической обработки пищи различной интенсивности. Использование солнечных кухонь в морских условиях, при плавании на реках, а также на суше позволит готовить различные первые и вторые блюда, а также горячие напитки не тратя ни органического топлива, ни электроэнергии. По желанию заказчика установка может комплектоваться газовой горелкой

(5), которая трубопроводом, снабжённым регулятором интенсивности горения (6), соединяется с газовым баллоном (7). Последний, при необходимости, закрепляется в левой части установки. Вышеописанная разработка может найти широкое применение у водных туристов, рыбаков, охотников и у других категорий потенциальных пользователей.

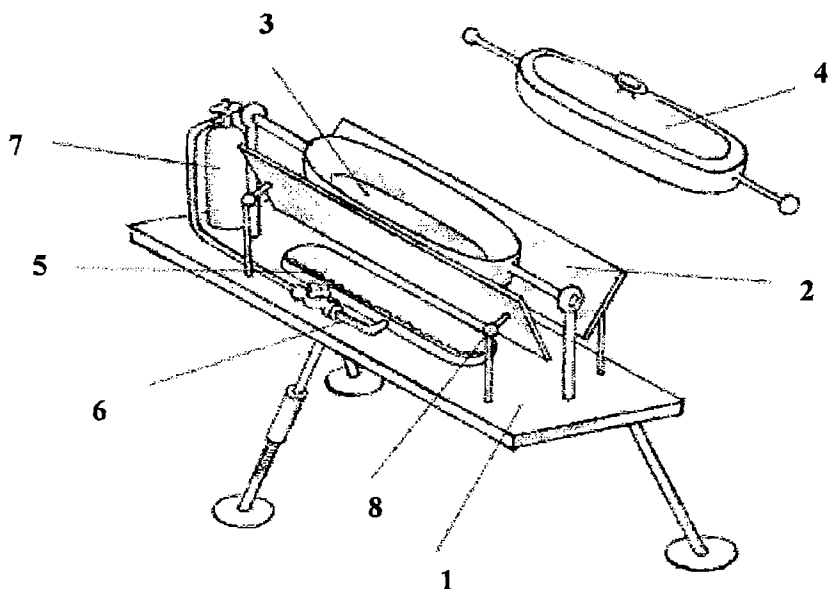


Рис. Разборная газоустановка для приготовления пищи

Применение гелиотехнических систем для нужд водного транспорта возможно не только непосредственно на судах, но и для энергообеспечения навигационно-сигнальных установок, располагаемых как над поверхностью воды, так и на берегу: маяки, бакены, буйки и т. д. Эти объекты, являющиеся потребителями электроэнергии, как правило, располагаются на значительном удалении от энергокоммуникаций, иногда в труднодоступных местах. А технико-экономические расчёты и практика эксплуатации гелиоэнергетических систем показывают, что именно в таких условиях применение солнечных энергоустановок является наиболее экономически рентабельным, поскольку очень высока себестоимость доставки топлива или проводки индивидуальной многокилометровой линии электропередачи. Экономический эффект от применения таких фотоэлектрических установок в течение года может быть определён с помощью формулы

$$\mathcal{E} = C_m - C,$$

где C - годовые затраты на производство электроэнергии гелиоустановкой на базе фотоэлементов, грн.;

C_m - годовые затраты на производство электроэнергии традиционными энергоустановками, входящими в состав навигационно-сигнальных систем, либо стоимость электроэнергии, потребляемой системой в течение года от электросети.

$$C = (C_c A_c + C_a + C_e) I + C_3,$$

где C_c - капитальные затраты на единицу площади поверхности фотобатарей, грн.;

A_c - площадь рабочей поверхности фотобатарей, м²;

C_a - капитальные затраты на силовые конструкции, аккумулятор, изоляцию, грн.;

C_e - капитальные затраты на управляющее оборудование, приборы, грн.;

I - доля ежегодных амортизационных отчислений от первоначальных капиталовложений, грн.;

C_3 - затраты на эксплуатационное обслуживание, грн.

Расчёты показывают, что применение гелиоэнергетической установки мощностью 10 кВт в данных условиях позволит экономить органического топлива на сумму до 2500 грн. либо электроэнергии на сумму до 6000 грн. ежегодно. Данные технические решения позволят повысить автономность навигационно-сигнальных систем водного транспорта и сделают их менее зависимыми от внешних источников электроснабжения. Они смогут работать в автоматическом режиме.

Следует отметить, что для понижения себестоимости фотоэлектрических систем их целесообразно оснащать линейными гелиоконцентраторами типа Д-фоклин. Это объясняется достаточно высокой рыночной стоимостью традиционных фотоэлектрических батарей, которая составляет 300-400 долл. США за 1 м² рабочей поверхности. Стоимость концентраторов солнечной радиации данного типа на порядок меньше, а их применение позволяет вырабатывать в 2-2,5 раза больше электроэнергии с единицы площади рабочей поверхности.

Навигационно-сигнальные гелиотехнические системы будут состоять из трёх основных частей: фотоэлектрических батарей, аккумулятора, и собственно светового сигнального устройства. Их принцип действия заключается в том, что в дневное время фотоэлектрическими элементами будет вырабатываться электроэнергия.

Накопленная за день аккумуляторами, она будет использована для питания светового сигнального устройства в ночное время. Следует отметить, что фотоэлектрические батареи в принципе могут функционировать, будучи погружёнными под воду.

Ещё одно не менее перспективное направление в применении гелиоэнергетических систем на водном транспорте состоит в их использовании для электропитания малогабаритных мобильных систем связи и аварийно сигнальных устройств. Это могут быть рации, радиомаяки, сигнальные фонари и др. Для этих целей лучше всего подходят компактные складные фотоэлектрические батареи. Они лёгкие и малогабаритные, так, например, габариты фотобатареи мощностью в 50 Вт в сложенном состоянии не будут превышать 100X100X10 мм, а масса 300 г., что делает их очень удобными для использования в условиях чрезвычайных ситуаций и позволяет включать в комплект аварийно-спасательного снаряжения.

Широкое применение гелиоэнергетических систем на водном транспорте положительно скажется на экологии рек, водоёмов и прибрежных участков суши, поскольку солнечные энергосистемы удовлетворяют самым жёстким санитарно-экологическим нормативам. Они не оказывают никакого вредного воздействия ни на людей, ни на флору и фауну, ни на окружающую среду в целом. Потребляя и преобразуя энергию солнечного излучения, гелиосистемы не выбрасывают никаких отходов производства. Материалы, идущие на их изготовление, а это в основном металлы и стекло, являются достаточно химически и физически устойчивыми и негорючими, поэтому при эксплуатации гелиотехнических установок практически исключается возможность серьёзных аварий, пожаров, взрывов и т. д., которые могут наносить вред окружающей среде и угрожать здоровью людей [1].

Эксплуатация гелиоэнергетической установки мощностью 100 кВт в течение года позволит сократить выброс твёрдых и газообразных веществ, загрязняющих окружающую среду, на 75-80 т [2].

Представленная в статье информация и результаты математических расчётов наглядно показывают, что гелиоэнергетические системы могут найти достаточно широкое применение на водном транспорте для решения проблем энергоснабжения различных плавсредств и стационарных объектов, а их эксплуатация может быть экономически целесообразной. Всё вышесказанное свидетельствует о том, что в настоящее время разработка и внедрение гелиоэнергетических систем различного назначения на водном транспорте является делом актуальным и перспективным.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зеркалов Д.В. Екологізація енергоспоживання - К.: ТОВ "Міжнар. фінагенція", 1998. - 273 с.
2. Хотін С.Ю. Застосування геліотехнічних систем для енергозабезпечення харчових технологій // Зб. «Наукові праці Одеської ДАХТ», 2001. - Вип. 22. - С. 246-249.
3. Шпильрайн В.А. Перспективы солнечных электростанций // Вестник АН СССР. - 1989.- № 4.- С. 51-56.
4. Справочник по климату СССР. Сер.3. Многолетние данные. Ч.1-6. - Л.: Гидрометеиздат, 1989.- Вып. 30. - 329 с.
5. А. с. № 1575021 СССР, МКИ F24 J3/02 Концентратор переменной геометрии / Хотин С.Ю, Бабаян Р.С, Мамедниязов С.О., Климентьева М.Г.; Заявл. 19.07.88 ; Опубл. 1990. - Бюл. № 24. - 3 с.

УДК 681.3:629.12.004-67

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОЛНОГО ЦИКЛА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

А.В.Шахов

При разработке, проектировании и конструировании сложных энергетических систем требуются знания о количественных и качественных закономерностях функционирования, свойственных рассматриваемым объектам. В связи с большими затратами финансов и времени, которые необходимы для установления этих закономерностей опытным путем, все большее значение приобретает использование методов математического моделирования для изучения свойств системы.

Математическая модель дает формализованное и приближенное (с определенной степенью точности) описание реальной картины логических и количественных взаимосвязей и соотношений между основными параметрами рассматриваемой установки, технологическими и материальными характеристиками ее элементов, характеристиками внешних технологических и экономических связей, системой ограничений и соответствующим критерием эффективности. Форма и структура установки зависят от природы происходящих в ней процессов и внешних факторов, от характера количественных взаимосвязей между параметрами и характеристиками, а также от того, какие стороны процесса и факторы выдвигаются на первый план применительно к конкретной цели, средствам и методам исследования.

Для создания математической модели моделируемая установка выделяется как характерное генерирующее звено энергосистемы. Внешние технологические и технико-экономические связи заменяются их обобщенным описанием или количественными характеристиками. При этом сама установка рассматривается как единый комплекс разнородных элементов оборудования и сооружений, предназначенный для выработки тепловой и электрической энергии путем одновременного непрерывного осуществления взаимосвязанных процессов реального цикла. Всякое изменение любого параметра или элемента установки в той или иной степени влияет на параметры, характеристики и показатели всего комплекса. Это влияние для каждого отдельного k -го элемента передается через совокупность его граничных (на входе и выходе) термодинамических и расходных параметров Z_k . Последние определяют направленность и характер протекания процессов в элементах оборудования и одновременно играют связующую роль между ними. Совокупность значений таких параметров связей полностью определяет режимное состояние как установки в целом, так и отдельных ее элементов. Различия в виде технологической схемы и компоновки элементов

оборудования, обуславливающие тип энергетической установки, можно однозначно описать совокупностью параметров.

Энергетическая установка заданного типа моделируется в соответствии с принципиальной тепловой схемой, как единообразная система элементов оборудования и сооружений со связями между ними и комплексов внешних объектов. Каждый элемент установки предназначен для осуществления направленного технологического процесса или его отдельной стадии согласно определенным закономерностям стационарного протекания этих процессов.

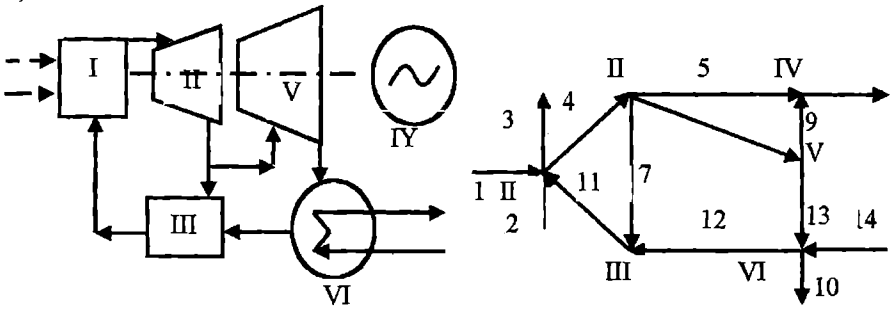
Правомерно принять, что все процессы в элементах оборудования при той или иной допустимой стационарной нагрузке протекают непрерывно. Такие процессы связаны стационарными потоками различных энергоносителей в соответствии с заданной принципиальной схемой связей. Термин энергоноситель используется в дальнейшем для различных теплоносителей и рабочих тел, посредством которых осуществляются процессы в элементах оборудования и связи между ними (топливо, воздух, продукты сгорания, питательная вода, конденсат, пар, плазма и пр.). Принимается, что связи по механической и электрической энергии также осуществляются соответствующими энергоносителями. Каждая стационарная связь имеет строго заданное направление, соответствующее действительному направлению движения потока энергоносителя между элементами оборудования.

В последние десятилетия для анализа ряда сложных систем широко и успешно применяется теория графов [1]. Графом называется совокупность отрезков произвольной длины и формы, называемых дугами, и точек пересечения дуг, называемых вершинами. Основная топологическая информация, заключенная в графе, состоит в графическом выражении связей между вершинами графа. Положительные стороны этого метода можно использовать для решения задачи моделирования процессов в энергетических установках, так как технологическая схема всякой реальной энергетической установки по своей топологической структуре эквивалентна некоторому графу. Представление схемы энергетической установки в форме графа позволит осуществить математически строгое и в то же время достаточно наглядное ее рассмотрение.

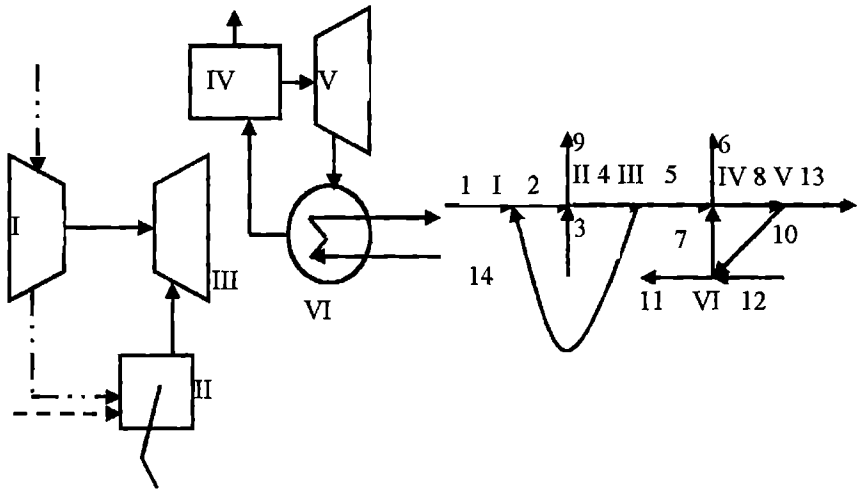
Систему элементов и связей, моделирующую энергетическую установку, можно представить в виде графа, в котором каждому элементу оборудования соответствует вершина графа, а связи между элементами оборудования или с внешними объектами – дуга графа. Некоторые смежные вершины могут быть соединены не одной, а несколькими противоположно или одинаково направленными дугами. Такой случай отражает наличие нескольких связей, осуществляемых при помощи разных энергоносителей. На рис.1 для примера показаны упрощенные

принципиальные тепловые схемы конденсационной паротурбинной и дизельной установок и соответствующие им графы.

