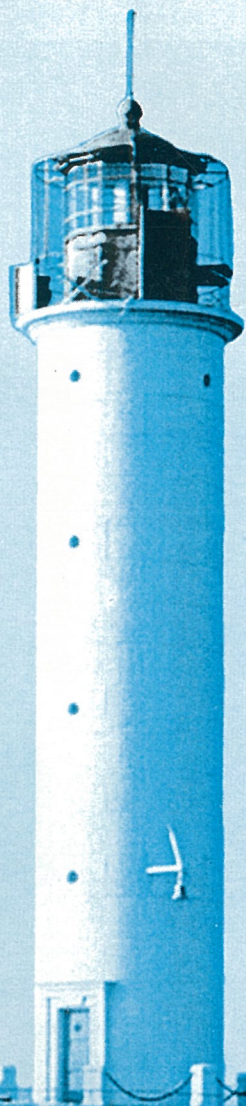
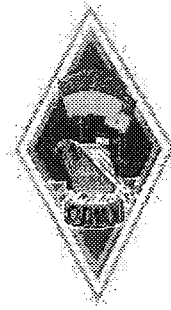


ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО
ДЕРЖАВНОГО
МОРСЬКОГО
УНІВЕРСИТЕТУ



Міністерство освіти і науки України



ВІСНИК

**ОДЕСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

5`2000`

ББК 39.42-011я43

Б635

УДК 629.12.001(082)

Головний редактор:

д-р техн. наук, проф. *Ю.Л. Воробйов*

Редакційна колегія:

д-р техн. наук, проф. *В.Г. Івановський*

д-р техн. наук, проф. *В.В. Козляков*

д-р техн. наук, проф. *М.В. Олійник*

д-р техн. наук, проф. *В.Д. Євдокімов*

д-р економ. наук, проф. *Є.М. Вовсудський*

д-р техн. наук, проф. *М.П. Дубровський*

канд. техн. наук, проф. *О.І. Стальніченко*

Г.І. Силакова (відповід. секретар).

Сборник содержит работы по актуальным проблемам теории корабля, проектирования современных и перспективных типов судов и их конструкций, проектирования и технической эксплуатации портовых инженерных сооружений. Рассмотрены актуальные проблемы информационных технологий и управления морским транспортом.

Збірник містить роботи по актуальним проблемам теорії корабля, проектування сучасних та перспективних типів суден та їх конструкцій, проектування та технічної експлуатації портових інженерних споруд. Розглянуто актуальні проблеми інформаційних технологій і управління морським транспортом.

The issue holds the collection of works on up-dated problems of: theory of ship; architecture of modern and forthcoming types of vessels and their structures, design and maintenance of port engineering structures.

The collection contains the articles of contemporary problems of information technologies and management in marine transport.

*Друкується за ухвалою Вченої ради
Одеського державного морського університету*

Адреса редакційної колегії:
65029, м. Одеса, вул. Мечникова, 34

ISBN966-7716-01-5

© Одеський державний
морський університет, 2000

К ПРОБЛЕМЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ БЕЗОПАСНЫХ ГАБАРИТОВ ПОДХОДНЫХ КАНАЛОВ К АКВАТОРИЯМ МОРСКИХ ПОРТОВ

Ю.Л. Воробьев, М.Я. Постан

Введение

При плавании судов в открытом море и в стесненном фарватере как безопасность, так и эффективность эксплуатации в основном определяется различными характеристиками их мореходных качеств [1]. Так, рассматривая движение крупнотоннажного судна по морскому подходному каналу, следует определить максимальное погружение днищевых точек корпуса с учетом динамической посадки и качки на волнении, чтобы избежать касания дна фарватера, а также оценить положение носовой и кормовой оконечностей судна относительно бровок подходного канала, чтобы оно не село на бровку, либо не вышло на забровочные глубины. Особого внимания заслуживает то обстоятельство, что подходы к оценке эффективности эксплуатации судов в открытом море и в прибрежных районах сильно различаются. В последнем случае эффективность обычно оценивается для системы, включающей поток судов и соответствующие гидротехнические сооружения, строительство и ремонт которых требуют больших затрат. Можно, например, назначить такую глубину и ширину подходного канала, что требуемый высокий уровень безопасности проводки расчетного судна к порту будет обеспечен при экстремальных погодных условиях. Это потребует больших затрат на сооружение канала и поддержку его габаритов. Если уменьшить поперечные размеры канала, снизив таким образом затраты, надлежащий уровень безопасности проводки судна будет обеспечен в более узком диапазоне изменения характеристик погоды. Это может вызвать простой судов на входе в канал и выходе из порта, который приводит к экономическим потерям. Если же произойдет посадка судна на мель или камни, либо навал на сооружения, к тяжелым экономическим могут добавиться пагубные экологические последствия.

Поведение судна при плавании как в открытом, так и в стесненном фарватере в значительной степени определяется гидрометеорологическими факторами (ветер, волнение, течение), которые по времени и месту проявления, а также по характеру и силе воздействия на судно являются случайными процессами. Это означает, что показатели безопасности плавания так же, как и

эффективные габариты подходного канала должны определяться на основе обязательного учета вероятностного характера гидро- и аэродинамического воздействия окружающей среды на судно [2].

Учет влияния случайных факторов на характеристики движения судна, которое является управляемым объектом, осуществляется путем включения математических моделей случайных процессов в уравнения движения судна. Практически это означает, что правые части уравнений движения и/или коэффициенты при фазовых координатах и их производных в левых частях этих уравнений считаются случайными процессами.

Так возникают стохастические дифференциальные уравнения движения судна, решая которые можно найти распределения фазовых координат судна в любой момент времени. Описывая движение судна в стесненном фарватере (подходном канале), следует задать граничные условия, т.е. условия выхода за бровку или касания дна канала.

В результате возникает граничная задача для системы стохастических дифференциальных уравнений, в результате решения которой можно получить вероятность выхода (невыхода) корпуса судна на бровку канала, либо касания (некасания) днищем судна дна акватории в течение заданного временного интервала. Уровень безопасности движения в конкретном подходном канале для определенных гидрометеорологических условий можно описать величиной вероятности наступления критической ситуации (касание дна, выход на бровку) в заданном временном интервале.

Фиксируя экстремальные гидрометеорологические условия и назначая уровень безопасности движения по каналу в виде вероятности наступления критической ситуации (касание дна, либо выход на бровку канала) в заданном промежутке времени, можно решить обратную задачу определения безопасных габаритных размеров подходного канала.

Возможности аналитического и численного решения прямой и обратной задач существенно зависят от вида математической модели случайных процессов, которые описывают гидро- и аэродинамическое воздействие на судно ветра, волнения и течения. Если фазовые координаты являются диффузионным марковским процессом, то плотности распределения их вероятностей удовлетворяют прямому уравнению Фоккера-Планка-Колмогорова [4] с некоторыми начальными и граничными условиями.

Аппарат диффузионных марковских процессов позволяет анализировать работу систем порогового типа. Нормальное функционирование таких систем обеспечивается лишь в случае, когда воздействующий на них случайный процесс либо характерный параметр системы не выходят за допустимые пределы. Методы решения задач такого типа впервые были развиты Л.С. Понтрягиным, А.А. Андроновым и А.А. Виттом [3;4]. Ими были получены уравнения для вероятностных характеристик момента времени первого достижения границы динамической системой, поведение которой под действием случайных возмущений описывается системой стохастических дифференци-

альных уравнений первого порядка.

Динамическая система «судно-подходной канал» относится к системам порогового типа и для нее определяется вероятность первого достижения границ канала (по глубине или ширине) в течение заданного промежутка времени.

1. Общая схема решения задачи о первом достижении границ марковским процессом

Пусть некоторая замкнутая область «слежения» Ω многомерного пространства имеет границу Γ и Υ - часть этой границы. Будем интерпретировать многомерный марковский процесс $\vec{\xi}(t) = (\xi_1(t), \dots, \xi_N(t))$ как координаты случайной точки в области Ω . Пусть $P_\gamma(\vec{x}, t)$ вероятность того, что случайная точка, находящаяся в начальный момент времени $t = 0$ в положении $\vec{x} = (x_1, \dots, x_N)$ внутри области Ω , в течение времени t впервые выйдет из Ω через часть границы $\Upsilon \subset \Gamma$. Предполагается, что любой выход за пределы области Ω приводит к прекращению работы (остановке) системы, поведение которой описывается N -мерным случайным марковским процессом $\vec{\xi}(t)$.

Пусть Θ_γ - момент времени, когда процессом $\vec{\xi}(t)$ впервые достигнута граница Υ , т.е.

$$\Theta_\gamma = \inf \{t: \vec{\xi}(t) \in \Upsilon\}.$$

Следовательно,

$$P_\gamma(\vec{x}, t) = P\left\{\Theta_\gamma < t \mid \vec{\xi}(0) = \vec{x}\right\}.$$

Вероятность $P_\gamma(\vec{x}, t)$ определяется решением следующего уравнения в частных производных (уравнения Понтрягина):

$$\frac{\partial}{\partial t} P_\gamma(\vec{x}, t) = \sum_{n=1}^N a_n(\vec{x}, t) \frac{\partial}{\partial x_n} P_\gamma(\vec{x}, t) + \frac{1}{2} \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N b_{nm}(\vec{x}, t) \frac{\partial^2}{\partial x_m \partial x_n} P_\gamma(\vec{x}, t), \quad (1)$$

где $a_n(\vec{x}, t)$ и $b_{nm}(\vec{x}, t)$ - соответственно, коэффициенты сноса и диффу-

зии для диффузионного марковского процесса $\vec{\xi}(t)$.

Уравнение (1) следует решать при начальном условии

$$P_{\gamma} \left(\begin{matrix} \vec{x} \\ \vec{x}, 0 \end{matrix} \right) = 0, \quad \vec{x} \in \Omega \setminus \Gamma \quad (2)$$

и граничных условиях

$$P_{\gamma} \left(\begin{matrix} \vec{x} \\ \vec{x}, t \end{matrix} \right) = 1, \quad \vec{x} \in \gamma \quad (3)$$

$$P_{\gamma} \left(\begin{matrix} \vec{x} \\ \vec{x}, t \end{matrix} \right) = 0, \quad \vec{x} \in \Gamma \setminus \gamma. \quad (4)$$

Начальное условие (2) означает, что диффундирующая частица в начальный момент времени находится внутри области Ω . Граничное условие (3) отражает то обстоятельство, что выделенная часть границы γ достигнута уже при $t = 0$, а условие (4) для точек, принадлежащих остальной части границы Γ , означает, что достижение границы произошло уже при $t = 0$ (частица вышла из области), но заведомо не на γ . При этом допускается возможность выхода траектории процесса $\vec{\xi}(t)$ из области Ω через любую точку границы Γ .

Пусть рассматриваемый N -мерный марковский процесс описывается системой стохастических дифференциальных уравнений Ито:

$$\frac{d}{dt} \xi_n(t) = f_n(\vec{\xi}, t) + \sum_{m=1}^N g_{nm}(\vec{\xi}, t) v_m(t), \quad n = 1, 2, \dots, N, \quad (5)$$

где $f_n(\vec{\xi}, t)$, $g_{nm}(\vec{\xi}, t)$ - непрерывно дифференцируемые функции, удовлетворяющие условиям Липшица;

$v_m(t)$ - нормальный белый шум с нулевым средним значением и дельта-образной корреляционной функцией.

$$M v_n(t_1) v_m(t_2) = \frac{D_n}{2} \delta_{nm} \delta(t_2 - t_1),$$

где δ_{nm} - символ Кронекера;

$\delta(t)$ - дельта-функция;

D_n - интенсивность одностороннего энергетического спектра.

Коэффициенты сноса $a_n(\vec{\xi}, t)$ и диффузии $b_{nm}(\vec{\xi}, t)$, входящие в уравнение (1), определяются по формулам

$$\begin{aligned} a_n(\vec{\xi}, t) &= f_n(\vec{\xi}, t); \\ b_{nm}(\vec{\xi}, t) &= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N D_k g_{nk}(\vec{\xi}, t) g_{mk}(\vec{\xi}, t). \end{aligned} \quad (6)$$

Выделим из Γ регулярную часть границы $\bar{\Gamma}$. для уравнения Понтрягина (1). По определению [3] точка принадлежит к регулярной части границы $\vec{\xi} \in \bar{\Gamma}$, если выполняется одно из следующих условий:

- матрица диффузии $B = \|b_{nm}(\vec{\xi}, t)\|$ не вырождена в направлении, нормальном к границе, т.е.

$$\sum_{n,m=1}^N b_{nm}(\vec{\xi}, t) \ell_n(\vec{\xi}) \ell_m(\vec{\xi}) \neq 0, \quad (7)$$

где (ℓ_1, \dots, ℓ_N) - внешняя нормаль к границе Γ области Ω ;

ℓ_n - направляющие косинусы внешней нормали, $n = 1, 2, \dots, N$;

- матрица диффузии вырождена в направлении внешней нормали к границе, но выполняется неравенство

$$\sum_{n=1}^N \left[a_n(\vec{\xi}, t) - \frac{1}{2} \sum_{m=1}^N \frac{\partial b_{nm}(\vec{\xi}, t)}{\partial \xi_m} \right] \ell_n(\vec{\xi}) > 0. \quad (8)$$

Из (6) следует, что матрица диффузии B является неотрицательно определенной, т.е.

$$\sum_{n,m=1}^N b_{nm} x_n x_m \geq 0$$

для любых вещественных x_1, \dots, x_N . Тип дифференциального уравнения (1) определяется в зависимости от того, вырождена или нет матрица B :

- если B не вырождена всюду в области Ω , уравнение является параболическим;

- если B вырождается хотя бы в одной точке области Ω , оно относится к ультрапараболическому (эллиптикопараболическому) типу.