а)



б)



I – компрессор наддува; II – дизель; III – турбина уходящих газов;
 IV – утилькотел; V – утилизационная паровая турбина;
 VI – конденсатор; 1-14 – связи между элементами оборудования

- Вода (пар)
- - - - - Воздух
- - - - - Топливо
- - - - - Продукты сгорания

Рис.1. Упрощенные тепловые схемы паротурбинной(а) и дизельной (б) энергетических установок и соответствующие им графы

Любая схема может быть задана при расчетах на ЭВМ в виде матрицы соединений вершин графа, дополненной матрицей видов связей по энергоносителям. В табл. 1 и 2 показаны матрицы соединений для графов, изображенных на рис. 1. Единицы в j -х строках правой матрицы дают логический признак k -го элемента оборудования, из которого исходит (знак "+"), или в который входит (знак "-") данная j -я связь. При этом строка, соответствующая связи между элементами оборудования установки (внутренняя связь), всегда имеет в правой матрице два ненулевых члена, а именно +1 и -1, а строка, соответствующая связи между элементом оборудования и внешним объектом (внешняя связь), имеет один ненулевой член: +1 для исходящих и -1 для входящих внешних связей системы. Матрица соединений, которую можно назвать структурной матрицей, полностью отображает топологическую структуру графа технологической схемы энергоустановки и позволяет перевести эту структуру на язык алгебры и теории множеств.

Таблица 1. Матрица соединений и видов связей по энергоносителям для паротурбинной установки

Признак наличия связи посредством энергоносителя n							Номер связи j	Признак наличия связи для элемента оборудования k					
7	6	5	4	3	2	1		I	II	III	IV	V	VI
-	-	-	-	-	-	1	1	-1	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	1	-	2	-1	-	-	-	-	-
-	-	-	-	1	-	-	3	1	-	-	-	-	-
-	-	-	1	-	-	-	4	1	-1	-	-	-	-
-	-	1	-	-	-	-	5	-	1	-	-1	-	-
-	-	-	1	-	-	-	6	-	1	-	-	-1	-
-	-	-	1	-	-	-	7	-	1	-1	-	-	-
-	1	-	-	-	-	-	8	-	-	-	1	-	-
-	-	-	1	-	-	-	9	-	-	-	-	1	-1
1	-	-	-	-	-	-	10	-	-	-	-	-	1
1	-	-	-	-	-	-	11	-1	-	1	-	-	-
1	-	-	-	-	-	-	12	-	-	-1	-	-	1
-	-	1	-	-	-	-	13	-	-	-	-1	1	-
1	-	-	-	-	-	-	14	-	-	-	-	-	-1

Судовая электромеханика и прочность машин

Таблица 2. Матрица соединений и видов связей по энергоносителям для дизельной установки

Признак наличия связи посредством энергоносителя n							Номер связи j	Признак наличия связи для элемента оборудования k					
7	6	5	4	3	2	1		I	II	III	IV	V	VI
-	-	-	-	-	-	1	1	-1	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	1	2	1	-1	-	-	-	-
-	-	-	-	-	1	-	3	-	-1	-	-	-	-
-	-	-	-	1	-	-	4	-	1	-1	-	-	-
-	-	-	-	1	-	-	5	-	-	1	-1	-	-
-	-	-	-	1	-	-	6	-	-	-	1	-	-
1	-	-	-	-	-	-	7	-	-	-	-1	-	1
-	-	-	1	-	-	-	8	-	-	-	1	-1	-
-	-	1	-	-	-	-	9	-	1	-	-	-	-
-	-	-	1	-	-	-	10	-	-	-	-	1	-1
1	-	-	-	-	-	-	11	-	-	-	-	-	1
1	-	-	-	-	-	-	12	-	-	-	-	-	-1
-	-	1	-	-	-	-	13	-	-	-	-	1	-
-	-	1	-	-	-	-	14	-1	-	1	-	-	-

Единицы в n -х столбцах матрицы видов связей по энергоносителям дают логический признак вида n -го энергоносителя, посредством которого осуществляется j -я связь, в той или иной фазе его состояния. Случаи изменения фазы энергоносителя в процессе, происходящем в каком-либо элементе оборудования, определяются из столбцов левой матрицы по признаку прекращения связей с помощью данного энергоносителя в одной фазе и появления связей в другой фазе. Случаи смешения энергоносителей в элементах оборудования также определяются из столбцов левой матрицы по признаку прекращения их связей и появления (или продолжения) связей соответствующей смеси. Из табл. 1 и 2 такие связи можно установить для топлива, сжигаемого в воздухе с образованием продуктов сгорания, и для деаэрата.

Для решения комплексной задачи оптимизации функционирования энергетической установки ее математическую модель следует разделить на следующие блоки [2]:

- систему балансовых уравнений;
- систему ограничений, обусловленную характеристиками элементов оборудования;
- целевую функцию.

В каждом k -м элементе оборудования энергетической установки характер, количественные зависимости и направленность процессов определяются законами термодинамики, обычной и магнитной

гидродинамики и т.д. Зависимости между параметрами связей можно однозначно и единообразно описать уравнениями энергетического, расходного и гидравлического балансов в элементах оборудования, а также уравнениями изменения энтальпии каждого из видов энергоносителей. Система уравнений балансов в элементах оборудования устанавливает такое соотношение между термодинамическими и расходными параметрами связей, которое обеспечивает получение заданной стационарной нагрузки установки с определенными конструктивно-компоновочными характеристиками.

Уравнения для всей установки и ее внешних связей, отнесенные к одинаковому промежутку времени, имеют следующий вид:

1) уравнение баланса энергии для каждого k -го элемента оборудования

$$\sum_{j=1}^{J_k - N_k} (\gamma Gh)_j + \sum_{n=1}^{N_k} (\gamma N)_n = 0; \quad (1)$$

2) уравнение баланса расходов для каждого n -го энергоносителя k -го элемента оборудования

$$\sum_{j=1}^{J_n} G_j = 0; \quad (2)$$

3) уравнение гидравлического (аэродинамического) баланса для каждого n -го энергоносителя k -го элемента оборудования

$$(p' \mp \Delta p - p'')_{kn} = 0; \quad (3)$$

4) уравнение изменения энтальпии n -го энергоносителя в k -м элементе оборудования

$$(h' \mp \Delta h - h'')_{kn} = 0; \quad (4)$$

В формулах (1) – (4) приняты следующие обозначения:

G – расход энергоносителя;

N – мощность электрической или механической связи;

p – давление энергоносителя для исходящей (‘) или входящей (‘‘) связи элемента оборудования;

h – энтальпия энергоносителя для исходящей (‘) или входящей (‘‘) связи элемента оборудования;

Δp и Δh – характеристики изменения давления и энтальпии процессов в элементах оборудования;

γ – коэффициент, учитывающий потери энергии в окружающую среду.

Для входящей связи коэффициент γ соответствует значению коэффициента теплового потока, механическому или электрическому КПД, а для исходящей связи – обратной величине этого коэффициента.

Между параметрами и технологическими характеристиками отдельных элементов оборудования энергетической установки имеют место сложные зависимости различного рода. Установление этих зависимостей является задачей совместного теплового, гидравлического, аэродинамического и прочностного расчетов элементов. В качестве основных характеристик для теплосиловой части установки принимаем:

1) характеристики изменения давления каждого n -го энергоносителя в каждом k -м элементе оборудования (для теплообменников, трубопроводов, коллекторов)

$$\Delta p_{kn} = \Delta p_{kn}(Z_k, Z_k^K); \quad (5)$$

где Z_k – совокупность параметров связей k -го элемента установки;
 Z_k^K – конструктивные параметры установки;

2) характеристики изменения энтальпии каждого n -го энергоносителя в каждом k -м элементе оборудования

$$\Delta h_{kn} = \left[h'_{kn} - h(p''_{kn}, s'_{kn}) \right] \eta_{kn}, \quad (6)$$

где значения внутреннего относительного КПД элементов определяются при помощи соответствующих подмоделей;

3) характеристики средней скорости потока n -го энергоносителя в каждом k -м элементе оборудования (для теплообменников, трубопроводов и пр.)

$$W_{kn} = W_n(Z_k, Z_k^K); \quad (7)$$

4) характеристики наибольшей температуры стенки для каждой q -й конструктивной части каждого k -го элемента оборудования, изготовленного из материала вида m

$$t_{qmk} = t_{qm}(Z_k, Z_k^K); \quad (8)$$

5) характеристики абсолютной или относительной толщины стенки каждой q -й конструктивной части каждого k -го элемента оборудования, изготовленного из материала вида m

$$\beta_{qmk} = \beta_{qm}(Z_k, Z_k^K) \quad (9)$$

6) характеристики расхода металлов и других m -х материалов для каждой q -й части в каждом k -м элементе оборудования

$$G_{qmk} = G_{qm}(Z_k, Z_k^K) \quad (10)$$

Влияние остальных параметров установки Z и Z^K , не относящихся к данному k -му элементу оборудования, на характеристики этого элемента оборудования проявляется неявным образом через их связи с параметрами этого элемента оборудования. Выражения характеристик учитывают условия работы установки как при номинальной, так и частичной нагрузках.

Термодинамические, расходные и конструктивные параметры установки Z и Z^K не могут принимать совершенно произвольные значения, а могут изменяться лишь в пределах физически возможных и технически осуществимых состояний энергоносителей и конструкций, а также в пределах технически допустимых начальных и эксплуатационных состояний материалов в элементах оборудования. Указанные ограничения для различных элементов оборудования, материалов и энергоносителей можно отразить в виде неравенств совокупностей параметров

$$\begin{aligned} Z^* &\leq Z \leq Z^{**} \\ Z^{K*} &\leq Z^K \leq Z^{K**} \end{aligned} \quad (11)$$

где индексы “*” и “**” относятся соответственно к минимальным и максимальным допустимым значениям параметров.

Для заданных типов и материалов элементов оборудования или их конструктивных частей на характеристики вида (7)–(9) накладываются ограничивающие условия, отражающие требования технологичности изготовления и длительной надежной эксплуатации установки. Эти ограничивающие условия можно представить следующим образом:

$$\begin{aligned} W_{kn}^* &\leq W_n(Z_k, Z_k^K) \leq W_{kn}^{**} \\ t_{qmk}^* &\leq t_{qm}(Z_k, Z_k^K) \leq t_{qmk}^{**} \\ \beta_{qkm}^* &\leq \beta_{qm}(Z_k, Z_k^K) \leq \beta_{qmk}^{**} \end{aligned} \quad (12)$$

Ограничения вида (11) и (12) определяют в многомерном пространстве переменных область допустимых решений. Термодинамические, расходные и конструктивные параметры в процессе оптимизации могут принимать лишь такие значения, которые находятся внутри или на границе данной области. Геометрически допустимая область в силу разнообразия характера ограничений имеет весьма сложный характер. Однако указание области допустимых решений является необходимым условием при постановке задачи оптимизации энергетической установки [3].

В качестве итогового показателя сравниваемых вариантов энергетических установок нами предлагается принимать значение приведенных затрат на обеспечение функционирования установки на всех этапах ее жизненного цикла: проектирование, производство, эксплуатация, ремонт и утилизация. В этом случае целевая функция примет вид

$$E = \sum_{i=1}^I \sum_{n=1}^N \sum_{k=1}^K z_{ik} \longrightarrow \min,$$

где i – этап жизненного цикла;

n – поток энергоносителя (пар, воздух, топлива, продукты сгорания и пр.)

k – элемент установки;

z – затраты владельца.

Другими словами, из множества возможных энергетических и технических вариантов функционирования энергетической установки следует найти значения параметров термодинамического цикла, состав элементов оборудования, вид тепловой схемы, стратегию и тактику эксплуатации, технического обслуживания и ремонта, совокупности которых соответствует минимум приведенных затрат применительно к условиям всех этапов жизненного цикла.

Реализация предложенной модели позволит решить следующие задачи:

- выбор оптимального типа и состава энергетической установки;
- оптимизация технологических процессов при производстве элементов энергоустановки и системы в целом;
- оптимизация режимов работы установки в период эксплуатации;
- выбор рациональной стратегии технического обслуживания;
- определение базы и сроков ремонта, планирование объемов ремонтных работ;
- выбор оптимальных сроков и технологии утилизации энергетической установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Берж К. Теория графов и ее применение. М.: Иностранная литература, 1962.
2. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. М.: Энергия, 1978.
3. Понтрягин Л.С. и др. Математическая теория оптимальных процессов. М.: Наука, 1983.

**ВИЗНАЧЕННЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ОПОРУ ВТОМІ ДЕТАЛЕЙ ПРИ АСИМЕТРИЧНИХ
ЦИКЛАХ**

М.В.Олійник, С.П.Скляр

Питання про дослідну і аналітичну оцінку опору втомі деталей при асиметричному навантаженні порушували і раніше [1-3]. Стосовно дослідного визначення границі витривалості і довговічності деталей використовували прискорені випробування на втому [4], засновані на зв'язках між параметрами кривої втоми як тоді, коли вона подавалася в напругах, так і тоді, коли вона подавалася безпосередньо в навантаженнях. Щоправда, згадані прискорені методи випробування на втому перевіряли головню на зразках і деталях, що навантажувалися симетрично згином і крутінням [1-4]. В значно меншій мірі розглядали асиметричне навантаження. Стосовно аналітичного визначення границі витривалості деталей використовували теорію подібності втомного руйнування, розглядаючи границю витривалості як максимальну напругу асиметричного циклу [1]. У цій праці обґрунтовується можливість подальшого удосконалення дослідного визначення індивідуальних характеристик опору втомі деталей при асиметричному навантаженні, зокрема при від'ємних асиметричних циклах розтягування-стиску, при яких працюють шатуни двигуна внутрішнього згорання.

Шатуни – деталі, які виготовляються в величезній кількості. Тому навіть незначне удосконалення їхньої конструкції дає значний економічний ефект. Для виявлення конструктивного і технологічного поліпшення шатунів, підвищення міцності і довговічності вдаються, де це можливо, до експериментального випробування на втому натурних шатунів при циклі навантаження, близькому до реального. В таблиці 1 наведено результати випробування шатунів на втому при асиметричному розтягуванні-стиску з коефіцієнтом асиметрії циклу $R = -2,1$, тобто в умовах, близьких до умов експлуатації їх у двигуні [2].

Шатуни як деталі складної конфігурації мають, як правило, декілька небезпечних перерізів. Виявити наперед, в якому із перерізів настане зруйнування, майже неможливо. До того ж в деталях складної конфігурації для окремих перерізів обчислити напруги за діючим навантаженням з прийнятною точністю буває не просто. Все це спонукає до проведення випробування на втому натурних деталей таких, як шатуни, в навантаженнях (силах або моментах), уникаючи попередніх перерахунків навантаження у напруги. Випробування деталей в навантаженнях є і найбільш надійними, достовірними з точки зору конструкційної міцності, хоча стосуються лише випробуваної конструкції.

Таблиця 1. Результати випробування 12 шатунів на втому при асиметричному навантаженні

№ № шатунів	F_a , Н	F_{max} , Н	N , цикл	\bar{N} , цикл
1-4	69750	45000	346000 431900 782500 848700	602300
5-8	62000	40000	730000 872300 939400 2000000	1135200
9-12	46500	30000	1760000 7100000 8363500 $10^7 \rightarrow$	5741167

Відносно шатунів, результати випробування яких наведено в таблиці 1, можна зазначити, що руйнування їх спостерігалось в різних перерізах. Шатуни руйнувались по стеблю поблизу верхньої головки (шатуни 1, 2, 3, 6, 7), по верхній головці (шатун 11), по стеблю в середній частині (шатун 9), по стеблю поблизу нижньої головки (шатун 4), по отвору нижньої головки (шатуни 5, 8, 10), а шатун 12 пройшов базу випробування $N_6 = 10^7$ циклів і не зруйнувався. На трьох рівнях навантаження випробувано по 4 шатуни на кожному. В таблиці 1 подано середню довговічність \bar{N} на цих рівнях, але треба мати на увазі, що усереднені довговічності \bar{N} досить умовні, бо шатуни руйнувались по різних перерізах. Якби зруйнування в різних перерізах було цілком рівноймовірним, середні довговічності були б показовішими характеристиками. Проте за спостереженням розсіюванням довговічностей можна припустити, що імовірності зруйнування шатунів у різних перерізах не дуже різняться, чим можна засвідчити, що конструкція досліджених шатунів близька до оптимальної.

З таблиці 1 видно, що зруйнування шатунів при наближенні до граничного навантаження $F_{a,гр}$ або $F_{max,гр}$, що не може викликати зруйнування, трапляється при довговічностях, які значно перевищують абсцису точки злomu традиційних кривих втоми [5]. Тому при застосуванні прискорених методів оцінки опору втоми, заснованих на зв'язках між параметрами шуканих кривих втоми, треба виходити з тих моделей кривих втоми, які охоплюють всю область багаточиклового

навантаження, зберігаючи в ній аналітичну залежність довговічності від рівня навантаження.

З цієї умовою добре узгоджується модель кривої багатоциклової втоми за трипараметричною функцією Вейбулла, яку при поданні кривої втоми в напругах можна записати у вигляді

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_w} \cdot N = 10^{C_w}, \quad (1)$$

де σ і N - поточні напруга і число циклів до зруйнування при ній; σ_R - границя витривалості; σ_R , m_w , C_w - параметри. Якщо крива втоми подається в навантаженнях, то функцію (1) треба переписати у вигляді

$$(F - F_{гр})^{m_w} \cdot N = 10^{C_{wn}}, \quad (2)$$

де F і N - поточні навантаження і число циклів до зруйнування при ньому; $F_{гр}$ - граничне навантаження; $F_{гр}$, m_w , C_{wn} - параметри, причому F , $F_{гр}$ - відповідають напругам σ і σ_R у виразі (1), а параметри m_w у виразах (1) і (2) співпадають. Параметр C_w залежить від того, яким є навантаження - сила чи момент - і в яких одиницях воно подається. Виходячи з параметру C_w , який здебільшого відповідає напругам у МПа, легко підрахувати параметр C_{wn} для конкретних умов навантаження [3]. Оскільки надалі мається на думці навантаження шатунів силами, що їх розтягують і стискають, вираженими ньютонами, то параметр C_{wn} треба сприймати як такий, що відповідає розтягуванню (стиску) бруса саме силами, вираженими ньютонами. Тоді з метою спрощення записів додатковий індекс "н" при ньому можна відкинути і позначати просто, як у виразі (1) - C_w .

Зв'язки між параметрами функції (1) досліджувалися раніше [6] і було виявлено, що їх можна представити як

$$m_w = m_w(\sigma_R) = a_w \sigma_R + b_w, \quad (3)$$

$$C_w = C_w(\sigma_R) = \alpha_w \sigma_R + \beta_w, \quad (4)$$

де a_w , b_w , α_w , β_w - коефіцієнти. Для сталених деталей при напругах, виражених в МПа, $a_w = 0,002$, $b_w = 0,800$, $\alpha_w = 0,005$, $\beta_w = 6,600-6,800$. При фіксованій границі витривалості σ_R параметри m_w і C_w пов'язані між собою теж лінійними залежностями

$$m_w = m_w(C_w) = e_w C_w + d_w, \quad (5)$$

$$C_w = C_w(m_w) = g_w m_w + h_w, \quad (6)$$

де e_w, d_w, g_w, h_w – коефіцієнти. Для сталевих деталей при $\beta_w = 6,600$ $e_w = 0,400, d_w = -1,840, g_w = 2,500, h_w = 4,600$; при $\beta_w = 6,800$ $e_w = 0,400, d_w = -1,920, g_w = 2,500, h_w = 4,800$.

Використовуючи наявні зв'язки між параметрами функції (1), приймаючи пропорційність напруг навантаженню, наближено визначаючи параметр σ_R із виразів (3), (4) і застосовуючи вирази (5), (6), з функції (1) знаходимо відношення

$$x = \sigma / \sigma_R = F / F_{2p} =$$

$$= 1 + 10^{\{C_w - (e_w C_w + d_w) \lg[(C_w - \beta_w) / \alpha_w] - \lg N\} / (e_w C_w + d_w)} \quad (7)$$

або

$$x = 1 + 10^{\{g_w m_w + h_w - m_w \lg[(m_w - b_w) / a_w] - \lg N\} / m_w} \quad (8)$$

За цим відношенням неважко знайти граничне навантаження $F_{гр} = F/x$ чи то в амплітудах $F_{a,гр}$, чи то в максимальних навантаженнях $F_{max,гр}$ циклу. Тим самим за результатом одного досліду, проведеного в навантаженні, що викликало зруйнування деталі через N циклів, знаходимо граничне навантаження, еквівалентне границі витривалості, тобто індивідуальне граничне навантаження.

Як видно із виразу (7), відношення x можна знайти, лише задавшись параметром C_w . У першому наближенні параметр C_w доцільно приймати як логарифм бази N_6 , при якій проводилися випробування. Оскільки для деталей із чорних металів здебільшого беруть $N_6 = 10^7$ циклів, то перше значення параметра можна прийняти $C_w = 7,0$. Знайшовши за виразом (7) відношення x , а значить, і граничне навантаження $F_{гр} = F/x$, обчислюємо границю витривалості σ_R по цьому навантаженню виходячи з того перерізу, в якому сталося зруйнування деталі. Далі за зв'язком (4) знаходимо наступне значення параметра C_w і підставляємо його в вираз (7). Повторюючи процедуру, доходимо остаточних значень величин $x, F_{гр}, C_w$. Використовуємо для розрахунків ПЕОМ. Параметр m_w визначаємо за виразом (3), а параметр C_w для кривої втоми у навантаженнях (який спочатку записували C_{wn}) – за виразом

$$C_w = m_w \lg(F - F_{2p}) + \lg N \quad (9)$$

Для визначення відношення x з виразу (8) треба задаватися параметром m_w . Вочевидь, першим слід прийняти $m_w = 1$. По знайдених x і $F_{гр}$ обчислюємо границю витривалості σ_R , як і в попередньому випадку, а за зв'язком (3) – наступне значення параметра m_w і використовуємо його в виразі (8). Процедuru повторюємо до остаточних значень $x, F_{гр}, m_w$. За формулою (9) визначаємо параметр m_w кривої

втомі у навантаженнях (цей параметр для кривої втомі у напругах визначаємо за зв'язком (6), якщо не використовувати границі витривалості σ_R , а при використанні границі витривалості його знаходимо за зв'язком (4), що зрозуміло).

При від'ємних асиметричних циклах з коефіцієнтом $R < -1$ амплітуда навантаження F_a , як у даному випадку, перевищує максимальне навантаження F_{\max} . Між F_a і F_{\max} існують співвідношення

$$F_a = 0,5F_{\max}(1 - R) \quad \text{і} \quad F_{\max} = 2F_a / (1 - R) . \quad (10)$$

Згідно з виразами (10) так само співвідносяться і граничні навантаження $F_{a,гр}$ і $F_{\max,гр}$ і граничні напруги $\sigma_{a,гр}$ і $\sigma_{\max,гр}$. У зв'язку з цим виникає питання, якими з граничних характеристик користуватися у виразах (3)-(6). Якщо за границю витривалості прийняти граничну амплітуду, то параметри m_w і C_w за виразами (3) і (4) будуть більші, а якщо прийняти за границю витривалості максимальну напругу, то вони будуть менші. Тому важливо було виявити, як змінюватимуться оцінки граничних характеристик і довговічностей за індивідуальними кривими втомі, побудованими виходячи з граничних амплітуд і граничних максимальних навантажень асиметричного циклу.

У табл. 2 наведено параметри функції (2) 11 індивідуальних кривих втомі згідно з результатами випробування шатунів, що зруйнувалися (див. таблицю 1), і обчислені за цими кривими довговічності на рівнях навантаження, прийнятих у дослідях, для вказаних вище двох випадків. Розрахунки проведено у відповідності з описаною методикою при використанні у виразі (4) коефіцієнта $\beta_w = 6,8$ [6].

З аналізу даних з табл. 2 випливає, що і амплітуди і максимальні навантаження циклу як індивідуальні характеристики задовільно виражають властивості шатунів, а оцінки довговічностей при навантаженнях вище граничних по кривих втомі в амплітудах і по кривих втомі в максимальних навантаженнях прийнятно узгоджуються для вивчених умов. Та питання про те чим треба користуватися для розрахунку міцності і довговічності деталей при асиметричному навантаженні в загальному випадку – амплітудою чи максимальним навантаженням – даними табл. 2 не вирішується. Можна лише припустити, що для циклів з коефіцієнтами асиметрії $R \leq 0$, коли змінна частина циклу не менша постійної, за границю витривалості (граничне навантаження), що визначає опір втомі деталей, можна приймати максимальну напругу (максимальне навантаження) як суму амплітуди і середньої напруги (середнього навантаження) циклу або лише амплітуду. Коли ж асиметричні цикли наближаються до постійних, а коефіцієнт R – до одиниці, міцність деталі визначатиметься вказаною сумою, а опір втомі – лише амплітудою. Цими міркуваннями не слід нехтувати при аналітичних розрахунках конструкційної міцності деталей при асиметричному навантаженні.

Таблиця 2. Розрахункові доведовічності N , цикл, за індивідуальними кривими втомми згідно з функцією Вейбулла

Параметри індивідуальних кривих втомми в амплітудах циклу											
Рівень навантаження	першої	другої	третьої	четвертої	п'ятої	шостої	сьомої	восьмої	дев'ятої	десятої	одинадц.
F_a, N	$m_w=1,289$ $C_w=11,022$ $F_{a,гр} = 51847$ Н	$m_w=1,312$ $C_w=11,133$ $F_{a,гр} = 54277$ Н	$m_w=1,359$ $C_w=11,359$ $F_{a,гр} = 59240$ Н	$m_w=1,323$ $C_w=11,228$ $F_{a,гр} = 59638$ Н	$m_w=1,291$ $C_w=11,029$ $F_{a,гр} = 51955$ Н	$m_w=1,301$ $C_w=11,079$ $F_{a,гр} = 53098$ Н	$m_w=1,305$ $C_w=11,099$ $F_{a,гр} = 53535$ Н	$m_w=1,338$ $C_w=11,257$ $F_{a,гр} = 56943$ Н	$m_w=1,185$ $C_w=10,537$ $F_{a,гр} = 42310$ Н	$m_w=1,226$ $C_w=10,716$ $F_{a,гр} = 45079$ Н	$m_w=1,096$ $C_w=10,367$ $F_{a,гр} = 45377$ Н
69750	346000	431900	782500	848700	348929	386182	402142	576800	189895	214501	286190
62000	718889	1075014	4816350	5815646	730000	872300	939400	2000000	281376	340560	435420
46500	-	-	-	-	-	-	-	-	1760000	7100000	8363500
Параметри індивідуальних кривих втомми в максимальних навантаженнях циклу											
Рівень навантаження	першої	другої	третьої	четвертої	п'ятої	шостої	сьомої	восьмої	дев'ятої	десятої	одинадц.
F_{max}, N	$m_w=1,092$ $C_w=10,068$ $F_{max,гр} = 30902$ Н	$m_w=1,112$ $C_w=10,169$ $F_{max,гр} = 33108$ Н	$m_w=1,153$ $C_w=10,366$ $F_{max,гр} = 37447$ Н	$m_w=1,131$ $C_w=10,296$ $F_{max,гр} = 37755$ Н	$m_w=1,108$ $C_w=10,149$ $F_{max,гр} = 32648$ Н	$m_w=1,117$ $C_w=10,192$ $F_{max,гр} = 33614$ Н	$m_w=1,121$ $C_w=10,209$ $F_{max,гр} = 33980$ Н	$m_w=1,147$ $C_w=10,334$ $F_{max,гр} = 36712$ Н	$m_w=1,046$ $C_w=9,868$ $F_{max,гр} = 27109$ Н	$m_w=1,076$ $C_w=9,991$ $F_{max,гр} = 29171$ Н	$m_w=0,991$ $C_w=9,743$ $F_{max,гр} = 29300$ Н
45000	346000	431900	782500	548700	412434	458178	416118	691095	262872	296748	384471
40000	555688	795719	2739498	3204601	730000	872300	839400	2000000	370374	446460	562187
30000	-	-	-	-	-	-	-	-	760130	7100000	8363500

Повертаючись до табл. 2, можна засвідчити в основному задовільне узгодження розрахункових довговічностей з дослідними як по кривих втоми в амплітудах, так і по кривих в максимальних навантаженнях. Так, для перших двох індивідуальних кривих втоми, за якими обчислювалися довговічності при амплітуді $F_a = 62000$ Н, характерно досить хороше співпадання розрахункових довговічностей з дослідними, для третьої і четвертої кривих – перебільшення перших над другими. Довговічності на рівні $F_a = 69750$ Н по кривих втоми від п'ятої до восьмої досить задовільно узгоджуються з дослідними. Інші криві (від дев'ятої до одинадцятої) дають дещо занижені довговічності на рівнях навантаження $F_a = 69750$ Н і $F_a = 62000$ Н. Це легко пояснити неоднаковою міцністю шатунів. Шатун, який при амплітуді $F_a = 46500$ Н мав довговічність меншу за ту, яку мав другий шатун при амплітуді $F_a = 62000$ Н, на рівні $F_a = 69750$ Н показав, природно, меншу довговічність порівняно з іншими. Навіть шатуни, що при амплітуді $F_a = 46500$ Н зруйнувалися після $5 \cdot 10^6$ циклів, не були міцнішими за ті, що при амплітуді $F_a = 69750$ Н мали довговічність $8 \cdot 10^5$ циклів, а при амплітуді $F_a = 62000$ Н - $2 \cdot 10^6$ циклів. Отже, індивідуальні криві втоми дають наглядний розподіл довговічностей на всіх рівнях, поза використаного в досліді. Довговічності за індивідуальними кривими втоми в максимальних навантаженнях циклу в одних випадках дещо краще, а в інших дещо гірше узгоджуються з дослідними, аніж довговічності за кривими втоми в амплітудах. Взагалі ж, як вже наголошувалось, вони відносно мало відрізняються.