Условие регулярности (8) означает, что при вырожденной матрице диффузии частица может покинуть область Ω только через регулярную часть границы $\bar{\Gamma}$.

Если матрица B не вырождена в некоторой точке границы области Ω и условие (7) нарушено, то компонента N -мерного марковского процесса, нормальная в этой точке границе, недифференцируема. Поэтому частица, попав в окрестность этой точки границы, обязательно ее пересечет независимо от направления потока вероятности. Это объясняет необходимость условия регулярности границы (7).

С учетом вышесказанного, граничные условия (3), (4) в общем случае должны быть заменены такими

$$P_{\gamma} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x}, t \end{matrix} \right) = 1, \quad \vec{\mathbf{x}} \in \gamma \cap \bar{\Gamma}; \quad (9)$$

$$P_{\gamma} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x}, t \end{matrix} \right) = 0, \quad \vec{\mathbf{x}} \in \bar{\Gamma} \setminus \gamma. \quad (10)$$

Таким образом, прежде чем решать уравнение Понтрягина (1), следует выделить регулярную часть границы $\bar{\Gamma}$, через которую случайная точка может покинуть область Ω . На регулярной части границы должны выполняться краевые условия (9), (10), а на остальной части границы $\Gamma \setminus \bar{\Gamma}$ значение

$P_{\gamma} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x}, t \end{matrix} \right)$ определяется в процессе решения задачи.

Отыскание точного решения граничной задачи (1), (2), (9), (10) в аналитической форме встречает непреодолимые трудности уже в случае $N=3$.

В практике вероятностных расчетов обычно ограничиваются вычислением нескольких первых моментов распределения времени первого достижения границы.

Приведем дифференциальное уравнение для моментов распределения времени первого достижения интересующей нас части γ регулярной границы $\bar{\Gamma}$ из начального состояния $\mathbf{x} = (x_1, \dots, x_N)$, в случае, когда

$a_n \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x}, t \end{matrix} \right) = a_n \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x} \end{matrix} \right), b_{nm} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x}, t \end{matrix} \right) = b_{nm} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x} \end{matrix} \right)$. Эти моменты, если они существуют, определяются равенством

$$T_{\gamma}^{(r)}(\vec{x}) = \int_0^{\infty} t^r \frac{\partial P_{\gamma}(\vec{x}, t)}{\partial t} dt. \quad (11)$$

Под $T_{\gamma}^{(r)}(\vec{x})$ понимаются условные моменты распределения первого достижения выделенной части γ регулярной границы, полученные при условии, что поглощение произошло именно на γ , а не на $\bar{\Gamma} \setminus \gamma$. Это значит, что в (11) плотность вероятности, вообще говоря, не нормирована, т.е.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} P_{\gamma}(\vec{x}, t) < 1.$$

Физически это означает, что система с некоторой положительной вероятностью может никогда не достичь границы γ .

Непосредственно из уравнения (1) с учетом существования моментов $T^{(r)}(\vec{x})$ вытекает следующая бесконечная система дифференциальных уравнений в частных производных для нахождения моментов распределения времени первого достижения части γ регулярной границы $\bar{\Gamma}$ области Ω :

$$\frac{1}{2} \sum_{n,m=1}^N b_{nm}(\vec{x}) \frac{\partial^2 T_{\gamma}^{(r)}(\vec{x})}{\partial x_n \partial x_m} + \sum_{n=1}^N a_n(\vec{x}) \frac{\partial T_{\gamma}^{(r)}(\vec{x})}{\partial x_n} = -r T_{\gamma}^{(r-1)}(\vec{x}), \quad r = 1, 2, \dots, \quad (12)$$

где $T_{\gamma}^{(0)}(\vec{x}) = P_{\gamma}(\vec{x}) = \lim_{t \rightarrow \infty} P_{\gamma}(\vec{x}, t)$ определяется как решение уравнения

$$\sum_{n=1}^N a_n(\vec{x}) \frac{\partial P_{\gamma}(\vec{x})}{\partial x_n} + \frac{1}{2} \sum_{n,m=1}^N b_{nm}(\vec{x}) \frac{\partial^2 P_{\gamma}(\vec{x})}{\partial x_n \partial x_m} = 0$$

с граничными условиями (9), (10).

Заметим, что в частном случае при $\bar{\Gamma} = \gamma$ из (9) следует, что $T_{\bar{\Gamma}}^{(0)}(\vec{x}) = 1$.

Уравнения (12) должны решаться с учетом граничного условия

$$T_{\gamma}^{(r)} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x} \end{matrix} \right) \Big|_{\mathbf{x} \in \bar{\Gamma}} = 0,$$

которое вытекает из (11) и из того факта, что на $\bar{\Gamma}$ согласно (9), (10) $P_{\gamma} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x}, t \end{matrix} \right)$ не зависит от времени.

2. Определение безопасной ширины подходного канала

Приведенная в предыдущем разделе методика позволяет определить безопасные габариты (ширину и глубину) подходного канала. Для этого следует найти решение краевой задачи (1), (2), (9), (10), считая, что γ – это та часть границы Γ , которая образована шириной и глубиной канала. При этом предполагается, что движение судна по каналу описывается системой стохастических дифференциальных уравнений типа (5).

В случае, когда определению подлежит лишь один из габаритных параметров канала при заданном другом, следует воспользоваться условием

$$P_{\gamma} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x}, T \end{matrix} \right) = P \left\{ \Theta_{\gamma} < T \mid \vec{\xi}(0) = \begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x} \end{matrix} \right\} \leq \varepsilon, \quad (13)$$

где T – желаемое или заданное время прохождения судном канала;

ε – заданная малая вероятность выхода судна за искомый габарит.

Условие (13) выражает вероятностно–гарантированное требование прохождения судна по каналу за конечное время без выхода его за бровку канала или без касания дна. Если, к примеру, глубина задана, то ширина канала определяется как минимальное значение, удовлетворяющее (13).

Заметим, что многие задачи в теории случайных блужданий связаны с вычислением математических ожиданий функционалов на траекториях процесса. Если $s(\vec{\xi}(t))$ – функция «штрафа» на текущих состояниях процесса $\vec{\xi}$ внутри области Ω , $s_{\gamma}(\vec{\xi}(\Theta_{\gamma}))$ – «штраф», который зависит от точки выхода $\vec{\xi}(\Theta_{\gamma})$ на границу γ , то средняя «плата» за траекторию, включая момент выхода, представляет собой математическое ожидание

$$M \left[\int_0^{\min(T, \Theta_{\gamma})} s(\vec{\xi}(t)) dt + I(\Theta_{\gamma} < T) s_{\gamma}(\vec{\xi}(\Theta_{\gamma})) \right], \quad (14)$$

где $I(A)$ – индикатор события A .

Применительно к движению судна в канале функция $s(\bar{\xi})$ может иметь смысл, например, затрат в единицу времени, связанных с энергопотреблением, а $s_v(\bar{\xi})$ – экономического ущерба, вызванного выходом судна на бровку канала или касанием дна фарватера. Поэтому задачу можно сформулировать следующим образом: найти габариты канала, минимизирующие выражение (14), при заданных капиталовложениях на сооружение канала.

Рассмотрим более детально задачу определения безопасной ширины подходного канала, считая его глубину заданной.

Предположим, что в плане канал имеет вид полубесконечной полосы и в момент времени $t = 0$ на входе канала появляется судно. Дифференциальные уравнения плоского движения судна имеют следующий вид [5]:

$$\begin{aligned} \alpha_{11} \frac{d}{dt}(v(t)\cos\beta(t)) + \alpha_{12}\omega(t)v(t)\sin\beta(t) + \alpha_{13}(\omega(t))^2 &= F_1(t) + v_1(t); \\ \alpha_{21} \frac{d}{dt}(v(t)\sin\beta(t)) + \alpha_{22} \frac{d}{dt}\omega(t) + \alpha_{23}\omega(t)v(t)\cos\beta(t) &= F_2(t) + v_2(t); \\ \alpha_{31} \frac{d}{dt}(v(t)\sin\beta(t)) + \alpha_{32} \frac{d}{dt}\omega(t) + \alpha_{33}(v(t))^2 \sin\beta(t)\cos\beta(t) + & \\ + \alpha_{34}\omega(t)v(t)\cos\beta(t) &= F_3(t) + v_3(t), \end{aligned} \quad (15)$$

где $v(t), \omega(t), \beta(t)$ – линейная, угловая скорости и угол дрейфа судна в момент времени t ;

α_{ij} – известные коэффициенты, характеризующие инерционные свойства судна;

$F_1(t) (F_2(t))$ – функция, характеризующая суммарное действие тяги гребного винта, продольную (поперечную) силу на руле, дополнительные силы, обусловленные работой подруливающих устройств и др., а также среднее значение продольной (поперечной) аэро- и гидродинамических сил, действующих на корпус судна;

$F_3(t)$ – функция, учитывающая суммарное действие момента сил на руле и дополнительных сил, а также среднее значение момента аэро- и гидродинамических сил, приложенных к корпусу судна.

Предполагается, что аэро- и гидродинамические силы описываются процессом нормального белого шума.

Для того чтобы воспользоваться вышеприведенной методикой и сформулировать краевую задачу (1), (2), (9), (10) для рассматриваемого случая, не-

обходимо вначале переписать систему (15) в стандартной форме, т.е. в виде, разрешенном относительно первых производных фазовых координат.

С этой целью введем новые фазовые координаты:

$$\begin{aligned} \xi_1(t) &= v(t) \cos \beta(t); \\ \xi_2(t) &= v(t) \sin \beta(t); \\ \xi_4(t) &= \omega(t); \\ \frac{d}{dt} \xi_5(t) &= \xi_4(t); \\ \frac{d}{dt} \xi_3(t) &= v(t) \sin(-\beta(t) + \xi_5(t)). \end{aligned} \quad (16)$$

Переменная $\xi_3(t)$ (рис. 1) есть расстояние от центра судна до оси канала в момент времени t .

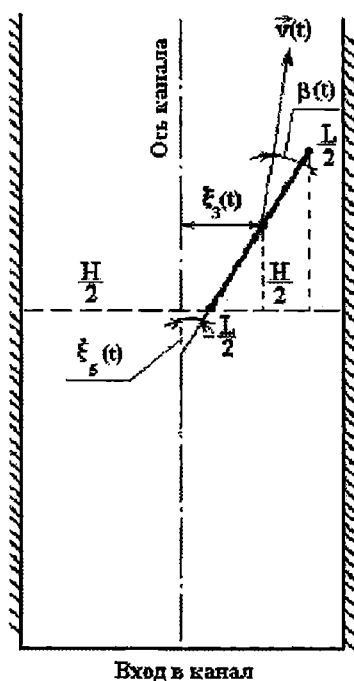


Рис.1. Геометрические и кинематические характеристики движения судна в канале

С учетом соотношений (16) из (15) получим такую систему стохастических дифференциальных уравнений первого порядка:

$$\begin{aligned}
 \alpha_{11} \frac{d}{dt} \xi_1(t) + \alpha_{12} \xi_2(t) \xi_4(t) + \alpha_{13} (\xi_4(t))^2 &= F_1(t) + v_1(t); \\
 \alpha_{21} \frac{d}{dt} \xi_2(t) + \alpha_{22} \frac{d}{dt} \xi_4(t) + \alpha_{23} \xi_1(t) \xi_4(t) &= F_2(t) + v_2(t); \\
 \alpha_{31} \frac{d}{dt} \xi_2(t) + \alpha_{32} \frac{d}{dt} \xi_4(t) + \alpha_{33} \xi_1(t) \xi_2(t) + \alpha_{34} \xi_1(t) \xi_4(t) &= F_3(t) + v_3(t), \quad (17) \\
 \frac{d}{dt} \xi_3(t) &= \xi_1(t) \sin \xi_5(t) - \xi_2(t) \cos \xi_5(t); \\
 \frac{d}{dt} \xi_5(t) &= \xi_4(t).
 \end{aligned}$$

После разрешения относительно первых производных система уравнений (17) приводится к стандартному виду:

$$\begin{aligned}
 \frac{d}{dt} \xi_1(t) &= -\frac{\alpha_{12}}{\alpha_{11}} \xi_2(t) \xi_4(t) - \frac{\alpha_{13}}{\alpha_{11}} (\xi_4(t))^2 + \frac{1}{\alpha_{11}} F_1(t) + \frac{1}{\alpha_{11}} v_1(t); \\
 \frac{d}{dt} \xi_2(t) &= \frac{\xi_1(t)}{\Delta} [\alpha_{22} (\alpha_{33} \xi_2(t) + \alpha_{34} \xi_4(t)) - \alpha_{32} \alpha_{23} \xi_4(t) + \\
 &+ \frac{1}{\Delta} [\alpha_{32} F_2(t) - \alpha_{22} F_3(t)] + \frac{1}{\Delta} (\alpha_{32} v_2(t) - \alpha_{22} v_3(t)); \\
 \frac{d}{dt} \xi_3(t) &= \xi_1(t) \sin \xi_5(t) - \xi_2(t) \cos \xi_5(t); \\
 \frac{d}{dt} \xi_4(t) &= \frac{\xi_1(t)}{\Delta} [\alpha_{31} \alpha_{23} \xi_4(t) - \alpha_{21} (\alpha_{33} \xi_2(t) + \alpha_{34} \xi_4(t))] + \\
 &+ \frac{1}{\Delta} [-\alpha_{31} F_2(t) + \alpha_{21} F_3(t)] + \frac{1}{\Delta} (-\alpha_{31} v_2(t) + \alpha_{21} v_3(t)); \\
 \frac{d}{dt} \xi_5(t) &= \xi_4(t), \quad (18)
 \end{aligned}$$

где $\Delta = \alpha_{21}\alpha_{32} - \alpha_{31}\alpha_{22}$.

Таким образом, система (18) описывает эволюцию 5-мерного диффузионного марковского процесса $\vec{\xi}(t)$. В данном случае функции $g_{nm}(\vec{\xi})$ из уравнения (5) имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
 g_{11}(\vec{\xi}) &= \frac{1}{\alpha_{11}}, g_{1m}(\vec{\xi}) = 0, m = 2, 3, 4, 5; \\
 g_{22}(\vec{\xi}) &= \frac{\alpha_{32}}{\Delta}, g_{23}(\vec{\xi}) = -\frac{\alpha_{22}}{\Delta}; \\
 g_{21}(\vec{\xi}) &= g_{24}(\vec{\xi}) = g_{25}(\vec{\xi}) = 0; \\
 g_{42}(\vec{\xi}) &= -\frac{\alpha_{31}}{\Delta}, g_{43}(\vec{\xi}) = \frac{\alpha_{21}}{\Delta}; \\
 g_{41}(\vec{\xi}) &= g_{44}(\vec{\xi}) = g_{45}(\vec{\xi}) = 0; \\
 g_{3m}(\vec{\xi}) &= g_{5m}(\vec{\xi}) = 0, m = 1, 2, 3, 4, 5.
 \end{aligned} \tag{19}$$

С помощью системы (18) и соотношений (19) найдем коэффициенты уравнения (1) по формулам (6):

$$\begin{aligned}
 a_1(\vec{x}, t) &= -\frac{\alpha_{12}}{\alpha_{11}}x_2x_4 - \frac{\alpha_{13}}{\alpha_{11}}(x_4)^2 + \frac{1}{\alpha_{11}}F_1(t), \\
 a_2(\vec{x}, t) &= \frac{x_1}{\Delta}[\alpha_{22}(\alpha_{33}x_2 + \alpha_{34}x_4) - \alpha_{32}\alpha_{23}x_4] + \frac{1}{\Delta}[\alpha_{32}F_2(t) - \alpha_{22}F_3(t)], \\
 a_3(\vec{x}, t) &= x_1 \sin x_5 - x_2 \cos x_5, \\
 a_4(\vec{x}, t) &= \frac{x_1}{\Delta}[\alpha_{31}\alpha_{23}x_4 - \alpha_{21}(\alpha_{33}x_2 + \alpha_{34}x_4)] + \frac{1}{\Delta}[\alpha_{31}F_2(t) + \alpha_{21}F_3(t)], \\
 a_5(\vec{x}, t) &= x_4.
 \end{aligned} \tag{20}$$

$$b_{11}(\vec{x}) = D_1 / 2\alpha_{11}^2,$$

$$b_{22}(\vec{x}) = \frac{1}{2} \left(\frac{D_1}{\alpha_{11}^2} + \frac{D_2 \alpha_{32}^2}{\Delta^2} + \frac{D_3 \alpha_{31}^2}{\Delta^2} \right),$$

$$b_{44}(\vec{x}) = \frac{1}{2\Delta^2} (\alpha_{31}^2 D_2 + \alpha_{21}^2 D_3),$$

$$b_{42}(\vec{x}) = b_{24}(\vec{x}) = -\frac{1}{2\Delta^2} (\alpha_{32} \alpha_{31} D_2 + \alpha_{22} \alpha_{21} D_3),$$

$$b_{nm}(\vec{x}) = 0 \dots \text{для} \dots \text{остальных} \dots n, m.$$

Для завершения постановки задачи осталось выразить через компоненты вектора $\vec{\xi}(t)$ область Ω и границы Γ , $\bar{\Gamma}$ и γ . Заметим, что $\xi_5(t)$ есть курсовой угол, а угол дрейфа $\beta(t)$ выражается через координаты $\xi_1(t)$ и $\xi_2(t)$ по формуле

$$\beta(t) = \arctg \xi_2(t) / \xi_1(t). \quad (21)$$

Запишем теперь условие непересечения границ канала судном. Из рисунка видно, что это условие таково:

$$\xi_3(t) + \frac{L}{2} \left| \cos\left(\frac{\pi}{2} - \xi_5(t)\right) \right| = \xi_3(t) + \frac{L}{2} \left| \sin \xi_5(t) \right| < \frac{H}{2}, \quad (22)$$

где L – длина судна, H – ширина канала.

Ясно также, что курсовой угол не может превышать по модулю 90° . Обозначим через \bar{v} максимально возможное значение линейной скорости движения судна по каналу, а через $\bar{\omega}$ – максимально возможное значение угловой скорости судна. Тогда область Ω задается следующими ограничениями:

$$\begin{aligned} \Omega : \{ x_1^2 + x_2^2 \leq \bar{v}^2, |x_4| \leq \bar{\omega}, \\ 0 \leq x_3 + \frac{L}{2} \left| \sin x_5 \right| \leq \frac{H}{2}, |x_5| \leq \pi/2 \}. \end{aligned} \quad (23)$$

В данном случае $\Gamma = \bar{\Gamma} = \gamma$. Граница γ определяется так:

$$\begin{aligned} \gamma : \{x_1^2 + x_2^2 \leq \bar{v}^2, |x_4| \leq \bar{\omega}, \\ x_3 + \frac{L}{2} |\sin x_5| = \frac{H}{2}, |x_5| \leq \pi/2\}. \end{aligned} \quad (24)$$

Предположим, что

$$\beta(0) = 0; \xi_5(0) = 0; \xi_1(0) = v_0; \xi_2(0) = 0; \xi_3(0) = 0; \xi_4(0) = 0. \quad (25)$$

Эти начальные условия означают, что в момент времени $t = 0$ судно вошло в канал, двигаясь поступательно со скоростью $v_0 \leq \bar{v}$ по оси канала с нулевой угловой скоростью.

Полученную краевую задачу можно решать приближенно, основываясь на уравнениях (12), если считать, что коэффициенты $a_n \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x} \end{matrix} \right)$ не зависят от времени, т.е., что $F_i(t) = F_i$, $i = 1, 2, 3$.

Практически достаточно вычислить только $T_\gamma^{(1)} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x} \end{matrix} \right)$ и $T_\gamma^{(2)} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x} \end{matrix} \right)$ - два первых начальных момента распределения случайной величины Θ_γ . После этого, применяя к (13) неравенство Чебышева, получаем

$$P_\gamma \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x}, T \end{matrix} \right) \geq \frac{\left(T - T_\gamma^{(1)} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x} \end{matrix} \right) \right)^2}{T_\gamma^{(2)} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x} \end{matrix} \right) - \left(T_\gamma^{(1)} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x} \end{matrix} \right) \right)^2 + \left(T - T_\gamma^{(1)} \left(\begin{matrix} \rightarrow \\ \mathbf{x} \end{matrix} \right) \right)^2}.$$

Приравняв правую часть этого неравенства величине ε , можно определить из полученного уравнения безопасную ширину канала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев Ю.Л. Гидродинамика судна в стесненном фарватере. - С.-Петербург: Судостроение, 1992. - 224 с.
2. Некрасов В.А. Вероятностные задачи мореходности судов. - Л.: Судостроение, 1978. - 303 с.
3. Тихонов В.И., Миронов М.А. Марковские процессы. - М.: Радио и связь, 1977. - 488 с.
4. Гихман И.И., Скороход А.В. Стохастические дифференциальные уравнения. - Киев: Наукова думка, 1968. - 584 с.
5. Соболев Г.В. Управляемость корабля и автоматизация судовождения, Л.: Судостроение, 1976. - 477 с.

АНАЛИЗ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ ОЦЕНОК УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

В.В. Козляков

В статье получены новые формулы для оценки усталостного ресурса судовых конструкций при напряжениях, распределенных по закону Вейбулла и билинейной усталостной кривой в логарифмических координатах. Полученные формулы и графики функций позволяют решать как задачу оценки усталостного ресурса реальной конструкции, так и проектировать конструкции с заданным усталостным ресурсом.

Сопоставление различных вариантов оценок выявило существенное их различие и необходимость дальнейшей унификации.

1. До недавнего времени базовые усталостные кривые в логарифмических координатах представлялись в однолинейной форме с введением предела усталости (рис. 1,А). Однако более тщательное исследование моделей конструкций при большом числе циклов и с учетом коррозии позволили уточнить зависимость удвоенных амплитуд (размахов) напряжений от числа циклов и представить в виде двух отрезков прямой линии без предела усталости (рис. 1,Б).

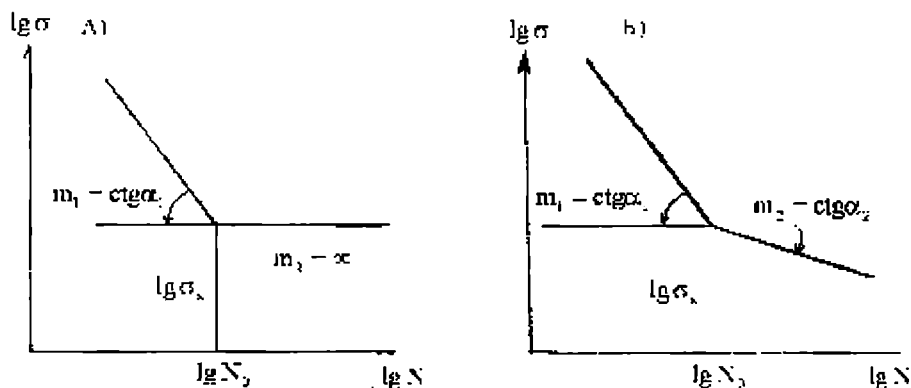


Рис. 1. Форма базовых усталостных кривых

Международная ассоциация классификационных обществ - МАКО, обобщила результаты многих исследований и представила их в виде двух вариантов зависимостей $\lg \sigma - \lg N$ для типовых сварных узлов (рис. 2,А и рис 2,Б) [1].

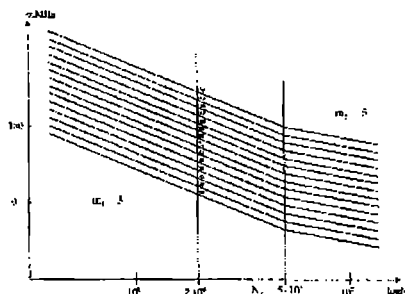
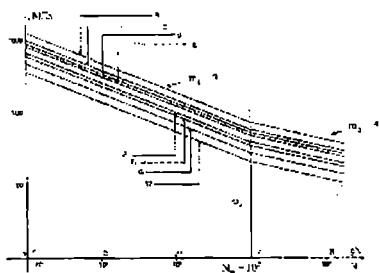


Рис. 2.А. Базовые усталостные кривые «HSE» В, С ... W — классы сварных узлов

Рис. 2.Б. Усталостные кривые «IIW» 160, 140 ... 36 — категории сварных узлов

Характерно, что котангенсы углов наклона прямых на левом участке $m_1 = \text{ctg}\alpha_1 = 3$, а на правом участке $m_2 = \text{ctg}\alpha_2 = 5$, т.е. связаны соотношением $m_2 = m_1 + 2$.

Величины условных пределов усталости на границе 2-х участков, соответственно при $N'_0 = 10^7$ и $N''_0 = 5 \cdot 10^6$ циклов представлены в таблицах 1 и 2 для каждого из классов сварных узлов.

Таблица 1. Условные пределы усталости (размах) для HSE кривых

Класс	B	C	D	E	F	F ₂	G	W
σ_a , МПа, $N'_0 = 10^7$	83,36	70,20	53,36	46,81	39,80	35,10	29,16	21,00

Аналитическое представление усталостных кривых на левом и правом участках, соответственно

$$N^{\text{л}} = N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_a}{\sigma} \right)^3; \quad N^{\text{пр}} = N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_a}{\sigma} \right)^5. \quad (1)$$

Таблица 2. Условные пределы усталости (размах) для ПВ кривых

Категория	160	140	125	112	100	90	80
σ_a , МПа, $N_0'' = 5 \cdot 10^6$	118,2	103,2	92,1	82,5	73,7	66,3	58,9
Категория	71	63	56	50	45	40	36
σ_a , МПа, $N_0'' = 5 \cdot 10^6$	52,3	46,4	41,3	36,8	33,2	29,5	26,5

При выводе формул целесообразно представить (1) в более общем виде

$$N^r = N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_a}{\sigma} \right)^{m_1}; \quad N^{mp} = N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_a}{\sigma} \right)^{m_2}.$$

При размахах напряжений, распределенных по закону Вейбулла с параметрами a_σ и K , дифференциальный закон распределения напряжений может быть представлен в виде

$$P(\sigma) = \frac{K}{a_\sigma^K} \cdot \sigma^{K-1} \cdot \exp \left[- \left(\frac{\sigma}{a_\sigma} \right)^K \right]. \quad (2)$$

2. На основе линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений при нерегулярном нагружении по закону (2), обобщая метод использованный в [2] при решении аналогичной задачи, получим выражение для времени исчерпания усталостного ресурса T

$$\frac{T}{T_0} = \frac{N_0}{\int_{\sigma_a}^{\infty} \frac{P(\sigma) d\sigma}{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma} \right)^{m_1}} + \int_0^{\sigma_a} \frac{P(\sigma) d\sigma}{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma} \right)^{m_2}} - \int_{\sigma_a}^{\infty} \frac{P(\sigma) d\sigma}{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma} \right)^{m_2}}}$$

где T_0 — средний период изменения волновых напряжений при построении долговременного спектра [3; 4].