Викладене свідчить про придатність описаної методики для практичного побудування кривих втоми деталей за результатом одного досліді. Але, коли йдеться про індивідуальні криві втоми в навантаженнях з використанням функції (2) і виразів (7), (8), то не можна не звернути уваги на тривалість і громіздкість пошуку шуканих характеристик. Задача дуже спрощується, якщо відмовитися від функції (2), замінивши її простішою – уніфікованою функцією Вейбулла з фіксованим параметром $m_w = 1$ і зв'язком $C'_w(\lg \sigma_R)$ [7,8]. По аналогії з виразом [1] можна записати

$$(\sigma - \sigma_R) \cdot N = 10^{C'_w} \quad (11)$$

Параметр C'_w пов'язаний з границею витривалості σ_R регресією [7]

$$C'_w = C'_w(\lg \sigma_R) = \alpha'_w \lg \sigma_R + \beta'_w, \quad (12)$$

де α'_w і β'_w - коефіцієнти, аналогічні коефіцієнтам α_w і β_w у зв'язку (4). Для сталених деталей ці коефіцієнти досить стабільні і становлять при σ_R

в МПа $\alpha'_w \approx 1,0$, $\beta'_w \approx 5,1$. Останній відповідає межі між багатоцикловою і малоцикловою областями (приблизно 125000 циклів).

Переписавши функцію (11) з урахуванням виразу (12) з його коефіцієнтами, одержуємо

$$\sigma - \sigma_R = \sigma_R \cdot 10^{5,1} / N, \quad (13)$$

а з виразу (13) – просту алгебраїчну формулу для визначення границі витривалості

$$\sigma_R = \sigma / (1 + 10^{5,1} / N) . \quad (14)$$

Хоча формула (14) одержана на базі зв'язку між параметрами кривої втоми в напругах, вона постає цілком придатною і для визначення граничного навантаження. Достатньо замість руйнівної напруги σ і границі витривалості σ_R використати в ній руйнівне навантаження F і граничне навантаження $F_{гp}$, як питання про те, в яких координатах подається крива втоми, відпалає. Це дуже спрощує визначення граничного навантаження у порівнянні з визначенням його за виразами (7) чи (8). Знайшовши за формулою (14) граничне навантаження $F_{гp}$ як параметр функції (11), параметр C'_w цієї функції знаходимо по дослідних F і N за виразом (9) при $m_w = 1$. При відомих F і $F_{гp}$ довговічність N з огляду на функцію (11) і вирази (13) і (14) легко знайти за простою формулою

$$N = \frac{10^{5,1}}{\frac{F}{F_{гp}} - 1} \quad (15)$$

Простота вирішення проблеми, звичайно, приваблює, але треба ще перевірити, чи не вносить заміна функції (1) функцією (11) значного зростання похибок розрахунків. У таблиці 3 подано розрахунки за формулами (14) і (15) відповідно до тих, які наведено в табл. 2. Порівняння розрахункових граничних навантажень за табл. 2 і 3 засвідчує, що вони досить близькі. Різниця між ними не досягає 5 %. Отже, формулою (14) можна користуватися без ризику внести суттєві похибки в розрахунки навіть тоді, коли дослідна довговічність була менша за $0,5 \cdot 10^6$ циклів, хоча малі довговічності використовувати небажано [8]. Того ж висновку можна дійти, порівнюючи розрахункові довговічності за виразами (2) і (15). Це відкриває очевидні перспективи застосування функції (11) у практичних прикладеннях і для визначення граничного навантаження, і для визначення довговічності в усій багатоциклової області.

Таблиця 3. Розрахункові дозовичності N , цикл, за індивідуальними кривими втоми згідно з уніфікованою функцією Вейбулла

Граничні амплітуди $F_{a,гр}$, H , індивідуальних кривих втоми в амплітудах циклу											
Рівень навантаження F_a, H	першої	другої	третьої	четвертої	п'ятої	шостої	сьомої	восьмої	дев'ятої	десятої	одинадц.
69750	51238	54095	60145	60795	52937	54229	54717	58353	43417	45696	45817
62000	345982	431900	782718	848608	393577	436742	454976	640008	206097	237466	239299
46500	595125	855403	939426	6306761	730140	872296	939143	2000000	292049	50346	353897
	-	-	-	-	-	-	-	-	1760315	7106310	8383635
Граничні максимальні навантаження $F_{max,гр}$, H , індивідуальних кривих втоми в максимальних навантажених циклу											
Рівень навантаження F_{max}, H	першої	другої	третьої	четвертої	п'ятої	шостої	сьомої	восьмої	дев'ятої	десятої	одинадц.
45000	33057	34900	38802	39223	34153	34986	35301	37647	28011	29481	29560
40000	345982	431900	782718	848608	393577	436712	454939	640008	206097	37457	239312
30000	595153	855403	782424	6309944	730140	872235	939073	2000000	292049	50326	353927
	-	-	-	-	-	-	-	-	1760315	7102273	8397716

Таким чином, розроблені підходи до визначення індивідуальних характеристик опору втомі деталей можна вживати не лише при симетричному циклі напруги і навантаження, але й при асиметричних циклах їх з різними коефіцієнтами циклу як при згині і крутінні, так і при розтягуванні-стиску.

ЛІТЕРАТУРА

1. Олейник Н.В. Несущая способность элементов конструкций при циклическом нагружении. – К.: Наук. думка, 1986. – 240 с.
2. Определение предельных нагрузок и долговечностей деталей машин ускоренным методом / Н.В.Олейник, В.С.Красиков, В.Е.Палкин, С.П.Скляр. Одес. ин-т инж. мор. флота. – Одесса, 1987. – 21 с.: ил. – Библиогр.: 8 назв. – Рус. – Деп. в В/О «Мортехинформреклама» 06.07.87, № 782-мф.
3. Олейник Н.В. Высокопроизводительные испытания на усталость и оценка индивидуальных характеристик сопротивления усталости. – Одесса: АстроПринт, 1999. – 184 с.
4. Олейник Н.В., Скляр С.П. Ускоренные испытания на усталость. – К.: Наук. думка, 1985. – 304 с.
5. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
6. Олейник Н.В., Магденко А.Н., Скляр С.П. Сопротивление усталости материалов и деталей машин в коррозионных средах. – К.: Наук. думка, 1987. – 200 с.
7. Кравцов Т.Г., Стальниченко О.И., Олейник Н.В. Восстановление деталей наплавкой и оценка их прочности. – К.: Вища школа, 1994. – 252 с.
8. Олійник М.В., Севрюков В.В., Стальніченко О.І. Конструкційна міцність і відновлення деталей. – Одеса: Аудиторія, 2000. – 192 с.

УДК 620.178.3

НАЗНАЧЕНИЕ ТРЕБУЕМОГО УРОВНЯ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛИ ПО РЕЖИМУ НАГРУЖЕНИЯ

А.Н. Шумило

Традиционные методики расчета деталей на долговечность не позволяют однозначно утверждать, что выбранный при этом материал используется оптимально, т.е. ресурс прочности, сосредоточенный в нем, исчерпывается полностью по истечении задаваемого срока службы. Здесь выбор материала предшествует проверке и оценке долговечности, если условие обеспечения долговечности не выполняется, то подбирают другой материал. Так, выполняя последовательные приближения, более-менее удастся приблизиться к этому уровню. Но при этом нельзя утверждать, что выбранный таким образом материал действительно будет использоваться оптимально [1. С. 6-9].

Поставленная задача может быть решена более строго, если подойти к ее рассмотрению с другой стороны: от требуемой долговечности к прочности, что с методологической точки зрения является более обоснованным.

Для регулярного режима нагружения на базе выбранной кривой усталости решение такой задачи не представляет трудностей. Другое дело — режимы нагружения с нерегулярными амплитудами, эта задача осложняется, прежде всего тем, что, помимо искомого предела выносливости, остается неизвестным участие каждой конкретной амплитуды спектра в усталостном повреждении материала.

Критерием оценки напряжений спектра с этих позиций является так называемая нижняя граница повреждающих напряжений [4. С.150-159] — напряжение, разделяющее спектр нагружения на повреждающую и не повреждающую части. Ее значение находится в достаточно широком диапазоне от 0,4 до 0,8 предела выносливости деталей и зависит от характера распределения напряжений в спектре [9. С.15-19; 10. С.35-46] и является почти всегда неизвестным. Из изложенного следует, что преобразовать реальный режим нагружения к эквивалентному ему регулярному с напряжением σ_E без ущерба точности определения последнего не представляется возможным, а значит и оптимально выбрать материал.

Выходом из сложившейся ситуации является преобразование реального режима нагружения к эквивалентному ему двухступенчатому [9. С.15-19; 10. С.35-46]. Для этого положим, что реальный режим нагружения сведен к многоступенчатому блочному с напряжениями, расположенными в нисходящий вариационный ряд, в котором σ_1 — наибольшая амплитуда спектра, σ_k — наименьшая и

$n_1, n_2, \dots, n_i, \dots, n_k$ — продолжительности действия амплитуд на каждой ступени нагружения

$$\sum_{i=1}^k n_i = N_{\Sigma},$$

где N_{Σ} — суммарная долговечность работы детали, которую необходимо обеспечить при заданном режиме нагружения. Нарботки $n_1, n_2, \dots, n_i, \dots, n_k$ удобнее представить как относительные величины

$$\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_i, \dots, \beta_k,$$

где $\beta_i = n_i / N_{\Sigma}$ и $\sum_{i=1}^k \beta_i = 1$.

Что касается эквивалентного двухступенчатого режима, то его первое напряжение — амплитуда σ_1 совпадает с амплитудой реального режима как по величине σ_1 , так и по длительности β_1 , а вторая — σ_2 выступает эквивалентом всех амплитуд от второй до последней вне зависимости от того, какие из них оказывают усталостное повреждение, а какие нет, и обязательно является повреждающей [9. С.15-19]. При этом ее длительность составляет

$$\beta_2 = 1 - \beta_1 = \sum_{i=2}^n \beta_i.$$

Долговечности деталей современных машин, рассчитываемых на значительные сроки службы, могут достигать миллионы, десятки, а то и сотни миллионов циклов. Это обстоятельство обусловило использование в качестве модели кривой усталости кривую, подчиненную уравнению Вейбулла [5. С.15-16; 6. С. 99-109; 7. С.12-14;], которое хорошо согласуется с экспериментальными данными в области многоциклового нагружения за исключением небольшой ее части вблизи границы малоциклового усталости [9. С.35-43]

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_w} N = 10^{C_w} = const, \quad (1)$$

где σ, N — текущие напряжение и соответствующая ему долговечность; $m_w = f_w(\sigma_R)$, $C_w = F_w(\sigma_R)$ — параметры уравнения [6. С.12-14; 7. С. 19-20].

Неоднократно было подтверждено [3. С. 188-190], что уравнению (1) мало уступает унифицированное уравнение Вейбулла с параметром $m_w=1$

$$(\sigma - \sigma_R)N = 10^{C'_w} = const, \quad (2)$$

где C'_w — параметр унифицированного уравнения, $C'_w = 5,1 + \lg \sigma_R$ [4. С.190; 7. С. 46].

Для простейшего нерегулярного эквивалентного нагружения линейная гипотеза суммирования повреждений на момент разрушения будет иметь вид

$$D_1 + D_2 = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1, \quad (3)$$

где D_1, D_2 — повреждение от напряжений σ_1 и σ_2 ;

n_1, n_2 — наработки на соответствующих уровнях;

N_1, N_2 — долговечности до разрушения, вычисленные по индивидуальной кривой усталости на тех же уровнях. Согласно выражению (2) и значению параметра C'_W они могут быть представлены как

$$N_1 = \frac{10^{5,1}}{\sigma_1/\sigma_R - 1}, \quad (4)$$

$$N_2 = \frac{10^{5,1}}{\sigma_2/\sigma_R - 1}, \quad (5)$$

где σ_R — предел выносливости индивидуальной кривой усталости, который при заданных характеристиках режима нагружения обеспечивает требуемую долговечность N_Σ .

Суммарная долговечность до разрушения N_Σ согласно линейной гипотезе суммирования повреждений (3)

$$N_\Sigma = \frac{1}{\beta_1/N_1 + \beta_2/N_2},$$

а также с учетом выражений (4) и (5)

$$N_\Sigma = \frac{10^{5,1}}{\beta_1(d-1) + \beta_2(f-1)}, \quad (6)$$

где d и f — отношения, равные σ_1/σ_R и σ_2/σ_R соответственно.

Что касается отношения d , то оно может принимать значения в довольно большом диапазоне, приблизительно от 1,05 до 3,0 в зависимости от повреждения D_1 амплитуды σ_1 , отношение f изменяется в гораздо меньшем интервале, в дальнейшем это будет показано более подробно.

К определению отношения f можно подойти с другой стороны: воспользовавшись выражением (5), получим

$$f = 1 + \frac{10^{5,1}}{N_2} \quad (7)$$

Касаемо долговечности N_2 , можно на основании линейной гипотезы суммирования повреждений утверждать, что $N_2 > N_\Sigma$, это неравенство будет справедливым для любого эквивалентного двухступенчатого режима нагружения.