Учитывая (2) получим

$$\frac{T}{T_0} = \frac{N_0 \cdot a_\sigma^K}{K \cdot \left[\frac{1}{\sigma_a^{m_1}} \cdot \int_{\sigma_a}^{\infty} \sigma^{K+m_1-1} \cdot \ell \left(\frac{\sigma}{a_\sigma} \right)^K d\sigma + \frac{1}{\sigma_a^{m_2}} \cdot \left[\int_0^{\sigma_a} \sigma^{K+m_2-1} \cdot \ell \left(\frac{\sigma}{a_\sigma} \right)^K d\sigma - \int_{\sigma_a}^{\infty} \sigma^{K+m_2-1} \cdot \ell \left(\frac{\sigma}{a_\sigma} \right)^K d\sigma \right] \right]} \quad (3)$$

Если использовать известное представление интегралов в знаменателе через полную Гамма-функцию и функцию χ^2 Пирсона $P(\chi^2, n)$ в виде

$$\int_{\chi}^{\infty} Z^{n-1} \cdot \ell^{-\frac{Z^2}{2}} dZ = 2^{\frac{n-2}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{n}{2}\right) \cdot P(\chi^2, n), \quad (4)$$

и вводя новую переменную «Z» в виде

$$\sigma = a_{\sigma} \cdot 2^{\frac{1}{K}} \cdot Z^{\frac{2}{K}}, \quad d\sigma = \frac{a_{\sigma}}{K} \cdot 2^{1-\frac{1}{K}} \cdot Z^{\frac{2}{K}-1} dZ,$$

получим все интегралы в знаменателе (3) через табулированные функции

$$\begin{aligned} \int_{\sigma_a}^{\infty} \sigma^{K+m_1-1} \cdot \ell^{-\left(\frac{\sigma}{a_{\sigma}}\right)^K} d\sigma &= a_{\sigma}^{K+m_1} \cdot 2^{\frac{m_1}{K}} \cdot \int_{\sqrt{2}\left(\frac{\sigma_a}{a_{\sigma}}\right)^{K/2}}^{\infty} Z^{1+\frac{m_1}{K}} \cdot \ell^{-\frac{Z^2}{2}} dZ = \\ &= \frac{1}{K} \cdot a_{\sigma}^{K+m_1} \cdot 2^{-\frac{m_1}{2}} \cdot 2^{\frac{n_1-2}{2}} \cdot \Gamma\left(\frac{n_1}{2}\right) \cdot P(\chi^2, n_1) = \frac{a_{\sigma}^{K+m_1}}{K} \cdot \Gamma\left(1 + \frac{m_1}{K}\right) \cdot P\left[\chi^2, 2 \cdot \left(1 + \frac{m_1}{K}\right)\right], \end{aligned}$$

и аналогично

$$\begin{aligned} \int_0^{\infty} \sigma^{K+m_2-1} \cdot \ell^{-\left(\frac{\sigma}{a_{\sigma}}\right)^K} d\sigma &= \frac{a_{\sigma}^{K+m_2}}{K} \cdot \Gamma\left(1 + \frac{m_2}{K}\right), \\ \int_{\sigma_a}^{\infty} \sigma^{K+m_2-1} \cdot \ell^{-\left(\frac{\sigma}{a_{\sigma}}\right)^K} d\sigma &= \frac{a_{\sigma}^{K+m_2}}{K} \cdot \Gamma\left(1 + \frac{m_2}{K}\right) \cdot P\left[\chi^2, 2 \cdot \left(1 + \frac{m_2}{K}\right)\right] \end{aligned}$$

где

$$n_1 = 2 \cdot \left(1 + \frac{m_1}{K}\right), \quad n_2 = 2 \cdot \left(1 + \frac{m_2}{K}\right); \quad \chi^2 = 2 \cdot \left(\frac{\sigma_a}{a_{\sigma}}\right)^K. \quad (5)$$

Если учесть (5) и обозначить $x_1 = \frac{\sigma_a}{a_{\sigma}}$, то искомый усталостный ресурс определится формулой

$$\frac{T}{T_0} = \frac{N_0 \cdot x_1^{m_1}}{\Gamma\left(1 + \frac{m_1}{K}\right) \cdot P\left[2x_1^K, 2 \cdot \left(1 + \frac{m_1}{K}\right)\right] \cdot \mu_0} = \frac{N_0 \cdot \varphi_0(x, m, K)}{\mu_0} = N_0 \cdot \varphi_1(x_1, m_1, m_2, K) \quad (6)$$

$$\mu_0 = 1 + \frac{1}{x_1^{m_2 - m_1}} \cdot \frac{\Gamma\left(1 + \frac{m_2}{K}\right) \cdot \left\{1 - P\left[2x_1^K; 2 \cdot \left(1 + \frac{m_2}{K}\right)\right]\right\}}{\Gamma\left(1 + \frac{m_1}{K}\right) \cdot P\left[2x_1^K; 2 \cdot \left(1 + \frac{m_1}{K}\right)\right]}, \quad (7)$$

где

$$\varphi_0(x, m_1, K) = \frac{x_1^{m_1}}{\Gamma\left(1 + \frac{m_1}{K}\right) \cdot P\left[2x_1^K; 2 \cdot \left(1 + \frac{m_1}{K}\right)\right]} \quad (8)$$

— функция, протабулированная в [2; 5] при $m_1 = 3 \div 6$, $K = 0,6 \div 1,2$;

$$\varphi_1(x_1, m_1, m_2, K) = \frac{\varphi_0(x_1, m_1, K)}{\mu_0} \quad (9)$$

— функция, графики* которой при $m_1 = 3$ и $m_2 = 3 + 2 = 5$; $m_1 = 4$ и $m_2 = 4 + 2 = 6$; $m_1 = 5$ и $m_2 = 5 + 2 = 7$ представлены на рис. 3, 4 и 5 при $K_\sigma = 0,8 \div 1,2$.

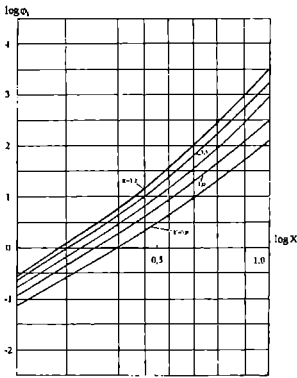


Рис.3. Графики функции φ_1 при $m_1 = 3, m_2 = 5$

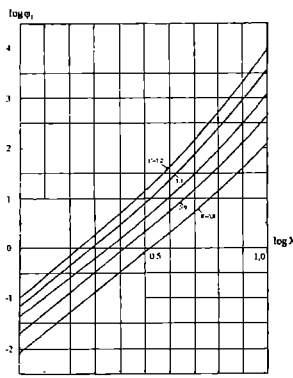


Рис.4. Графики функции φ_1 при $m_1 = 4, m_2 = 6$

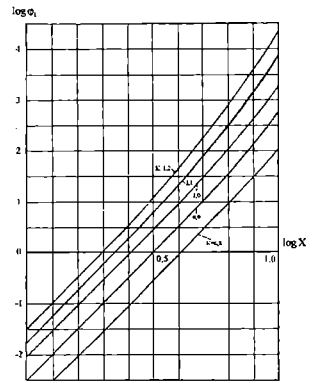
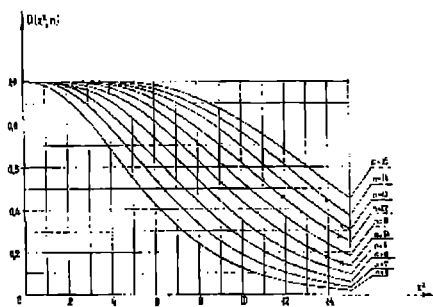
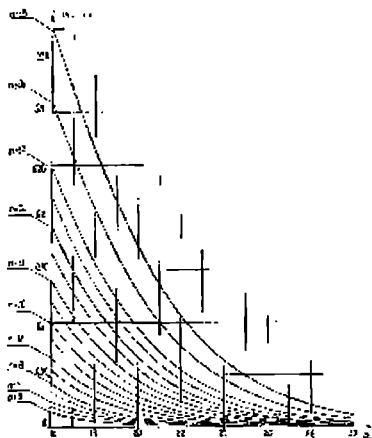


Рис.5. Графики функции φ_1 при $m_1 = 5, m_2 = 7$

Графики функции $P\left[2x_1^K; 2 \cdot \left(1 + \frac{m}{K}\right)\right]$ изображены на рис. 6,А и 6,Б.



A)



B)

Рис. 6. Графики функции $P(\chi^2, n)$

В зарубежной расчетной практике часто используется формула для оценки нижней границы усталостного ресурса при $m_2 = m_1$.

$$\mu_0 = \frac{1}{P\left[2x_1^K; 2 \cdot \left(1 + \frac{m_1}{K}\right)\right]} \text{ и } \frac{T'}{T_0} = \frac{N_0 \cdot x_1^{m_1}}{\Gamma\left(1 + \frac{m_1}{K}\right)} \quad (10)$$

При $m_2 = m_1 + 2$, $\mu_0 > 1$

$$\frac{T''}{T_0} = N_0 \cdot \varphi_1(x_1, m_1, K) \quad (11)$$

При $m_2 = \infty$, $\mu_0 = 1$ (горизонтальная линия (рис. 1, A))

$$\frac{T'''}{T_0} = N_0 \cdot \varphi_0(x_1, m_1, K) \quad (12)$$

Нижняя и верхняя оценки усталостного ресурса по (10), (12) давно используются в расчетной практике. Оценка, рекомендуемая МАКО, является промежуточной. Приближенная средневзвешенная величина усталостного ресурса с учетом уменьшения толщины листов и момента сопротивления корпуса по линейному закону

$$W(t) = W(0) \cdot \left[1 - \frac{\Delta \bar{W}(T) \cdot t}{T} \right],$$

где

$$\Delta \bar{W}(T) = \frac{\Delta W(T)}{W(0)} \text{ — относительное уменьшение момента сопротивления}$$

за срок службы T может быть определено с помощью множителя

$$\xi = \frac{1}{m_1 + 1} \cdot \frac{1 - [1 - \Delta \bar{W}(T)]^{m_1 + 1}}{\Delta \bar{W}(T)}, \quad (13)$$

точного для нижней оценки ресурса (10).

При этом параметр нагруженности x_1 определяется для конструкции в начале срока службы с моментом сопротивления $W(0)$

$$x_1^0 = \frac{\sigma_a}{a_\sigma(0)} = \frac{\sigma_a \cdot W(0)}{a_m}. \quad (14)$$

Итак, три оценки усталостного ресурса имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{T'}{T_0} &= \frac{N_0 \cdot x_1^{m_1}}{\Gamma\left(1 + \frac{m_1}{K}\right)} \cdot \xi \\ \frac{T''}{T_0} &\approx N_0 \cdot \varphi_1(x_1^0, m_1, K) \cdot \xi \\ \frac{T'''}{T_0} &\approx N_0 \cdot \varphi_0(x_1^0, m_1, K) \cdot \xi \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

3. При проектировании конструкций с заданным усталостным ресурсом

$$T_y = T \cdot K_y, \quad (16)$$

где $K_y > 1$ — коэффициент запаса по долговечности

Можно определить величину искомого параметра нагруженности $x_1^0(T_y)$ с помощью графиков на рис. 3, 4 и 5.

Из (10), (16) следует, что при $T' = T \cdot K_y$

$$x_1^0 = m_1 \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_y}{T_0 \cdot N_0 \cdot \xi} \cdot \Gamma \left(1 + \frac{m_1}{K} \right)}, \quad (17)$$

график которого изображен на рис. 7 при $m_1 = 3$.

Из (11), (16) при $T'' = T \cdot K_y$, и $\varphi_1 = \frac{T \cdot K_y}{T_0 \cdot N_0 \cdot \xi}$ и рис. 3 при $m_1 = 3$ следует $x_2^0 = f_1(K, m_1, \varphi_1)$, графики которой представлены на рис. 8.

Из (12), (16) при $T''' = T \cdot K_y$ и $\varphi_0 = \frac{T \cdot K_y}{T_0 \cdot N_0 \cdot \xi}$ следует $x_3^0 = f_2(K, m_1, \varphi_0)$, графики из [2] при $m_1 = 3$ которой изображены на рис. 9.

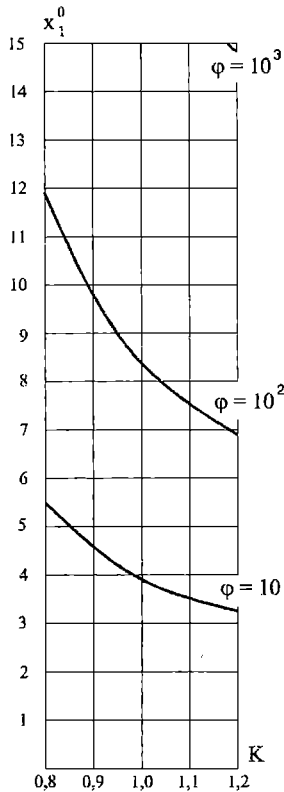


Рис. 7. График функции $x_1^0(\varphi, K)$ при $m_1 = m_2 = 3$

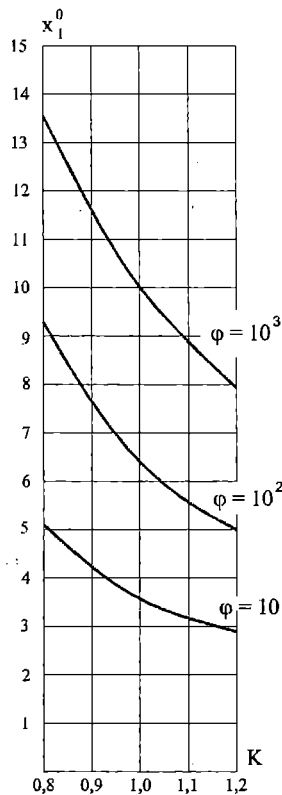


Рис. 8. График функции $x_1^0(\varphi, K)$ при $m_1 = 3, m_2 = 5$

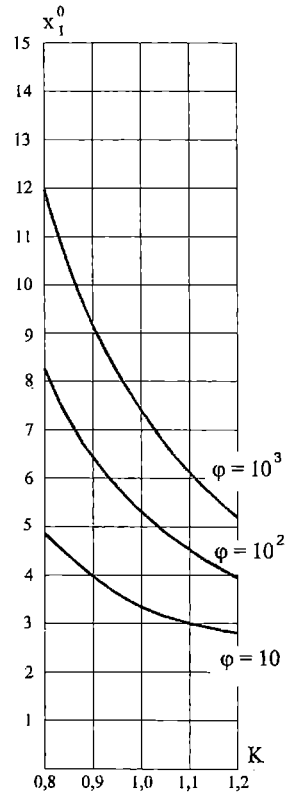


Рис. 9. График функции $x_1^0(\varphi, K)$ при $m_1 = 3, m_2 = \infty$

Развертывая известное выражение параметра

$$x_1 = \frac{\sigma_a}{\alpha_\Sigma \cdot a_\sigma(0)} = \frac{\sigma_{-1}^0 \cdot W(0)}{a_M \cdot \alpha_\Sigma} \cdot \left[1 - \frac{v \cdot \sigma_{-1}^0 \cdot M_{\text{гв}}^{\text{ср}}}{\sigma_{\text{вр}} \cdot W(0)} \right] = x_i^0, \quad (18)$$

где

a_M — параметр закона Вейбулла для размаха волнового изгибающего момента;

$M_{\text{гв}}^{\text{ср}}$ — средняя величина изгибающего момента на тихой воде;

$\alpha_\Sigma^{(n)}$ — обобщенная величина коэффициента концентрации в узле «п» при одновременном действии нескольких волновых нагрузок с учетом коэффициентов корреляции получим требуемое значение момента сопротивления $W(0)$

$$W(0) = \frac{a_M \cdot x_i^0 + \phi_1 \cdot M_{\text{гв}}^{\text{ср}}}{\sigma_{-1}^0 / \alpha_\Sigma} \approx \frac{a_M \cdot x_i^0}{\sigma_{-1}^0 / \alpha_\Sigma}, \quad (19)$$

где

$$\phi_1 = \frac{v \cdot \sigma_{-1}^0}{\sigma_{\text{вр}}} \ll 1 \text{ — коэффициент чувствительности к средним напряжениям.}$$

Величина $M_y = a_M \cdot x_i^0$ выполняет роль волнового изгибающего момента, эквивалентного в усталостном смысле всему долговременному спектру нагрузок.

Естественно, что при 3-х оценках усталостного ресурса, выполняющих роль своеобразных условных измерителей, необходимо вводить различные коэффициенты запаса K_y .

4. Для сравнения различных вариантов оценок усталостного ресурса целесообразно рассмотреть корпус морского судна, для которого в соответствии с унифицированным стандартом прочности МАКО [6] при минимальном моменте сопротивления

$$W_{\text{мин}} = C_w(L) \cdot V \cdot L^2 \cdot (C_B + 0,7) \cdot \eta(\sigma_\tau).$$

Размах волновых напряжений с обеспеченностью 10^{-8} равен при $K = 1$

$$\sigma_{-8} = \frac{220}{\eta(\sigma_\tau)} \text{ МПа.}$$

Размерный параметр закона Вейбулла ($K = 1$):

$$a_{\sigma} = \frac{\sigma_{-8}}{\eta(\sigma_{\tau}) \cdot \sqrt[3]{\ln 10^8}} = \frac{\sigma_{-8}}{\eta(\sigma_{\tau}) \cdot 18,42} = \frac{11,94}{\eta(\sigma_{\tau})} = (11,94 \div 17,56) \text{ МПа}$$

$$\eta(\sigma_{\tau}) = 1 \div 0,68 \text{ при } \sigma_{\tau} = 235 \div 390 \text{ МПа.}$$

В таблице 3 выполнено сопоставление 3-х вариантов оценок усталостного ресурса для 3-х типовых видов сварных соединений В, F и W из табл. 1 для корпусов из сталей с $\sigma_{\tau} = 235$ МПа и 390 МПа и, соответственно, $\eta(\sigma_{\tau}) = 1$ и 0,68 при $m_1 = 3$ и $m_1 = 5$;

В таблице 4 аналогичные оценки получены для узлов категорий 125, 63 и 36 из таблицы 2 при $m_1 = 3$.

Эти три категории примерно соответствуют классам В, F и W.

Таблица 3. Сравнение усталостного ресурса для узлов классов В, F и W

$$N_0 = 10^7.$$

Характеристики стали	Вид оценки	Класс сварного узла					
		В, $\sigma_a = 83,4$ МПа		F, $\sigma_a = 39,8$ МПа		W, $\sigma_a = 21,0$ МПа	
		$m_1 = 3$	$m_1 = 5$	$m_1 = 3$	$m_1 = 5$	$m_1 = 3$	$m_1 = 5$
$\sigma_{\tau} = 235$ МПа $\eta(\sigma_{\tau}) = 1$	$\frac{T'}{T_0 \cdot 10^8}, m_2 = m_1$	5,65	13,7	0,62	0,35	0,091	0,011
	$\frac{T''}{T_0 \cdot 10^8}, m_2 = m_1 + 2$	15,27	20,65	0,78	0,37	0,094	0,012
	$\frac{T'''}{T_0 \cdot 10^8}, m_2 = \infty$	62,78	44,2	1,11	0,40	0,10	0,012
$\sigma_{\tau} = 390$ МПа $\eta(\sigma_{\tau}) = 0,68$	$\frac{T'}{T_0 \cdot 10^8}, m_2 = m_1$	1,78	1,99	0,195	0,05	0,029	0,029
	$\frac{T''}{T_0 \cdot 10^8}, m_2 = m_1 + 2$	2,86	2,45	0,211	0,051	0,03	0,03
	$\frac{T'''}{T_0 \cdot 10^8}, m_2 = \infty$	5,74	3,02	0,243	0,052	0,031	0,030

Из таблиц 3 и 4 следует, что оценки усталостного ресурса по 2-м вариантам базовых усталостных кривых МАКО достаточно хорошо согласуются между собою.

Поскольку за срок службы число волновых нагрузок обычно принимается равным 10^8 , то абсолютные величины долговечностей сварных узлов F и 63, и особенно W и 36 составляют лишь незначительную долю от срока службы.

Как и следовало ожидать три варианта оценки ресурса T' , T'' и T'''

сравнительно мало отличаются только для сварных узлов относительно низкого качества F и W, 63 и 26.

Таблица 4. Сравнение оценок усталостного ресурса для узлов категорий 125, 63 и 36, $N_0 = 5 \cdot 10^6$.

Характеристики стали	Вид оценки	Категория узла		
		125 $\sigma_a = 92,1$ МПа	63 $\sigma_a = 46,4$ МПа	36 $\sigma_a = 26,5$ МПа
$\sigma_T = 235$ МПа $\eta(\sigma_T) = 1$	$\frac{T'}{T_0 \cdot 10^8}$, $m_2 = m_1 = 3$	3,82	0,49	0,091
	$\frac{T''}{T_0 \cdot 10^8}$, $m_2 = m_1 + 2 = 5$	12,39	0,67	0,10
	$\frac{T'''}{T_0 \cdot 10^8}$, $m_2 = \infty$	63,7	1,04	0,112
$\sigma_T = 390$ МПа $\eta(\sigma_T) = 0,68$	$\frac{T'}{T_0 \cdot 10^8}$, $m_2 = m_1 = 3$	1,2	0,153	0,029
	$\frac{T''}{T_0 \cdot 10^8}$, $m_2 = m_1 + 2 = 5$	2,16	0,182	0,030
	$\frac{T'''}{T_0 \cdot 10^8}$, $m_2 = \infty$	4,99	0,21	0,031

Использование базовых усталостных кривых МАКО для корпусов из сталей повышенной прочности, в частности с $\sigma_T = 390$ МПа приводит к существенному уменьшению ресурса особенно для узлов класса W и категории 36, что свидетельствует о недостаточной осторожности рекомендаций МАКО при уменьшении моментов сопротивления пропорционально почти пределу текучести материала.

Наконец, следует отметить, что распространенная до недавнего времени в СНГ практика использования базовых усталостных кривых при $m_1 = 5$ и $m_2 = \infty$ приводила к более резкому уменьшению усталостного ресурса с ухудшением качества сварного узла (с ростом коэффициента концентрации

напряжений) по сравнению с базовыми кривыми $m_1 = 3$ и $m_2 = 5$.

5. В заключение следует отметить, что рекомендованная МАКО процедура оценки допустимого усталостного ресурса равного срока службы T или 10^8 циклов, нуждается в существенной корректировке и унификации, т.к. отмеченные в статье различия в оценках свидетельствуют о необходимости введения соответствующих коэффициентов запаса, рассматривая полученные оценки в виде условных измерителей.

ЛИТЕРАТУРА

1. *International Association Classification Societies (I.A.C.S). Recommendation 56.1. Fatigue assessment of ship structures, 1999.*
2. Козляков В.В. Об оценке прочности и усталостной долговечности конструкций, долговременный спектр напряжений в которых определяется законом Вейбулла// Труды НТО Судпром. Вып. 99. 1967.
3. Козляков В.В, Плеханов Ю.В. Построение и анализ долговременных спектров волновых нагрузок и давлений от слеминга и заливаемости// Труды ЛКИ. Вып. 62. 1968.
4. Козляков В.В, Плеханов Ю.В. К оценке стандартов и эффективных периодов волновых нагрузок// Труды НТО Судпром. Вып. 131. 1969.
5. Козляков В.В Об оценке и обеспечении усталостной прочности корпусов морских транспортных судов// Труды НТО Судпром. Вып. 130. 1969.
6. Nitta A. Basic of IACS unified longitudinal strength standart// *Marine Structures. 1992. Vol. 5. №1.*

* Графики функции φ , построены студентом ОГМУ Романенко С.В.

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК КАЧКИ МАЛОГО ПЛАВУЧЕГО ОБЪЕКТА НА МОРСКОМ ВОЛНЕНИИ ВБЛИЗИ КРУПНОТОННАЖНОГО СУДНА

Н. В. Ефремова

Целью настоящей работы является определение характеристик качки малого судна, находящегося вблизи большого судна-партнера на регулярном волнении в условиях рейдовой стоянки. Большее из судов стоит на якоре, меньшее движется с умеренной скоростью, занимая произвольное положение относительно большого судна и относительно набегающего волнения.

Согласно [2] при расположении двух судов вразрез двумерному волнению их взаимное влияние на параметры качки невелико, тогда как при расположении их лагом к волнению или при косом набегании волн пренебрежение взаимным гидродинамическим влиянием приводит к значительной погрешности, особенно при малом (меньше длины малого судна) расстоянии между ними.

Так как размерения судов-партнеров резко различаются, будем учитывать только гидродинамическое влияние большого судна на качку малого, пренебрегая обратным влиянием. Определим характеристики волнения вблизи большого судна с учетом дифракции согласно [4]. Затем, считая малое судно изолированным, найдем характеристики его качки на волнении, частота которого равна частоте набегающего регулярного волнения, а высота и фаза зависят от положения малого судна по длине большого судна и расстояния между малым судном и бортом большого судна.

Считаем малое судно удлиненным телом, симметричным относительно диаметральной плоскости (ДП), плавающим в идеальной тяжелой жидкости ограниченной глубины. Свяжем с судном систему координат $Oxyz$; точка O находится на пересечении ДП, плоскости мидель-шпангоута и равновесной ватерлинии. Плоскость Oxy совпадает с невозмущенной свободной поверхностью. Ось Ox направлена в нос, Oy – в правый борт, Oz – вертикально вниз.

Разделим, как это принято, действующие на судно гидродинамические силы и моменты на инерционные, демпфирующие, восстанавливающие (вызванные качкой судна на тихой воде) и возмущающие (действующие на некачающееся судно со стороны набегающих и дифрагированных волн) и запишем согласно [2] и [3] систему дифференциальных уравнений качки судна:

$$\sum_{j=1}^6 \{(M_{pj} + \lambda_{pj}) \ddot{d}_j + \mu_{pj} \dot{d}_j + C_{pj} d_j\} = X_p^k + X_p^z, \quad (1)$$

где M_{pi} – матрица инерции масс судна;

λ_{pj} – присоединенные массы (статические моменты масс, моменты инерции масс);

μ_{pj} – соответствующие коэффициенты демпфирования;

C_{pj} – коэффициенты восстанавливающих сил;

X_p^k – главные (крыловские) части возмущающих сил;

X_p^z – гидродинамические (дифракционные) части возмущающих сил;

$p = 1, 2, \dots, 6$.

Линейные перемещения считаются положительными при движении в сторону положительного направления осей, угловые – если они происходят против часовой стрелки, смотря с положительного направления соответствующей оси.

Обобщенные присоединенные массы и коэффициенты демпфирования согласно [1] и [3] зависят только от формы корпуса и частоты колебаний. Частота набегающего волнения определяется с учетом ограниченности глубины фарватера. При этом соотношение главных размеров малого и большого судов и относительные длины волн λ/L и глубины H/T (где L и T – длина и осадка малого судна соответственно) таковы, что значения обобщенных присоединенных массы и коэффициентов демпфирования согласно [1] для неограниченной глубины и для принятых значений ограниченной глубины при данных частотах достаточно близки. Поэтому обобщенные присоединенные массы и коэффициенты демпфирования рассчитываются по методу Франка для неограниченной глубины с помощью программы PROG1B (комплекс программ «КАЧКА»).