В продолжение сказанного введем новое отношение f' , равное

$$f' = 1 + \frac{10^{5,1}}{N_\Sigma}, \quad (8)$$

которое в отличие от отношения f является вполне определенным, поскольку долговечность N_Σ задана. Так, на основании изложенных положений записать неравенство $f < f'$, т.е. отношение f при любых условиях будет меньше отношение f' , а само отношение f' , наряду с $f=1$, является граничным для f . Под граничным будем понимать такие значения, которые могут быть достигнуты без вырождения двухступенчатого режима в регулярный с напряжениями σ_1 или σ_2 . Следовательно, теоретически область возможных значений отношения f может быть выражена как $1 < f < f'$.

В связи с этим можно утверждать, что для реальных многоступенчатых режимов нагружения, которые приводятся к эквивалентным двухступенчатым, отношение f будет составлять определенную часть от f' , которую обозначим u , равную $u = f/f'$. В то же время можно вычислить наименьшее граничное значение этого коэффициента при условных $\beta_2=0$ и $f=1$

$$u_{min} = \frac{1}{f'}$$

Из чего следует, что фактические значения коэффициента u будут находиться в интервале $u_{min} < u < 1$, или

$$u = 1 - \Delta u, \quad (9)$$

где Δu — поправка коэффициента u , значение которой может измениться в соответствии с условием $0 < \Delta u < \Delta u_{min}$;

Δu_{min} — поправка, определяемая значением u_{min} ,

$$\Delta u_{min} = 1 - u_{min}.$$

Аналогичным образом устанавливается связь между поправками Δu и Δu_{min} посредством коэффициента V , т.е. $\Delta u = v \Delta u_{min}$.

Очевидно, что использование именно этого коэффициента позволяет учесть характер влияния относительных длительностей действия напряжений σ_1 и σ_2 эквивалентного двухступенчатого спектра нагружения, вплоть до их вырождения до $\beta_1=1$ или $\beta_2=1$, поскольку коэффициент u_{min} и его поправка будут определяться только долговечностью N_Σ . Уравнение (9) в этом случае может быть представлено как

$$u = 1 - V \cdot \Delta u_{min} \quad (10)$$

Предположим, что длительность β_1 амплитуды σ_1 имеющегося эквивалентного двухступенчатого режима увеличилась: повреждение D_1 этой амплитуды стало больше, а повреждение D_2 от амплитуды σ_2 — меньше. Это обстоятельство приводит к уменьшению отношения $f = \sigma_2 / \sigma_R$, т.е. повышению прочности детали, а значит, согласно вышеизложенному — увеличению коэффициента V .

В подтверждение рассмотренных положений и с целью определения зависимостей, определяющих коэффициент V , была проведена обработка ряда экспериментов натуральных деталей и образцов с двухступенчатыми режимами нагружения и различными деформациями, в результате которой получена графическая зависимость $V = f(\lg \beta_1)$ [12. С.146-153; 13 С.102-111], аппроксимируя которую получим следующие зависимости:

$$V = 0,0142 \lg \beta_1 + 0,7, \quad (11)$$

$$V = 0,9e^{1,03 \lg \beta_1} \quad (12)$$

Таким образом, в уравнении (6) остается неопределенной одна величина — отношение d , а вместе с ним и предел выносливости σ_R . Преобразуем выражение (6) с учетом выражения (4) к виду

$$N_\Sigma \left(\beta_1 + \frac{f-1}{d-1} \beta_2 \right) = N_1 \quad (13)$$

или

$$N_{\Sigma_{ДВ}} = \frac{N_1}{\left(\beta_1 + \frac{f-1}{d-1} \beta_2 \right)}, \quad (14)$$

где $N_{\Sigma_{ДВ}}$ — суммарная долговечность до разрушения эквивалентного двухступенчатого режима.

Для определения потребного предела выносливости воспользуемся методом последовательных приближений, где в качестве итерационного критерия выступает отношение требуемой проектной долговечности к расчетной долговечности эквивалентного режима. С этой целью следует предварительно задаться отношением d , можно рекомендовать его начальное значение $d_{нач} = 2,5$. По выражению (4) определяется соответствующее ему значение долговечности до разрушения N_1 . Суммарная долговечность при этом может быть вычислена по уравнению (14), а вычисление отношения f производится по выражениям (11), (12), (13), (9), (7). Затем полученная долговечность сравнивается с долговечностью реального режима, т.е. вычисляется отношение

$$k = \frac{N_{\Sigma}}{N'_{\Sigma_{ДВ}}} \quad (15)$$

Согласно линейной гипотезе суммирования повреждений для обеспечения данной $N_{\Sigma_{ДВ}}$ требуется изменить долговечность N_1 в k раз

$$N'_1 = k \cdot N_{1_{НАЧ}}, \quad (16)$$

а значит, изменить предел выносливости, выражение для которого можно получить, преобразуя равенство (4),

$$\sigma'_R = \frac{\sigma_1}{1 + 10^{5,1}/N'_1}. \quad (17)$$

Если окажется, что отношение $k=1$, то можно утверждать, что $\sigma_R = \sigma_{R_{НАЧ}}$ — это искомый предел выносливости, который обеспечивает детали необходимый срок службы, а также связанную с этим эквивалентность реального и эквивалентного двухступенчатого режимов. В противном случае, а он является наиболее вероятным, процедуру вычислений повторяют. По формуле (4) вычисляют новые значения N''_1 , соответствующие пределу выносливости σ'_R , по формуле (14) — новые значения долговечности $N''_{\Sigma_{ДВ}}$, отношение k (15), долговечности N'''_1 и предела выносливости σ''_R (17). Вычисления будут повторяться до тех пор, пока отношение k с требуемой точностью не станет равным единице: долговечности обоих режимов выравниваются $N_{\Sigma} = N_{\Sigma_{ДВ}}$, а полученный при этом предел выносливости будет искомым и тем оптимальным уровнем прочности, который обеспечивает проектную долговечность N_{Σ} . Алгоритм расчета более наглядно предоставляется в виде блок-схемы рисунка.

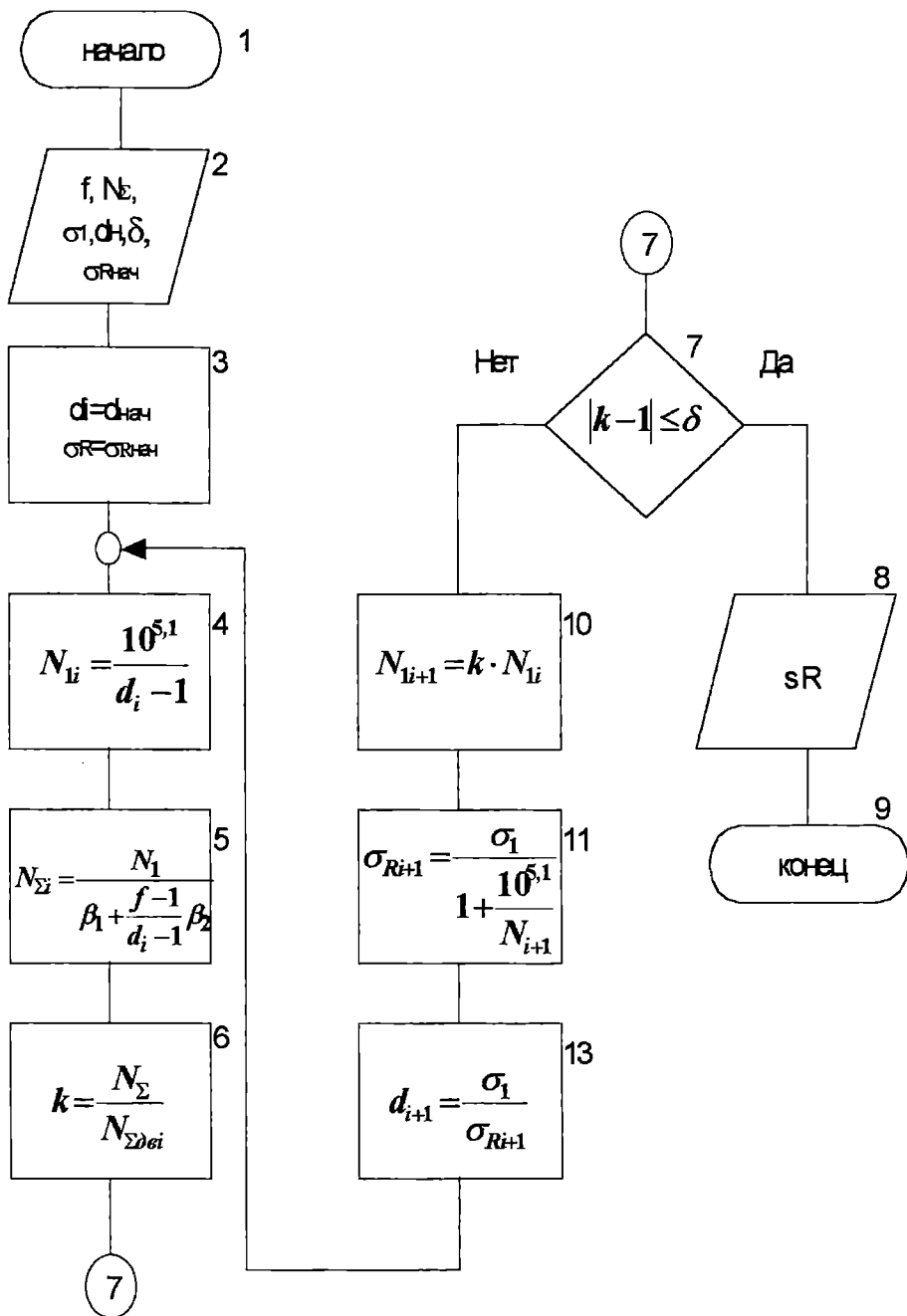


Рис. Алгоритм определения требуемого предела выносливости

Суммарную долговечность рационально задавать интервалом, который ограничен максимальной $N_{\Sigma max}$ и минимальной $N_{\Sigma min}$ долговечностями [11. С.45-48], минимальная назначается исходя из условий соблюдения гарантий безотказной эксплуатации изделия, а максимальная — исходя из соображений экономической целесообразности их функционирования.

Для деталей массива с граничными долговечностями $N_{\Sigma max}$ и $N_{\Sigma min}$ согласно изложенной методике определяются соответствующие уровни прочности σ_{Rmax} и σ_{Rmin} .

Установлено, что распределение пределов выносливости подчиняется нормальному закону [2. С.105-122; 8. С. 3-15]. Средневероятные значения пределов данного массива можно определить как $\bar{\sigma}_R = 0,5 (\sigma_{Rmin} + \sigma_{Rmax})$. Тогда предел выносливости любой установленной вероятности разрушения будет P

$$\sigma_{Rp} = \bar{\sigma}_R + u_P S_{\sigma_R} = \bar{\sigma}_R (1 + u_P v_{\sigma_R}), \quad (18)$$

где S_{σ_R} — среднеквадратичное отклонение предела выносливости;

v_{σ_R} — коэффициент вариации предела выносливости;

u_P — квантиль нормального распределения, отвечающая вероятности $\Phi(u_P) = P$;

Φ — значение функции Лапласа, вычисляемой по таблицам нормального распределения.

По выражению (8) определяем

$$S_{\sigma_R} = (\sigma_{Rmin} - \bar{\sigma}_R) / u_P, \quad (19)$$

$$v_{\sigma_R} = \left(\frac{\sigma_{Rmin}}{\bar{\sigma}_R} \right) / u_P, \quad (20)$$

которые необходимо учитывать при выборе материала для деталей. Может случиться ситуация, когда как средне квадратичное отклонение, так и коэффициент вариации по выражениям (19) и (20) окажутся слишком малыми, которые реально невозможно гарантировать при самом высоком качестве материала и жестком соблюдении технологии изготовления деталей. В таком случае приходится ослабить требования относительно уровня прочности предусматриваемой надежности.

Средне вероятные значения предела выносливости гладкого эталонного образца можно определить, используя уравнение подобия усталостного разрушения [7. С. 64-73; 3. С. 212-230]

$$\bar{\sigma}_{-1} = \bar{\sigma}_{-10} K_T / \theta^{-B_\sigma}, \quad (21)$$

где K_T — теоретический коэффициент концентрации напряжений;

θ — критерий подобия усталостного разрушения, $\theta = LG/L_0G_0$;

L и L_0 — периметры опасных сечений детали и образца;

G и G_0 — относительные градиенты первого главного напряжения в опасном сечении детали и образца;

B_σ — параметр уравнения (21), для конструкционных сталей можно принять $B_\sigma=0,06$ [3. С. 212-230].

По пределу выносливости эталонного образца по справочникам можно выбрать материал и соответствующую термическую обработку, которые будут удовлетворять установленным требованиям.

Выводы

1. При помощи эквивалентной замены реального многоступенчатого режима эквивалентным двухступенчатым режимом удастся обойти неопределенность, связанную с учетом повреждений от напряжений реального спектра, обусловленную величиной нижней границы повреждающих напряжений.

2. Используя метод последовательных приближений расчетной долговечности, вычисленной по унифицированной кривой усталости, к требуемой проектной путем адекватного изменения положения кривой усталости (предела выносливости), удастся достичь того оптимального значения уровня конструкционной прочности, который обеспечит работу детали с необходимой долговечностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Казак С.А. Вероятностный расчет усталостной долговечности при нормально распределенном случайном стационарном нагружении // Вестник машиностроения. — 1995. — №4. — С. 6-9.
2. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени. — М.: Машиностроение, 1977 — 232 с.
3. Кравцов Т.Г., Стальниченко О.И., Олейник Н.В., Восстановление деталей наплавкой и оценка их прочности. — К.: Вища школа, 1994. — 252 с.
4. Олейник Н.В. Выносливость деталей машин. — К.: Техніка, 1979. — 200 с.

5. Олейник Н.В., Кобаков А.Г. Оперативная оценка сопротивления усталости материалов и деталей. – Одесса: АстроПринт, 1998. – 144 с.
6. Олейник Н.В., Курочкин Л.Я. Сопротивление усталости стальных конструкций в морской среде. – Одесса: АстроПринт, 1999. – 168 с.
7. Олійник М.В., Омельченко Ю.М., Немчук О.О. Конструкційна міцність деталей за результатами випробувань і розрахунків. – Одеса: АстроПринт, 1999. – 152 с.
8. Сопротивление деталей деформированию и разрушению. Справочное пособие. Часть 2 /В.Т. Троценко, А.Я. Красновский, В.В. Покровский и др. – К.: Наук. Думка, 1994. – 702 с.
9. Шумило О.М. До вибору матеріалу деталей, що підлягають циклічному навантаженню // Вісник ОДМУ. Одеса: ОДМУ, 1998. Вип. 2— С. 15-19.
10. Шумило О.М. Обґрунтований вибір матеріалу для деталей, що підлягають циклічному навантаженню // Вісник ОДМУ Одеса: ОДМУ, 1998.- Вип. 4. – С.35-43.
11. Шумило А.Н. Вероятностная оценка срока службы деталей по уровню их прочности // Тема. –1999. – Вып. 2.– С. 45-48.
12. Шумило А.Н. Оценка прочности деталей по потребной долговечности с различными вариациями режима нагружения // Проблемы техники. – 2002. – Вып. 3. – С. 102-111.
13. Шумило А.Н. К вопросу о рациональном определении предела выносливости, деталей находящихся под действием нерегулярных циклических нагрузок // Проблемы техники. – 2002. – Вып.2. – С. 146-153.