Значения моментов инерции масс судна определяются по приближенным формулам согласно рекомендациям [6], а коэффициенты восстанавливающих сил – по уравнениям плавучести и начальной остойчивости.

Возмущающие силы и моменты в правых частях уравнений представлены в виде сумм главных и дифракционных частей. Главные части определяются интегрированием избыточного гидродинамического давления по смоченной поверхности некачающегося судна, дифракционные – методом относительных скоростей и ускорений. Расчетные формулы для вертикальной силы, кренящего и дифференцирующего моментов приведены в [5].

Запишем, как это сделано в [5] и [7], правые части уравнений системы (1) в виде

$$\begin{aligned} X_p^k + X_p^z &= X_{pc}^k \cos\sigma t + X_{ps}^k \sin\sigma t + X_{pc}^z \cos\sigma t + X_{ps}^z \sin\sigma t = \\ &= X_p^c \cos\sigma t + X_p^s \sin\sigma t. \end{aligned} \quad (2)$$

Множители при $\cos\sigma t$ и $\sin\sigma t$ представляют собой суммы соответственно косинусных и синусных составляющих главной и дифракционной части воз-

мушающей силы (момента).

Для судна, симметричного относительно ДП по форме поверхности и нагрузке, система уравнений (1) распадается на две системы, одна из которых описывает продольную, а другая – боковую качку. Примем, что центр тяжести (ЦТ) судна находится в ДП, но не совпадает с началом координат O .

Решения уравнений представляют собой суммы двух составляющих: общего решения, описывающего свободные колебания на тихой воде и частного решения, описывающего вынужденные колебания на волнении. Так как свободные колебания достаточно быстро затухают и на регулярном волнении не поддерживаются, определим характеристики вынужденных колебаний. Для этого согласно [7] частные решения дифференциальных уравнений запишем в том виде, в каком записаны возмущающие силы (моменты), т.е.

$$d_j = d_{j1} \cos \sigma t + d_{j2} \sin \sigma t, \quad (3)$$

где d_{j1} и d_{j2} – соответственно амплитуды косинусной и синусной составляющих j -го вида качки.

Вычислим первые и вторые производные по времени от d_j , выполним подстановки и приравняем выражения при $\cos \sigma t$ и $\sin \sigma t$ в левых и правых частях уравнений. Тогда из каждого дифференциального уравнения получится два линейных относительно d_{j1} и d_{j2} . Пренебрегая, как это принято, продольно-горизонтальной качкой, запишем системы уравнений, описывающих продольную

$$\begin{aligned} a_{33}\zeta_1 + b_{33}\zeta_2 + a_{35}\psi_1 + b_{35}\psi_2 &= Z^c; \\ b_{33}\zeta_1 + a_{33}\zeta_2 - b_{35}\psi_1 + a_{35}\psi_2 &= Z^s; \\ a_{33}\zeta_1 + b_{33}\zeta_2 + a_{35}\psi_1 + b_{35}\psi_2 &= M_y^c; \\ -b_{33}\zeta_1 + a_{33}\zeta_2 - b_{35}\psi_1 + a_{35}\psi_2 &= M_y^s; \end{aligned} \quad (4)$$

и боковую качку

$$\begin{aligned} a_{22}\eta_1 + b_{22}\eta_2 + a_{24}\theta_1 + b_{24}\theta_2 + a_{26}\chi_1 + b_{26}\chi_2 &= Y^c; \\ -b_{22}\eta_1 + a_{22}\eta_2 - b_{24}\theta_1 + a_{24}\theta_2 - b_{26}\chi_1 + a_{26}\chi_2 &= Y^s; \\ a_{42}\eta_1 + b_{42}\eta_2 + a_{44}\theta_1 + b_{44}\theta_2 + a_{46}\chi_1 + b_{46}\chi_2 &= M_x^c; \\ -b_{42}\eta_1 + a_{42}\eta_2 - b_{44}\theta_1 + a_{44}\theta_2 - b_{46}\chi_1 + a_{46}\chi_2 &= M_x^s; \\ a_{62}\eta_1 + b_{62}\eta_2 + a_{64}\theta_1 + b_{64}\theta_2 + a_{66}\chi_1 + b_{66}\chi_2 &= M_z^c; \\ -b_{62}\eta_1 + a_{62}\eta_2 - b_{64}\theta_1 + a_{64}\theta_2 - b_{66}\chi_1 + a_{66}\chi_2 &= M_z^s, \end{aligned} \quad (5)$$

где $Z^{c,s}$ – косинусная и синусная составляющие вертикальной силы;

$Y^{c,s}$ – то же, поперечно-горизонтальной силы;

$M_x^{c,s}$ – то же, кренящего момента;

$M_y^{c,s}$ – то же, дифферентующего момента;

$M_z^{c,s}$ – то же, момента рыскания.

Коэффициенты левых частей уравнений, образующих системы (4) и (5),

вычисляются по следующим формулам:

$$\begin{aligned}
 a_{22} &= - (m + \lambda_{22}) \sigma^2; & a_{35} &= a_{53} = \rho g S_0 x_f - (\lambda_{35} - m x_g) \sigma^2; \\
 a_{33} &= \rho g S_0 - (m + \lambda_{33}) \sigma^2; & a_{24} &= a_{42} = - (\lambda_{24} - m z_g) \sigma^2; \\
 a_{44} &= m g h - (I_x + \lambda_{44}) \sigma^2; & a_{26} &= a_{62} = - (\lambda_{26} + m x_g) \sigma^2; \\
 a_{55} &= \rho g I_x^{ax} - (I_y + \lambda_{55}) \sigma^2; & a_{46} &= a_{64} = - (\lambda_{46} - m x_g z_g) \sigma^2; \\
 a_{66} &= - (I_z + \lambda_{66}) \sigma^2; & b_{pj} &= \mu_{pj} \sigma \quad (p=2,3,4,5,6; j=2,3,4,5,6); \\
 I_x &= 0,125 m B^2; & I_y &= I_z = 0,065 \alpha m L^2,
 \end{aligned} \tag{6}$$

где m – масса судна;

I_x, I_y, I_z – моменты инерции масс судна относительно осей Ox, Oy, Oz ;

α – коэффициент полноты ватерлинии равновесия;

S_0 – площадь ватерлинии равновесия;

x_f – абсцисса центра тяжести ватерлинии равновесия;

x_g – абсцисса центра тяжести судна;

z_g – аппликата центра тяжести судна;

I_y^{ax} – момент инерции площади ватерлинии равновесия относительно оси Oy ;

h – поперечная метацентрическая высота.

Когда значения d_{1j} и d_{2j} определены, амплитуды соответствующих видов качки вычисляются по формуле

$$d_j = \sqrt{(d_{1j})^2 + (d_{2j})^2}. \tag{7}$$

В качестве примера приведены результаты расчетов амплитуд вертикальной, килевой и бортовой качки судна-спасателя «Светломор-4» на волнении вблизи балкера «Зоя Космодемьянская». Относительная глубина акватории $H/T_1 = 1,1$, относительные длины волн $\lambda/L_j = 0,7 - 1,0$ (L_j, B_j, T_1 – размерения балкера «Зоя Космодемьянская»). Угол между вектором фазовой скорости набегающего волнения и ДП большого судна составляет 90° . Характеристики волнения вокруг балкера определены при фиксированной начальной фазе набегающего волнения.

На рисунках 1 и 2 показано распределение амплитуд волнового поля $\bar{Z}_B = Z_B / a$ (a – амплитуда набегающего волнения) вокруг большого судна в прямоугольной области $x_1 \in [-L_1/2; L_1/2]$, $y_1 \in [-10B_1; 10B_1]$ (система координат $Ox_1y_1z_1$ связана с большим судном). На рисунке 1 нанесены линии уровня с шагом 0,2, на рисунке 2 построена аксонометрия поверхности распределения.

Расчеты качки выполнены для трех значений угла между ДП большого и малого судна ($\delta = 90^\circ, 135^\circ$ и 180°). Начало координат связанной с малым судном системы $Oxyz$ помещалось в симметричных относительно ДП балкера точках, по длине – на 16 теоретическом шпангоуте балкера, по ширине от борта балкера – на расстоянии длины малого судна.

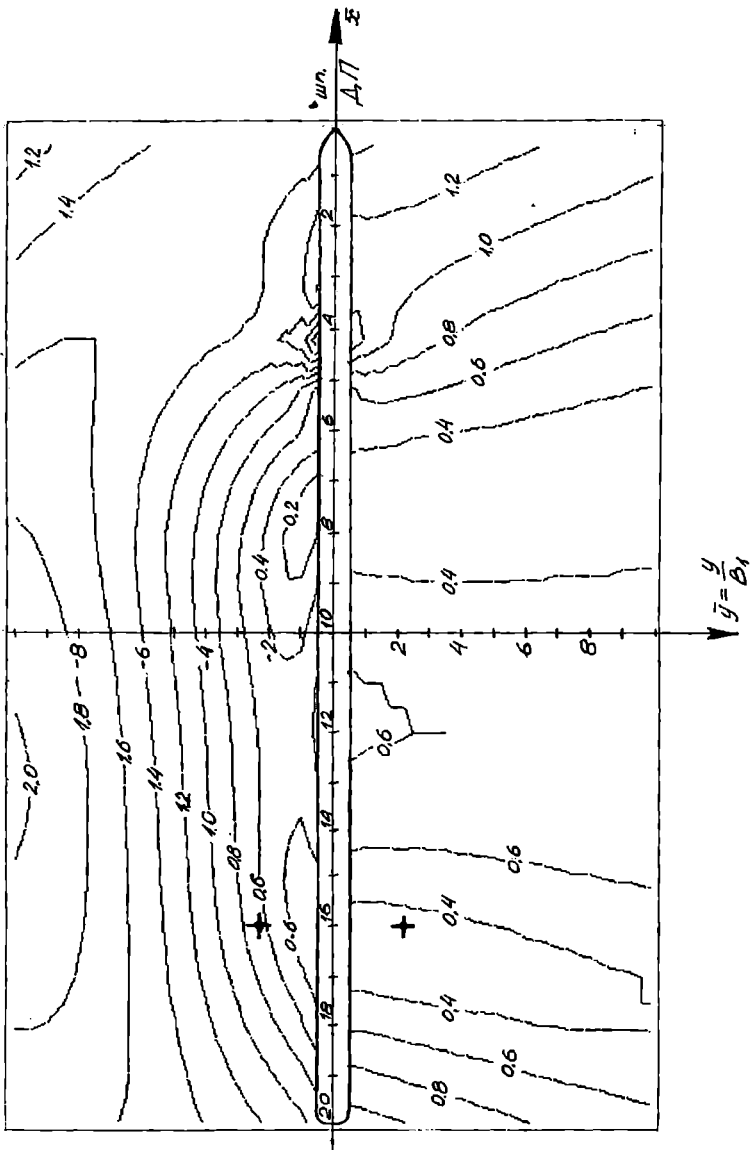


Рис. 1. Волновое поле вокруг большого судна. Линии уровня
поверхности амплитуд

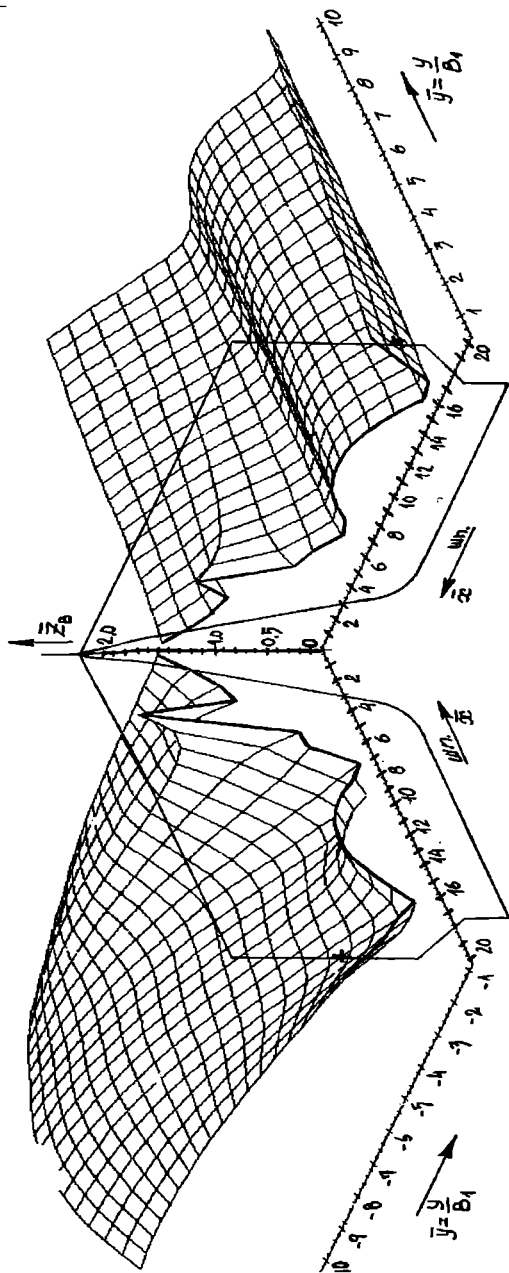


Рис 2. Волновое поле вокруг большого судна. Аксонометрия поверхности амплитуд

На рис. 3-5 представлены графики относительных амплитуд качки в зависимости от относительной частоты волнения $\nu = \sigma \sqrt{L/g}$. Амплитуда вертикальной качки отнесена к амплитуде набегающего волнения $\bar{\zeta} = \zeta/a$, амплитуды килевой и бортовой качки – к максимальному углу волнового склона $\bar{\psi} = \psi/\alpha_{\max}$, $\bar{\theta} = \theta/\alpha_{\max}$.