УДК 620.193.629.12

ЭФФЕКТ МАСШТАБА ПРИ МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ В МОРСКОЙ ВОДЕ

А.В. Кобзарук

Известно, что инженерный расчет судокорпусной конструкции основан на результатах испытания лабораторных образцов. Чтобы учесть многообразие факторов, влияющих на долговечность конструкции, используются поправочные коэффициенты. Неправильный их выбор приводит либо к утяжелению и удорожанию конструкции, либо наоборот, к чрезмерному ослаблению отдельных ее узлов, что может привести в определенных условиях к аварийным разрушениям. До сих пор нет обоснованной методики учета разнообразных факторов, влияющих на коррозионно-механическую прочность судовой конструкции. К таким факторам относят, прежде всего, коррозионно-биологическое воздействие морской воды, влияние абсолютных размеров образцов, сварки, состояния поверхности деталей и узлов конструкции. В ряде последних публикаций, например [1], где приводится обзор результатов фундаментальных исследований различных судостроительных материалов в составе разнообразных узлов корпусных конструкций, не придано в должной мере значение коррозионному фактору – большинство опытов проведено на воздухе.

Существует несколько теорий, объясняющих влияние размеров образцов на долговечность при многоциклового усталости на воздухе, но эти теории не нашли решающего экспериментального подтверждения. При испытании в коррозионной среде наблюдается инверсия масштабного эффекта, т.е. с увеличением размера образца повышается его коррозионно-усталостная прочность. Г.В. Карпенко [2] выдвинул гипотезу, согласно которой физическое состояние поверхностных слоев оказывает решающее влияние на усталостную прочность при изгибе и кручении. Поэтому всякая причина, приводящая к упрочнению поверхностного слоя металла, способствует усилению масштабного эффекта, т.е. образцы малого диаметра должны быть прочнее, чем большого. Любая причина, уменьшающая прочность этих слоев, может вызвать снижение масштабного эффекта. В некоторых случаях это способствует повышению прочности более крупных образцов. Это и проявилось при опытах в коррозионной среде, значительно ослабившей поверхностные слои, особенно у образцов малого диаметра, что вызвало повышение их долговечности с увеличением абсолютных размеров.

В работах [3,4] получили развитие исследования масштабного эффекта при малоцикловой усталости. Были предприняты исследования [5-7] масштабного эффекта в широком диапазоне толщин образца (2,5-57 мм) при различном отношении ширины образца к его толщине $B/b=1-10$. Полученные результаты свидетельствуют, что с увеличением толщины образца с 24 мм до 57 мм долговечность их возрастает не только на воздухе, но и в коррозионной среде (3,5 %-ный водный раствор NaCl). Что касается опытов с образцами толщиной 2,5 мм, то в диапазоне $B/b=2,4-5$ долговечность малых образцов оказалась в 2-2,5 раз выше, чем у крупных [7]. Следует заметить, что рабочая поверхность крупных образцов была необработанная, а у малых – шлифованная. Таким образом результаты, полученные на малых образцах и на крупногабаритных, сопоставлять не совсем корректно.

Нами предпринята попытка исследования малоцикловой усталости образцов из судостроительной корпусной стали 10ХСНД ($\sigma_B=570\text{Па}$, $\sigma_{0,2}=420\text{Па}$) в природной морской воде Черноморского бассейна. Опыты вели на установке ИП-20 [5], при этом образцы (рис.1а) толщиной 20 мм вырезали газовым резаком из листового материала в состоянии его поставки вдоль направления проката. Наружную поверхность образцов не обрабатывали, фрезеровали только кромки рабочей части и радиусы перехода от рабочей части к захватам. У некоторых образцов для сравнительных испытаний наружную поверхность шлифовали, на рабочей необработанной поверхности у части образцов произвели наплавку непрерывным односторонним швом длиной 80 мм и 3-х рядную прерывистую наплавку такой же протяженности. Образцы (рис.1б) толщиной 2,5 мм вырезали из листов 20 мм, фрезеровали и шлифовали. Опыты с малыми образцами проводили на машине ИППУ [8].

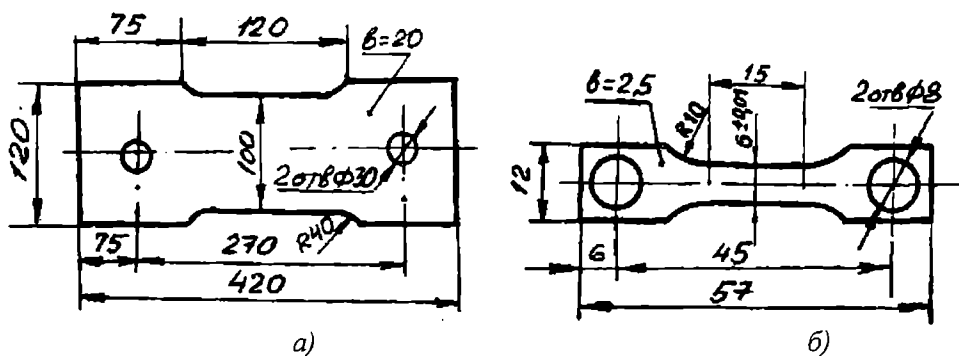


Рис.1. Образцы для испытаний на машине ИП-20 (а) и ИППУ (б)

Исследования проведены при отнулевом жестком чистом изгибе, такие испытания считаются приближенными к реальным условиям работы судовой обшивки, заключенной в жесткий контур судового набора. Проточная морская вода поступала в ячейку, где помещался образец, из расходного бака. Вода в расходном баке обновлялась каждые 12 часов, ее соленость колебалась в пределах 1,65-1,82 %. Контрольные опыты вели на воздухе.

Для выявления условий, при которых агрессивное воздействие морской воды на усталость проявится в значительной мере, опыты вели при относительных деформациях в диапазоне 0,33...0,65 % при частотах 167 мГц и 16,7 мГц. Как и следовало ожидать, снижение частоты нагружения приводит к уменьшению числа циклов до разрушения, в морской воде более заметному, чем на воздухе (рис.2). Влияние среды и частоты особенно заметно при снижении величины деформации; выявлен предельный уровень деформации, при котором частотный фактор не существенен. Исходя из этого, основная часть экспериментальных исследований проведена при частоте 16,7 мГц, результаты опытов (рис.3) позволяют заключить следующее.

Малоцикловая долговечность образцов (8-20 мм) с необработанной рабочей частью, под влиянием морской воды снизилась в 2-2,5 раза (кривая 1 по сравнению с кривой 2), сопротивление усталости их в морской воде почти на порядок ниже, чем у шлифованных (кривая 5), что связано с наличием дефектов на их поверхности. Трещины малоцикловой усталости зарождались преимущественно из дефектов прокатки (риски, забоины, внедрения окалины и т.п.). Как правило, появлялось одновременно множество трещин, которые, объединяясь, образовывали магистральную трещину, приводившую к разрушению образца. Долговечность образца с визуально видимой трещиной составляла 40-60 % общей долговечности.

Шлифованные образцы малой толщины ($\delta=2,5$ мм) в морской воде имели в 2,2...3,3 раз меньшую долговечность (кривая 3), чем шлифованные образцы натурной толщины (кривая 5). Следовательно, в отличие от обычной усталости, при малоцикловом нагружении изгибом в агрессивной среде с увеличением толщины образцов их долговечность повышается, что согласуется с известными [5,7] результатами, полученными в 3,5 %-ном водном растворе NaCl и на воздухе. Если же сравнивать долговечность образцов толщиной 2,5 мм (кривые 3, 4; рис. 3) с аналогичными данными, полученными на необработанном толстолистовом материале (кривые 1, 2), то можно получить завышение выносливости у малых образцов в морской воде в 2,3...4,3 раза, на воздухе – в 2,7-5,8 раз, т.е. примерно в такой же мере, как снижение их выносливости по сравнению с результатами, полученными на толстолистовых шлифованных образцах (кривая 5).

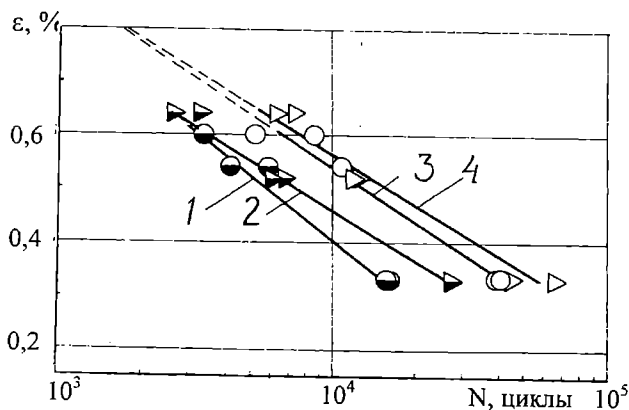


Рис.2. Кривые малоциклового долговечности образцов толщиной 20 мм в морской воде (1, 2) и на воздухе (3, 4), частота нагружения $\nu=167$ мГц (\circ, \bullet) и $\nu=16,7$ мГц ($\triangle, \blacktriangleright$)

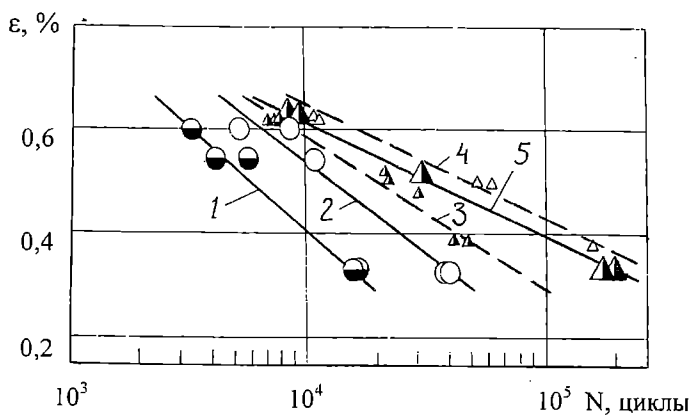


Рис.3. Кривые малоциклового долговечности образцов в зависимости от их толщины и чистоты поверхности: 1, 2 – необработанные ($\delta=20$ мм), 5 – шлифованные ($\delta=20$ мм), 3, 4 – шлифованные ($\delta=2,5$ мм); $\circ, \blacktriangle, \triangle$ – морская вода, $\circ, \triangle, \bullet$ – воздух

Действие морской воды на долговечность малых образцов более существенное, чем у необработанных крупногабаритных. Под ее влиянием число циклов до разрушения снизилось в 3,5-4 раза. Это можно объяснить более доступной для коррозионного воздействия свежей шлифованной поверхности по сравнению с необработанной, экранированной окалиной.

У значительной части крупногабаритных образцов с нешлифованной рабочей частью трещины возникали (рис.4) по краям рабочей части. Это связано, по-видимому, с проявлением краевого эффекта при перераспределении напряжений и накоплении пластической деформации. При подготовке эксперимента на машине ИП-20 была проделана проверка величины деформации образца по всей его рабочей части, с помощью наклеенных тензодатчиков. Результаты тензометрирования позволили заключить, что образец подвержен чистому изгибу.

У сварных образцов усталостные трещины зарождались и вели к разрушению образца, как правило, непосредственно у сварного шва в зоне термовлияния (рис.4). Долговечность образцов со сплошной наплавкой в морской воде оказалась в 25-30 раз ниже, чем у необработанных гладких образцов ($\epsilon=0,33\%$), что касается образцов с прерывистой наплавкой, то их долговечность в этих условиях снизилась в 18-20 раз.

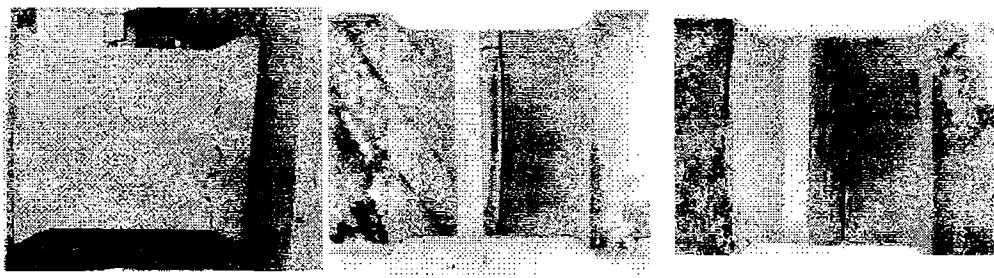


Рис. 4. Характер разрушения толстолистовых образцов

Анализируя известные в литературе данные, а также полученные нами результаты, можно прийти к следующим выводам. Вопрос применимости результатов лабораторных исследований малогабаритных шлифованных образцов для оценки коррозионно-механической прочности судокорпусных конструкций практически не изучен. В настоящее время сопротивление коррозионной усталости материала в составе конструкции оценивают по испытаниям малогабаритных шлифованных образцов, что приводит к завышенным результатам. В таких условиях не учитываются такие факторы как масштабный, концентрация напряжений, влияние сварки и состояние поверхности, параметры нагружения и среда.

Следовательно, такие испытания не позволяют дать практические рекомендации для инженерных расчетов судокорпусных конструкций. И пока не будут найдены закономерности по учету вышеперечисленных факторов и в первую очередь по изменению долговечности от геометрических размеров образцов и влияния параметров цикла и среды, необходимо проводить испытания на образцах натуральных толщин в морской воде. Наиболее достоверными в этом смысле являются испытания на морских полигонах натуральных секций и наиболее нагруженных сварных узлов судокорпусной конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Frike W., Petershagen H., Paetzold H. *Fatigue Strength of Ship Structures – Part 1: Basic Principles. //GL – Technology: Information from Germanischer Lloyd Group. – 1997. – №1. – P. 47.*
2. Карпенко Г.В. *Влияние среды на прочность и долговечность металлов. – Киев: Наукова думка, 1976. – 127 с.*
3. Кудрявцев П.И. *Об эффекте масштаба при малоцикловой усталости металлов // Заводская лаборатория, 1970. – №3. – С. 331-333.*
4. Ohachida, Nishioka, Nagao. – *Trans. Jap. Soc. Mech. Eng., 1972. – №38.*
5. Карпенко Г.В., Кацов К.Б., Кокотайло И.В. и др. *Малоцикловая усталость стали в рабочих средах. – Киев: Наукова думка, 1977. – 110 с.*
6. Руденко В.П. *Масштабный эффект при малоцикловой усталости стали в коррозионной среде. Сб. Свойства конструкционных материалов при воздействии рабочих сред. – Киев: Наукова думка, 1980. – С. 318-322.*
7. Карпенко Г.В. *Работоспособность конструкционных материалов в агрессивных средах. Избранные труды в 2-х томах. Том 2. – Киев: Наукова думка, 1985. – С. 3-47.*
8. Кобзарук А.В. *Установка для испытания на малоцикловую коррозионную усталость при низких и весьма низких частотах. – //Физико-химическая механика материалов. – 1974. – №2. – С. 98-100.*

УДК 536.7.1:621.564.2

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВУХ МЕТОДОВ СОСТАВЛЕНИЯ УРАВНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ РЕАЛЬНОГО ГАЗА

А. А. Вассерман, А. В. Богданов

Современные методы составления уравнений состояния реального газа обеспечивают определение статистически оптимального набора коэффициентов уравнения. Наиболее значимые коэффициенты выбираются при помощи критерия Стьюдента, а общий набор коэффициентов проверяется на основании критерия Фишера. Среди этих методов достаточно простым является метод, разработанный А.А. Вассерманом и А.Я. Крейзеровой [1]. Он позволяет составлять серии уравнений с убывающим числом коэффициентов путем исключения из каждого предыдущего уравнения наименее значимого коэффициента, для которого минимально отношение абсолютной величины к его погрешности. Значения оставшихся коэффициентов корректируются, поэтому точность последующих уравнений в серии достаточна для удовлетворительного описания соответствующих экспериментальных данных. В противоположность методу исключения коэффициентов, метод пошагового регрессионного анализа, предложенный Вагнером [11] и усовершенствованный де Реук и Армстронгом [8], предусматривает постепенное наращивание числа коэффициентов. Метод базируется на выборе статистически наиболее значимых коэффициентов уравнения из банка слагаемых. Этот метод гораздо сложнее первого и включает перебор всех возможных сочетаний коэффициентов на каждой стадии расчетов.

Оба метода широко применялись рядом авторов на протяжении последних 25 лет. Исследователи из бывшего СССР использовали метод исключения коэффициентов для подготовки серии монографий, изданных Государственной службой стандартных справочных данных. Пошаговый регрессионный анализ применялся при составлении таблиц термодинамических свойств веществ, опубликованных Международным союзом по теоретической и прикладной химии (IUPAC). Уравнения состояния, полученные двумя указанными методами, базировались на различных наборах экспериментальных данных с различными статистическими весами, что не позволяет объективно судить о том, какой из методов является более точным. В настоящей работе предпринята попытка сравнения точности аппроксимации этими методами одинакового набора данных.

Расчеты проводились на базе данных о термодинамических свойствах озонобезопасных хладагентов R32 и R125. Для составления уравнений состояния использованы p, ρ, T -данные в однофазной

области и на кривой насыщения, данные об изохорной теплоемкости c_v , а также о теплоемкости жидкости вдоль кривой насыщения c_s . На базе p, ρ, T -данных для кривой насыщения обеспечивалось удовлетворение правилу Максвелла. Отметим, что эти данные были получены расчетом по вспомогательным уравнениям Ауткольт и Мак Линдена [7] для давления и плотности насыщенных жидкости и пара, которые описывают экспериментальные данные с высокой точностью. Это было сделано потому, что для удовлетворения правилу Максвелла необходимо иметь значения p_s, ρ' и ρ'' при одинаковой температуре. Краткая характеристика использованных данных приведена в табл. 1.

Таблица 1. Перечень данных, использованных при составлении уравнений состояния

Автор и источник	Число точек	Область параметров		Погрешность для расчета весов, %
		$\Delta T, K$	$\Delta p, MPa$	
Хольст и др., p, ρ, T , [4]	103	150-375	1,5-72	0,10
Мейдж, [6]	135	142-396	3,8-35	0,03
Жанг и др. [13]	73	290-370	0,13-4,3	0,10
Де Вриз, [10]	1149	224-433	0,02-20,6	0,05
Ауткольт и Мак Линден, ρ' , [7]	41	140-340	0,00008-4,6	0,05
Ауткольт и Мак Линден, ρ'' , [7]	41	140-340	0,00008-4,6	0,10
Люддек и Мейдж, c_v , [5]	73	153-341	5,2-31	0,70
Люддек и Мейдж, c_s , [5]	101	141-342	0,0002-4,8	0,70
Данные для R125				
Хольст, p, ρ, T , [3]	198	180-480	0,2-68	0,10
Бойз и Вебер, [2]	80	273-363	0,03-4,6	0,05
Йе, Сато и Ваганейб, [12]	34	360-390	0,16-3,6	0,10
Мейдж, [6]	77	178-398	3,6-35	0,03
Де Вриз, [10]	961	243-413	0,02-19,8	0,05
Ауткольт и Мак Линден, ρ' , [7]	31	180-330	0,006-3,0	0,05
Ауткольт и Мак Линден, ρ'' , [7]	31	180-330	0,006-3,0	0,10
Люддек и Мейдж, c_v , [5]	99	200-340	3,8-33	0,70
Люддек и Мейдж, c_s , [5]	93	175-278	0,0037-0,78	0,70

Уравнения составлялись в форме

$$\frac{F(\omega, \tau)}{RT} = \alpha_0(\omega, \tau) + \sum_{i=1}^m \sum_{j=0}^r a_{ij} \frac{\omega^i}{\tau^j} + \exp(-\omega^k) \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^s b_{ij} \frac{\omega^i}{\tau^j}, \quad (1)$$

где $F(\omega, \tau)$ – свободная энергия Гельмгольца; R – удельная газовая постоянная; T – абсолютная температура; $\omega = \rho / \rho_c$ – приведенная плотность; $\tau = T / T_c$ – приведенная температура; $\alpha_0(\omega, \tau)$ – идеально-газовая часть свободной энергии; a , b и k – коэффициенты уравнения; индексом c обозначены критические параметры.

Для определения значений коэффициентов a_{ij} и b_{ij} был использован банк слагаемых, содержащий 80 членов в полиномиальной части ($m=10$, $r=7$) и 60 в экспоненциальной части ($n=10$, $s=6$). Серии уравнений состояния для R32 и R125 с различным числом коэффициентов (от 20 до 40) составлялись как в обычной полиномиальной форме, так и с экспоненциальной частью (при $k = 2$).

При составлении всех уравнений использовался идентичный набор статистических весов аппроксимируемых данных. Значения весов были рассчитаны по следующим формулам:

- для коэффициента сжимаемости $Z = p / \rho RT$,

$$w_z = \frac{1}{(Z / \rho + \partial Z / \partial \rho)^2 (\rho \delta \rho)^2}; \quad (2)$$

- для теплоемкостей c_v и c_s ,

$$w_c = \frac{1}{(c \delta c)^2}; \quad (3)$$

- для данных, обеспечивающих удовлетворение правилу Максвелла,

$$w_m = \frac{1}{(Z'' - Z')^2 \delta p_s^2}, \quad (4)$$

где Z'' и Z' коэффициент сжимаемости насыщенного пара и жидкости при соответствующем давлении насыщения p_s .

Значения относительных погрешностей данных о плотности $\delta \rho$ и о теплоемкостях δc_v и δc_s , использованные для расчета весов по

формулам (2) и (3), указаны в последней колонке табл. 1. Значения относительной погрешности δp_s были приняты равными 0,05%.

Величины производной $(\partial Z / \partial p)_T$ определялись с помощью приближенного уравнения состояния, которое составлялось без учета весов экспериментальных точек. Наличие этой производной в формуле (2) обеспечивает примерно одинаковые относительные отклонения рассчитанных значений плотности от опытных данных для жидкой и газообразной фаз.

При составлении уравнений состояния для включения в минимизируемый функционал данных о теплоемкостях C_v и C_s были использованы аналитические зависимости изобарной теплоемкости идеального газа от температуры, приведенные в работе [9].

Каждым из сравниваемых методов составлялся ряд уравнений состояния в полиномиальной и экспоненциальной формах с числом коэффициентов от 20 до 40 при различных величинах критерия Стьюдента (от 0,9000 до 0,9999).

После составления уравнений состояния определялись средние квадратические отклонения δp , δC_v и δC_s рассчитанных значений свойств от соответствующих данных, использованных при составлении уравнений. Также определялись отклонения δp_s рассчитанных значений давления насыщенного пара от данных, использованных для учета правила Максвелла. Окончательно для каждого метода и каждой формы выбирались наиболее точные уравнения при различных числах коэффициентов.

На рис. 1а показаны средние квадратические отклонения $\delta p_{ср}$ рассчитанных значений плотности R32 от экспериментальных данных для однофазной области и данных о плотности на кривой насыщения, перечисленных в табл. 1. Эти данные охватывают интервал приведенной температуры $\tau = 0,41-1,23$ при значениях приведенной плотности до $\omega = 3,39$. Для всех вариантов уравнения состояния из сопоставления были исключены 11 точек, лежащих в критической области, с отклонениями более 1,0%. Таким образом, значение $\delta p_{ср}$ рассчитано для 1531 точки.

Рис. 1а свидетельствует о том, что большинство уравнений, составленных методом пошагового регрессионного анализа, обеспечивает несколько лучшую точность аппроксимации p, ρ, T -данных по сравнению с аналогичными уравнениями, полученными методом исключения коэффициентов. Особенно заметно превосходство этого метода для экспоненциальной формы уравнения состояния. Заметим, что на графике не представлены отклонения для уравнений с числом коэффициентов менее 25, так как эти отклонения сравнительно велики и

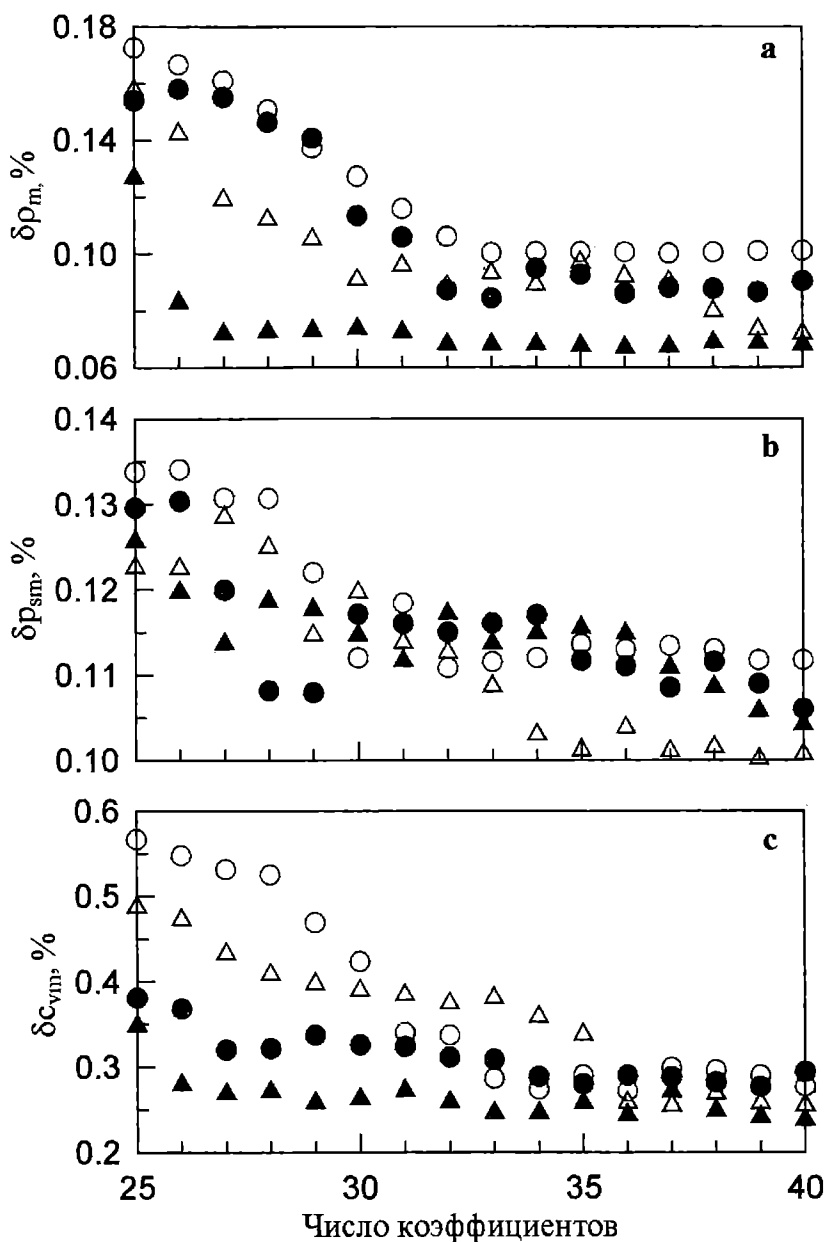


Рис.1. Средние квадратические отклонения рассчитанных значений плотности (а), давления насыщенного пара (b) и изохорной теплоемкости (с) от данных, использованных для составления уравнений состояния R32, в зависимости от числа коэффициентов:

● - полиномиальная форма уравнения (1); ▲ - экспоненциальная форма; прозрачные символы – для метода исключения коэффициентов; залитые символы – для метода пошагового регрессионного анализа

их отображение потребовало бы существенного уменьшения масштаба графика.

Средние квадратические отклонения δp_{sm} 40 значений давления насыщенного пара, рассчитанных по уравнениям состояния с учетом правила Максвелла, от данных Ауткольт и Мак Линдена [9] приведены на рис. 1*b*. Из расчета средних квадратических отклонений была исключена одна точка при $T = 140 \text{ K}$, в которой значение p_s чрезвычайно мало (0,00008 МПа) и отклонение превышает 1%. Этот график не выявляет преимуществ какого-либо метода.

Из рис. 1*c* следует, что уравнения, составленные методом пошагового регрессионного анализа, при числе коэффициентов менее 31 для полиномиальной формы и менее 36 для экспоненциальной описывают данные Люддека и Мейджа [5] об изохорной теплоемкости явно точнее уравнений, составленных методом исключения коэффициентов.