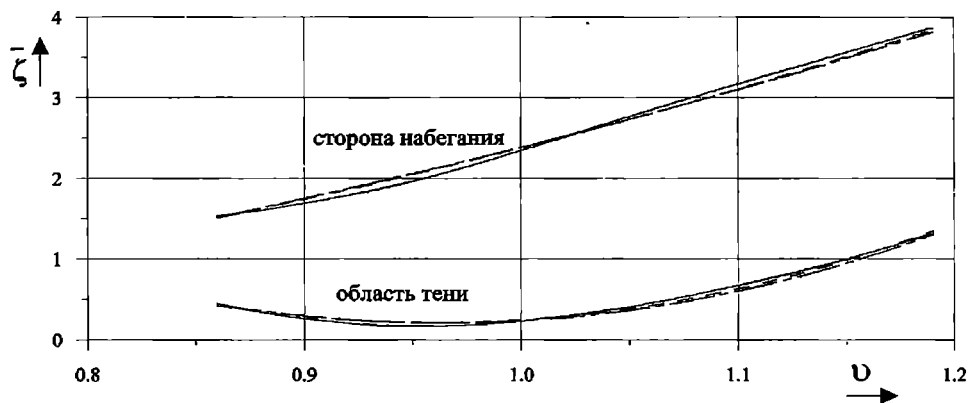


Рис. 3. Амплитуда вертикальной качки

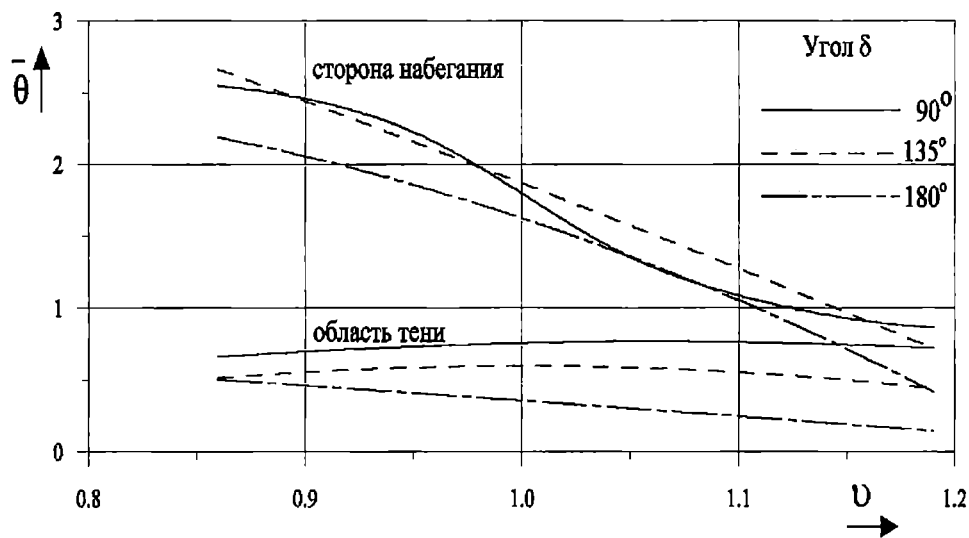


Рис. 4. Амплитуда бортовой качки

На приведенных графиках наблюдается заметное отличие значений амплитуд качки со стороны набегания и в области гидродинамической тени. В то же время влияние угла δ в данных положениях малого судна незначительно, что объясняется существенно трехмерным характером волнения вокруг большого судна.

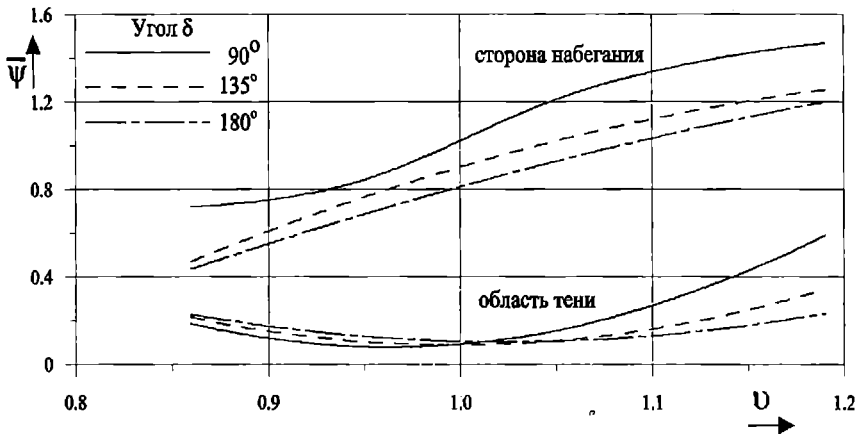


Рис. 5. Амплитуда килевой качки

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. Воробьев Ю.Л. Гидродинамика судна в стесненном фарватере. С.-Петербург: Судостроение, 1992. - 224 с.
4. 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.
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. Ремез Ю.Ф. Качка корабля. Л.: Судостроение, 1983. - 328 с.
7. Семенов-Тянь-Шанский В.В., Благовещенский С.Н., Холодилин А.Н. Качка корабля. Л.: Судостроение, 1969. 392 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЛНОВОЙ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ НА СУДНО, КОТОРОЕ НАХОДИТСЯ НА ЗНАЧИТЕЛЬНОМ МЕЛКОВОДЬЕ

А. Е. Нильва

В линейной теории волновых движений возмущающие силы и моменты, действующие со стороны набегающего волнения на какой-либо объект, разделяют на две части:

- главную (или Крылова-Фруда);
- гидродинамическую (или дифракционную).

Главная часть возмущающих сил \overline{F}_* , действующих на судно, определяется исходя из гипотезы о том, что корпус судна является «проницаемым», т.е. что он не вносит возмущений в поле давлений набегающей волны. Для получения численных результатов достаточно проинтегрировать давление p_* в набегающей волне по смоченной поверхности судового корпуса S

$$\overline{F}_*(t) = - \iint_S p_*(t) \overline{n} dS,$$

где \overline{n} – орт внешней нормали к судовой поверхности.

Значение давления p_* легко определить, зная выражение для потенциала Φ_* скоростей набегающего волнения [3]:

$$p_*(t) = i\rho\sigma\Phi_*(t);$$

$$\Phi_*(t) = \Phi_*(x, y, z)e^{i\sigma t} = -icr \frac{Ch[k(z-H)]}{Ch(kH)} \text{Exp}[i\sigma t - ki(x\text{Cos}\alpha + y\text{Sin}\alpha)],$$

где ρ – плотность воды; σ – круговая частота волн; c – фазовая скорость волн; r – амплитуда волны; k – волновое число на мелководье; H – глубина воды; α – угол между ДП судна и фазовой скоростью волн.

Таким образом, расчет главной части возмущающих сил не представляет принципиальных затруднений.

Гидродинамическая часть возмущающих сил, действующих на судно, определяется дифракцией набегающего волнения на судне как на препятствии распространению волн. Решение гидродинамической задачи для вер-

тикальных движений жидкости на значительном мелководье найдено независимо О. Е. Тукс [5] и Ю. Л. Воробьевым [1]. Была получена такая структура выражения потенциала скоростей дифрагированного движения жидкости Φ_0 , которая позволяла при определении дифракционной части возмущающих сил воспользоваться, как и для главной части, интегрированием соответствующего давления p_0 по смоченной поверхности корпуса:

$$\bar{F}_0(t) = -\iint_S p_0(t) \bar{n} dS;$$

$$p_0(t) = ip\sigma\Phi_0(t) = ip\sigma\Phi_0(x, y, z)e^{i\sigma t};$$

$$\Phi_0^C(x, y, z) = icrk \frac{Sh[k(z-H)]}{4Ch(kH)} \cos(ky\sin\alpha)\cos(kx\cos\alpha) \int_{-L/2}^{L/2} \frac{B(\xi)}{H} H_0^{(1)}[k|x-\xi|] d\xi;$$

$$\Phi_0^S(x, y, z) = -icrk \frac{Sh[k(z-H)]}{4Ch(kH)} \cos(ky\sin\alpha)\sin(kx\cos\alpha) \int_{-L/2}^{L/2} \frac{B(\xi)}{H} H_0^{(1)}[k|x-\xi|] d\xi,$$

где $H_0^{(1)}$ – функция Ганкеля; $B(x)$ – ширина судна.

На основании приведенных зависимостей выписаны расчетные формулы для определения амплитуд синусных и косинусных составляющих вертикальной возмущающей силы:

$$F_*^C = \frac{2\rho gr}{Ch(kH)} \int_{-L/2}^{L/2} \sin(kx\cos\alpha) \int_0^B Ch[k(z-H)] \cos(ky\sin\alpha) \cos(\bar{n}^{\wedge}z) dy dx;$$

$$F_*^S = \frac{2\rho gr}{Ch(kH)} \int_{-L/2}^{L/2} \cos(kx\cos\alpha) \int_0^B Ch[k(z-H)] \cos(ky\sin\alpha) \cos(\bar{n}^{\wedge}z) dy dx;$$

$$F_0^C = -\frac{\rho grk}{2Ch(kH)} \int_{-L/2}^{L/2} \cos(kx\cos\alpha) \cdot W(x) \cdot \int_0^B Sh[k(z-H)] \cos(ky\sin\alpha) \cos(\bar{n}^{\wedge}z) dy dx;$$

$$F_0^S = \frac{\rho grk}{2Ch(kH)} \int_{-L/2}^{L/2} \sin(kx\cos\alpha) \cdot W(x) \cdot \int_0^B Sh[k(z-H)] \cos(ky\sin\alpha) \cos(\bar{n}^{\wedge}z) dy dx;$$

$$\text{где } W(x) = \int_{-L/2}^{L/2} B(\xi) \mathcal{J}_0^{(1)}[k|x-\xi|] d\xi.$$

По этим формулам произведен массовый счет [3] амплитуды вертикаль-

ной возмущающей силы $F = \sqrt{(F_0^S + F_*^S)^2 + (F_0^C + F_*^C)^2}$ для судов различных типоразмеров. Сопоставление результатов счета с данными модельного эксперимента, проведенного в опытовом бассейне ОГМУ [4], показало их более чем удовлетворительное соответствие. Анализ расчетных данных позволил предложить следующую аппроксимационную формулу для вычисления амплитудного значения возмущающей вертикальной силы волновой природы:

$$F = \gamma \cdot r \cdot \chi_3 \cdot K_{F_3} \cdot L \cdot B,$$

где $\chi_3 = \sqrt{L \cdot B} / l_{np}$ - безразмерный коэффициент ($l_{np} = 101,4$ м); K_{F_3} - безразмерный коэффициент вертикальной силы (рис. 2); L, B - длина и ширина судна, м; g - объемный вес воды, $т/м^3$.

Приведенная формула дает амплитуды главного вектора набегающего волнения; для построения эпюр перерезывающих сил и изгибающих моментов в прочностных расчетах необходимо иметь возможность построить эпюру вертикального волнового давления. После обработки результатов массового счета получена следующая зависимость для распределенной нагрузки:

$$Q(\bar{x}, t) = \gamma \cdot r \cdot \chi_3 \cdot B \cdot a_{wi} \cdot \bar{q}_3(\bar{x}) \cdot \text{Cos}(\sigma \cdot t - \varphi_3(\bar{x})),$$

где a_{wi} - коэффициент полноты ватерлинии; $\bar{x} = 2x/L$; $\bar{q}_3(\bar{x}), \varphi_3(\bar{x})$ - безразмерная амплитуда и фаза, соответственно; их значения определяются интерполированием по графикам рис. 3 и рис. 4 в зависимости от длины волны λ и угла набегания α .

Для иллюстрации достоверности аппроксимационных формул приведен рис. 1. Для балкера «Зоя Космодемьянская», сидящего на мели, рассчитана амплитуда F_3 вертикальной составляющей волновой возмущающей нагрузки от набегающего регулярного волнения.

Построены две кривые в зависимости от длины набегающей волны λ по теоретическим формулам и по аппроксимационной методике. Корректность аппроксимационного приближения очевидна.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев Ю.Л. Асимптотическая теория качки: Дис.докт. техн. наук: 05.08.01. - Одесса, 1982.- 426 с.
2. Костюков А.А. Теория корабельных волн и волнового сопротивления. Л.: Судпромгиз, 1959. - 312 с.
3. Нильва А.Е. Результаты систематических расчетов поперечных сил и моментов, действующих со стороны набегающего волнения на судно, сидящее на мели / Одес. ин-т инж. мор. флота. - Одесса, 1994. - 37 с. - Деп. в ГНТБ Украины 25.11.94, N 2218-Ук 94.

4. Нильва А.Е. Экспериментальное исследование волновой возмущающей нагрузки для судна на мели // Вісник Одеського державного морського університету. - 1999. - N3. С. 66-72.
5. Tuck E.O. Ship motions in shallow water //Journal of Fluid Mechanics. 1975. Vol.67. Part 4. - P. 689-703.