На рис. 2 приведены средние квадратические отклонения рассчитанных значений плотности, давления насыщенного пара и удельной изохорной теплоемкости R125 от соответствующих данных, перечисленных в табл. 1. Данные о плотности R125 охватывают диапазон приведенных параметров $\tau = 0,53-1,42$ и ω до 2,97, общее число точек 1412, но из сопоставления были исключены 7 точек в критической области с отклонениями более 1,0%.

Анализ результатов, полученных для R125, позволяет установить, что уравнения, составленные методом пошагового регрессионного анализа, описывают p, ρ, T -данные и данные об изохорной теплоемкости, как правило, точнее, чем уравнения, полученные методом исключения коэффициентов. Превосходство уравнений, составленных методом пошагового регрессионного анализа, особенно заметно для экспоненциальной формы при числе коэффициентов менее 33 для плотности и менее 37 для теплоемкости.

Отметим, что для R125 при числе коэффициентов менее 30 уравнения в полиномиальной форме, составленные методом исключения коэффициентов, описывают данные о плотности точнее, чем уравнения с экспоненциальными членами. Эта нетипичная картина отклонений, возможно, связана с тем, что после исключения большого числа коэффициентов оставшийся набор в уравнении с экспоненциальными членами уже не являлся оптимальным.

На рис. 1 и 2 не представлены средние квадратические отклонения рассчитанных значений теплоемкости жидкости вдоль кривой насыщения c_s от данных [5], поскольку соответствующие графики отличаются большим разбросом результатов и не позволяют четко судить о преимуществах того либо другого метода составления уравнений состояния.

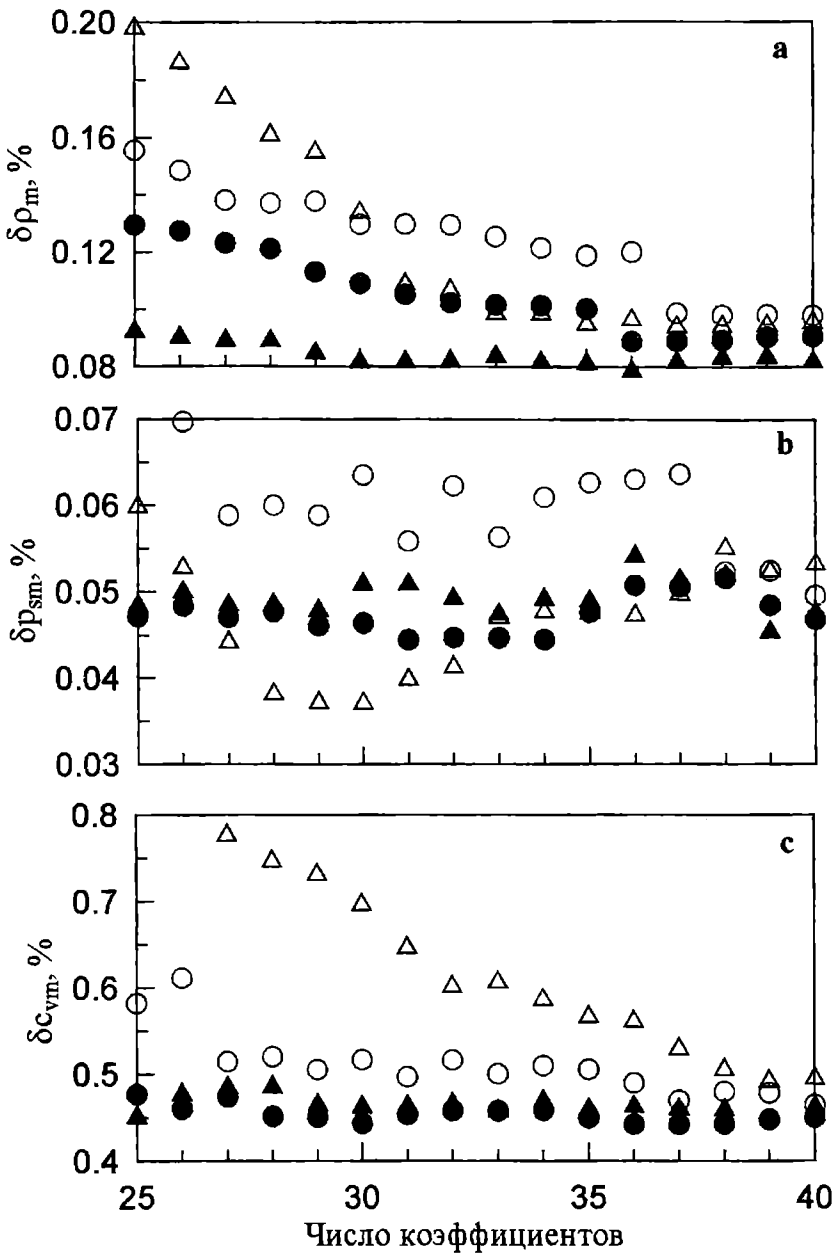


Рис. 2. Средние квадратические отклонения рассчитанных значений плотности (а), давления насыщенного пара (б) и изохорной теплоемкости (в) от данных, использованных для составления уравнений состояния R125, в зависимости от числа коэффициентов:

● - полиномиальная форма уравнения (1); ▲ - экспоненциальная форма; прозрачные символы – для метода исключения коэффициентов; заштрихованные символы – для метода пошагового регрессионного анализа

Проведенное сравнение точности единых уравнений состояния для R32 и R125, составленных методами пошагового регрессионного анализа и исключения коэффициентов, показывает, что первый метод позволяет получать в целом более качественные уравнения. Для обоих веществ отмечено заметное (до 1,5–2 раз) превосходство в точности описания данных о плотности и изохорной теплоемкости уравнениями, составленными указанным методом, при числе коэффициентов 35 и менее, характерном для многих современных единых уравнений состояния. Этот факт можно объяснить тем, что при составлении уравнений методом исключения коэффициентов их набор после исключения части коэффициентов уже не является оптимальным. Действительно, исключенные коэффициенты не используются на последующих этапах составления уравнения, хотя при другом сочетании коэффициентов они могли бы стать статистически значимыми.

Тем не менее, с точки зрения потребностей холодильной техники точность уравнений, полученных методом исключения коэффициентов, остается достаточной для их практического применения. Количественное расхождение в точности уравнений, полученных двумя методами, не слишком велико для инженерных расчетов и уменьшается по мере роста числа коэффициентов. В связи с этим метод исключения коэффициентов, как более простой, также может быть использован для составления единых уравнений состояния, в особенности, если имеющиеся экспериментальные данные не отличаются высокой точностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вассерман А. А., Крейзерова А. Я. Оптимизация числа коэффициентов уравнения состояния // *Теплофизика высоких температур*. – 1978. – Т. 16. № 6. – С. 1185–1188.
2. Boyes S. J., Weber L. A. Vapor pressures and gas-phase (p, ρ, T) values for CF_3CHF_2 (R125) // *J. Chem. Thermodynamics*. – 1995. – V. 27. – P. 163–174.
3. Holste J. C. Thermodynamic properties of Refrigerant R-125 and R-141b // *Final Report to ASHRAE on project RP-654 (Texas A&M University)* – 1993. – P. 1–13.
4. Holste J. C., Duarte-Garza H. A., Villaman-Olfo M. A. Thermodynamic Properties Measurements // *ASME Winter Annual Meeting, New Orleans, Louisiana (USA)* – 1993. – P. 1–6.
5. Lüddecke T. O., Magee J. W. Molar heat capacity at constant volume of difluoromethane (R32) and pentafluoroethane (R125) from the triple-point temperature to 345 K at pressures to 35 MPa // *Int. J. Thermophys.* – 1996. – V. 17. No.4. – P. 823–849.

6. Magee J. W. Isochoric p - ρ - T measurements on difluoromethane (R32) from 142 to 396 K and pentafluoroethane (R125) from 178 to 398 K at pressures to 35 MPa // *Int. J. Thermophys.* – 1996, – Vol. 17. No.4. – P. 803-822.
7. Outcalt S. L., Mc Linden M. O. Equations of state for the thermodynamic properties of R32 (Difluoromethane) and R125 (Pentafluoroethane) // *Int. J. Thermophys.* – 1995 – V. 16. No. 1. – P. 79-89.
8. de Reuck K. M., Armstrong B. A method of correlation using a search procedure, based on a step-wise least square technique, and its application to an equation of state for propylene // *Cryogenics.* – 1979. – V. 19. – P. 505-512.
9. Vasserman A. A., Fominsky D. V. Unified Equations of State for Ozone-Safe Refrigerants R32 and R125 // *Int. J. Thermophys.* – 2001. – V.22. No.4. – P.1089-1098.
10. de Vries B. Thermodynamische Eigenschaften der alternativen Kältemittel R 32, R 125 und R 143a – Messungen und Zustandsgleichungen // *Fortsch.-Ber. DKV.* – 1997. – No. 55. – S. 3-166.
11. Wagner W. // *Fortschrittsber. VDI-Z* – 1974. – V. 3. – P. 39-85.
12. Ye F., Sato H., Watanabe K. J. Gas-phase PVT-properties, vapor pressures of Pentafluoroethane (HFC-125) determined according to the Burnett method // *Chem. Eng. Data.* – 1995. – V. 40. No.1. – P.148-152.
13. Zhang H-L., Sato H., Watanabe K. J. Gas Phase PvT Properties for Difluoromethane+ Pentafluoroethane (R32+R125) System // *Chem. Eng. Data* – 1996. – V. 41. No. 6. – P.1401-1408.

СОДЕРЖАНИЕ

Конструкция и прочность судов

Г. В. Егоров О ВОЗМОЖНОСТИ НОРМИРОВАНИЯ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ КОРПУСОВ СУДОВ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ЧЕЛОВЕЧЕСКОГО ФАКТОРА	3
Г.В. Егоров, В.В. Козляков, Н.Н. Сивобородченко АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ КЛАССИФИКАЦИОННЫХ ОБЩЕСТВ К УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ СУДОВ ОГРАНИЧЕННЫХ РАЙОНОВ ПЛАВАНИЯ	16
В.В. Козляков, В.В. Аврамов ОБ УЧЕТЕ ОСТАТОЧНЫХ ПРОГИБОВ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ОЦЕНКЕ ОБЩЕЙ И МЕСТНОЙ ПРОЧНОСТИ	28
И.Ф. Шумлянский ПОПЕРЕЧНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ПЕРИОДИЧЕСКИ ЗАГРУ- ЖЕННОЙ ЛЕНТЫ КОНВЕЙЕРА	40

Проектирование и теория корабля

А.В. Демидюк ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИФРАКЦИОННЫХ СИЛ ПРИ ПРОДОЛЬ- НОЙ КАЧКЕ ТОНКОГО СУДНА НА ГЛУБОКОЙ ВОДЕ	48
Н.В. Ефремова ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЬНО-ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ПЕРЕМЕ- ЩЕНИЙ МАЛОГО СУДНА, ПРИШВАРТОВАННОГО К СУДНУ- ПАРТНЕРУ НА РЕЙДОВОЙ СТОЯНКЕ	67
Н.В. Ефремова ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМУЩАЮЩИХ СИЛ И МОМЕНТОВ МОДЕЛИ СПБУ НА РЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ	78
М. Б. Косой МЕТОДИКА РАСЧЁТА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕ- РИСТИК НАДВОДНОЙ ЧАСТИ КОРПУСА ТРАНСПОРТНЫХ СУДОВ	90
Д.Д. Романадзе ОБ УЧЕТЕ ВОЛНЕНИЯ В ОЦЕНКАХ УПРАВЛЯЕМОСТИ СУДОВ	107

Судоходство и портовые сооружения

А.В. Гришин КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ВОЗБУЖДЕНИЕ ОГРАДИТЕЛЬНОГО СООРУЖЕНИЯ СВАЙНОГО ТИПА ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩЕГО С ГРУНТОВОЙ И ВОДНОЙ СРЕДОЙ	117
В.П. Хильский, К.В. Истомина МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПРОЕКТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАУЛЕРОВ В ПЕРВОМ ПРИБЛИЖЕНИИ ...	127
Е.Ю. Федорова СИЛОВОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ПРОГРЕССИВНЫХ ВОЛН КОНЕЧНОЙ АМПЛИТУДЫ НА ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ ПОДВОДНЫЙ ВОЛНОЛОМ	139
А.А. Малаксиано КРИТЕРИЙ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ ПАРКА ПЕРЕГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОРТА	153
В.В. Марков РАЗВИТИЕ ОРГАНИЗАЦИОННО-ПРАВОВЫХ ФОРМ УКРАИНСКОГО СУДОХОДСТВА	166

Судовая электромеханика и прочность машин

В.В. Выгужанин СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ АСИНХРОННЫМ ЭЛЕКТРО- ПРИВОДОМ НА ОСНОВЕ СИГНАЛЬНОГО ПРОЦЕССОРА	174
С. Ю. Хотин ОБОСНОВАНИЕ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГЕЛИОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА ВОДНОМ ТРАНСПОРТЕ	182
А.В. Шахов МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОЛНОГО ЦИКЛА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК	191
М.В. Олійник, С.П. Скляр ВИЗНАЧЕННЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОРУ ВТОМІ ДЕТАЛЕЙ ПРИ АСИМЕТРИЧНИХ ЦИКЛАХ	201
А.Н. Шумило НАЗНАЧЕНИЕ ТРЕБУЕМОГО УРОВНЯ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛИ ПО РЕЖИМУ НАГРУЖЕНИЯ	211
А.В. Кобзарук ЭФФЕКТ МАСШТАБА ПРИ МАЛОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ В МОРСКОЙ ВОДЕ	221
А. А. Вассерман, А. В. Богданов ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВУХ МЕТОДОВ СОСТАВЛЕНИЯ УРАВНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ РЕАЛЬНОГО ГАЗА	227

Наукове видання

ВІСНИК
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

Збірник наукових праць

*Українською, російською
та англійською мовами*

Випуск 11

*Свідоцтво про державну реєстрацію:
серія КВ № 278
від 25.07.1997 р.*

Комп'ютерна верстка та розробка
оригінал-макету збірника - *Мусієчко Т.Г.*

Підписано до друку з оригінал-макету 01.07.03.
Формат 70×108/16. Папір офсетний. Ум. друк. арк. 15,0.
Замовлення № 686. Тираж 100.

**Адреса редакційної колегії та видавництва ОНМУ:
65029, Одеса, вул. Мечникова, 34, тел. 728-31-14.**