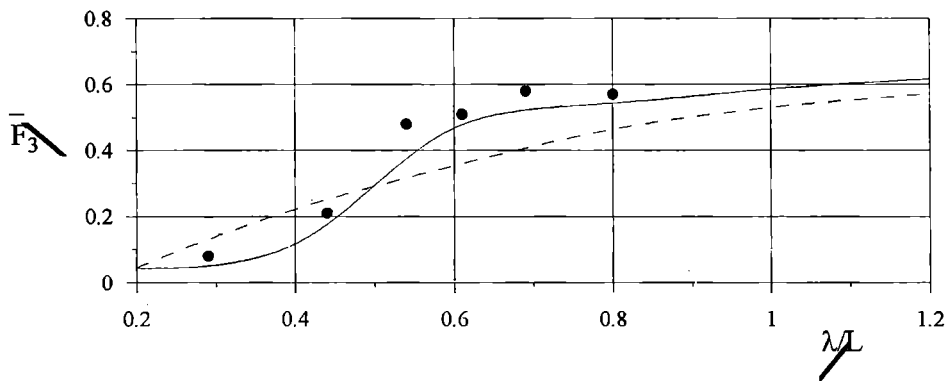


Рис 1. ————— теория, - - - методика, • эксперимент

$$\bar{F}_3 = \frac{F_3}{\gamma r S_{WL}}, S_{WL} - \text{площадь ватерлинии судна}$$

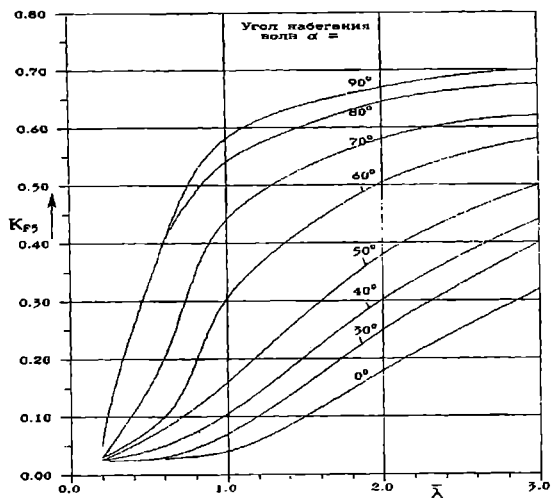


Рис. 2. Коэффициент K_{F3}

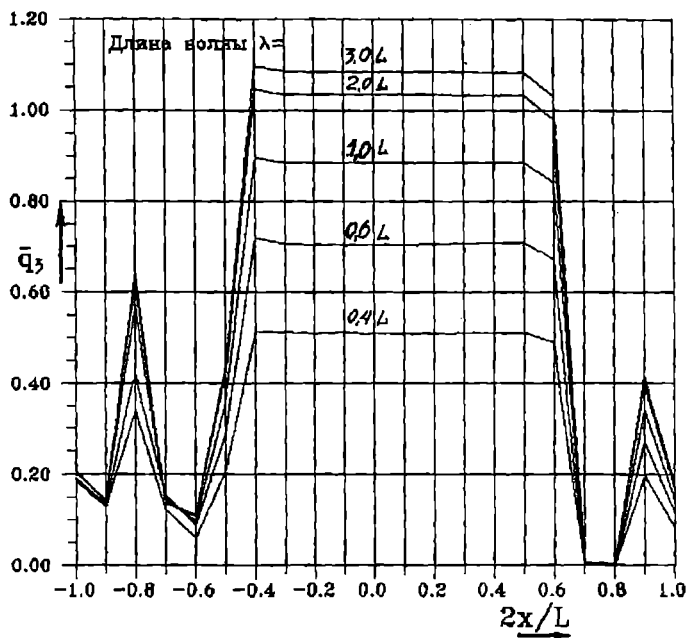


Рис. 3. Амплитуда \bar{q}_3 вертикальной нагрузки

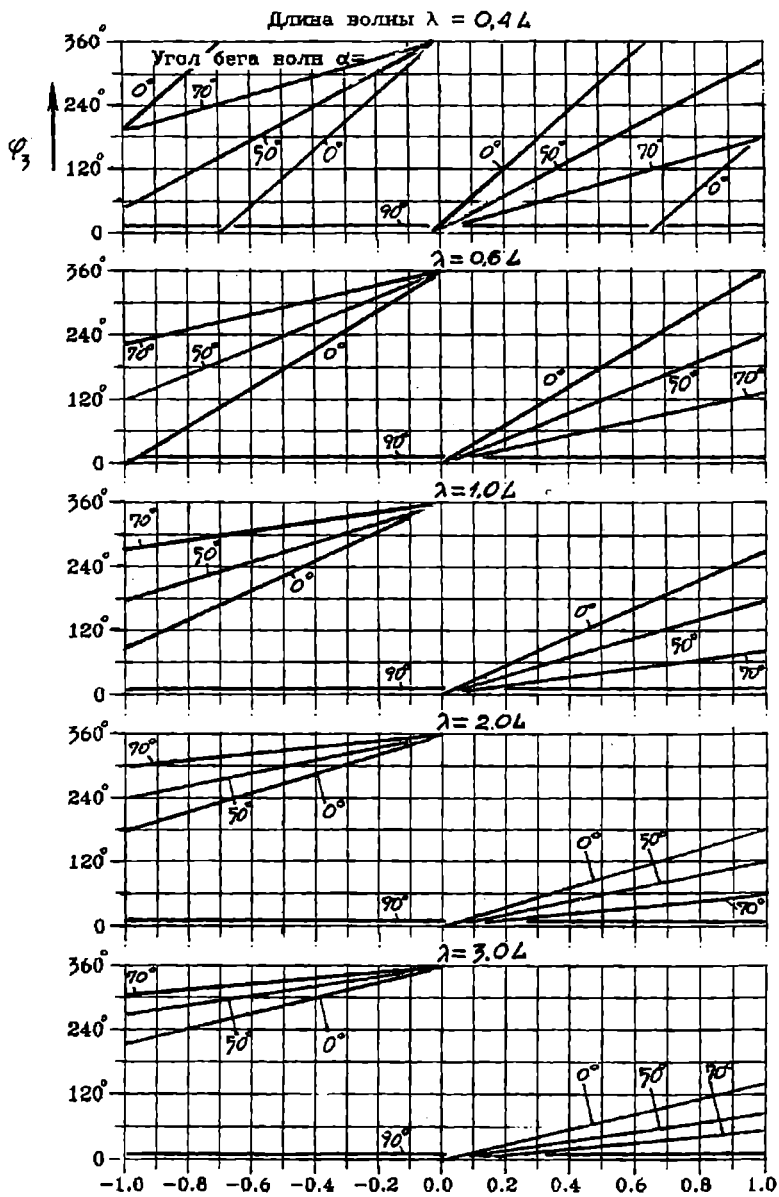


Рис. 4. Фаза j_3 вертикальной нагрузки

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ЗАДАЧА ИЗЛУЧЕНИЯ ДЛЯ ПРОДОЛЬНОЙ КАЧКИ ТРИМАРАНА НА ГЛУБОКОЙ ВОДЕ

В.И.Тонюк

Рассмотрим трехкорпусное судно (тримаран), плавающее без хода на глубокой воде. Введем связанную с судном прямоугольную систему координат $Oxyz$, начало которой расположено в точке пересечения невозмущенной свободной поверхности, миделя и диаметральной плоскости тримарана. Ось Ox направлена в нос, ось Oy – на правый борт, ось Oz – вниз. Диаметральные плоскости S_{01} левого и S_{02} правого корпусов тримарана расположены симметрично относительно плоскости Oxz и расстояние между ними равно $2b$.

Пусть тримаран совершает симметричные относительно плоскости Oxz малые колебания с частотой σ так, что:

$$\begin{aligned} V_{ne} [x, \pm(b + y_1), z, t] &= f_1(x, z) \cos \sigma t; \\ V_{ni} [x, \pm(b + y_2), z, t] &= f_2(x, z) \cos \sigma t; \\ V_n [x, \pm y_3, z, t] &= f_3(x, z) \cos \sigma t. \end{aligned} \tag{1}$$

$y_2 < 0 < y_1;$

В (1) V_{ne} (V_{ni}) – нормальная составляющая скорости наружных (внутренних) поверхностей крайних корпусов тримарана; V_n – нормальная составляющая скорости поверхности среднего корпуса тримарана; $y_1 = y_1(x, z)$ – уравнение поверхности наружного борта правого корпуса в системе координат, сдвинутой относительно исходной системы на расстояние b вдоль оси Oy ; $y_2 = y_2(x, z)$ – уравнение поверхности внутреннего борта правого корпуса в этой же системе координат; $y_3 = y_3(x, z)$ – уравнение поверхности правого борта среднего корпуса в исходной системе координат. Система координат для записи уравнений поверхности бортов левого корпуса вводится аналогично правому.

Если $F(x, y, z, t)$ – потенциал возмущенных скоростей жидкости, условие (1) следует переписать так:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi}{\partial n} [x, \pm(b + y_1), z, t] &= f_1(x, z) \cos \sigma t; \\ & y_2 < 0 < y_1; \\ \frac{\partial \Phi}{\partial n} [x, \pm(b + y_2), z, t] &= f_2(x, z) \cos \sigma t; \\ \frac{\partial \Phi}{\partial n} [x, \pm y_3, z, t] &= f_3(x, z) \cos \sigma t. \end{aligned} \quad (2)$$

В рамках линейной теории волновых движений жидкости [4] представим искомый потенциал в виде суммы

$$\Phi(x, y, z, t) = \Phi_c(x, y, z) \cos \sigma t + \Phi_s(x, y, z) \sin \sigma t. \quad (3)$$

Гармонические в области, занятой жидкостью, функции Φ_c и Φ_s удовлетворяют на ее границах следующим условиям:

- на невозмущенной поверхности $z = 0$ вне ватерлиний тримарана:

$$\left(\frac{\partial}{\partial z} + k \right) \Phi_{c,s} = 0, \quad k = \frac{\sigma^2}{g}; \quad (4)$$

- на поверхностях корпусов:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \Phi_c}{\partial n} [x, \pm(b + y_1), z] &= f_1(x, z) \cos \sigma t; \\ \frac{\partial \Phi_c}{\partial n} [x, \pm(b + y_2), z] &= f_2(x, z) \cos \sigma t; \\ \frac{\partial \Phi_c}{\partial n} [x, \pm y_3, z] &= f_3(x, z) \cos \sigma t. \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} (x, z) \in S_0; \\ \\ (x, z) \in S_{03} \end{array} \quad (5)$$

$$\frac{\partial \Phi_s}{\partial n} [x, \pm(b + y_1), z] = \frac{\partial \Phi_s}{\partial n} [x, \pm(b + y_2), z] = \frac{\partial \Phi_s}{\partial n} [x, \pm y_3, z] = 0; \quad (6)$$

$$-\infty < x < \infty; \quad 0 \leq z < \infty.$$

В (5) S_0 – проекция S_{0j} ($j=1,2$) на плоскость Oxz ; S_{03} – диаметральной плоскость центрального корпуса.

На большом удалении от судна потенциалы $\Phi_{c,s}$ и их производные по любому направлению стремятся к нулю.

Наконец, в соответствии с принципом излучения, волны, вызванные колебаниями тримарана, расходятся от него во все стороны.

Будем считать все корпуса тримарана тонкими. В этом случае область, занятая жидкостью, превратится в нижнее полупространство с тремя вырезами S_{0j} ($j=1,2,3$), свободная поверхность, на которой удовлетворяется граничное условие (4) – в плоскость $z = 0$ с исключенными отрезками $Dj = S_{0j}$ и $\{z = 0\}$ ($j=1,2,3$).

Для записи граничных условий на диаметрах крайних корпусов S_{01} и S_{02} сложим почленно первые два выражения из (5), а затем в полученном выражении и в (6) заменим дифференцирование по нормали n дифференцированием вдоль оси Oy . Для записи граничных условий на диаметри среднего корпуса S_{03} заменим в (5) и (6) дифференцирование по нормали n дифференцированием по направлению оси Oy . Тогда

$$\frac{\partial \Phi_c}{\partial y} [x, \pm(b+0), z] - \frac{\partial \Phi_c}{\partial y} [x, \pm(b-0), z] = 2w(x, z), \quad (x, z) \in S_{0j}, \quad (j=1, 2), \quad (7)$$

$$\frac{\partial \Phi_c}{\partial y} [x, \pm 0, z] = \pm f(x, z), \quad (x, z) \in S_{03}; \quad (8)$$

$$\frac{\partial \Phi_s}{\partial y} [x, \pm(b+0), z] = \frac{\partial \Phi_s}{\partial y} [x, \pm(b-0), z] = \frac{\partial \Phi_s}{\partial y} [x, \pm 0, z], \quad -\infty < x < \infty, \quad 0 \leq z < \infty. \quad (9)$$

Представим исходный тримаран в виде комбинации двух объектов: катамарана, составленного из крайних корпусов тримарана, и однокорпусного судна, представляющего собой средний корпус исходного тримарана. Потенциал скоростей жидкости, возмущенных колебаниями тримарана, будем отыскивать, согласно принципу суперпозиции, в виде суммы

$$\Phi_{c,s} = \Phi_{c,s}^k + \Phi_{c,s}^c, \quad (10)$$

где $\Phi_{c,s}^k$ – потенциал скоростей жидкости, возмущенных качкой катамарана, составленного из крайних корпусов тримарана;

$\Phi_{c,s}^c$ – потенциал скоростей жидкости, возмущенных качкой однокорпусного судна, представляющего собой средний корпус тримарана.

Определим потенциал $\Phi_{c,s}^c$ среднего корпуса. Разложим, следуя [2], ис-

комый потенциал $\Phi_c(x, y, z)$ в обобщенный интеграл Фурье-Митчеля по собственным функциям дифференциального оператора $-\frac{d^2}{dz^2}$ на полуоси $0 \leq z < \infty$. В качестве граничного условия, характеризующего самосопряженное расширение этого оператора, выберем условие

$$\frac{\partial \varphi}{\partial z} + k\varphi = 0, \quad \text{при } z = 0. \quad (11)$$

Положительным собственным числам $m^2 > 0$ соответствуют собственные функции

$$\varphi(z, \mu) = \cos \mu z - \frac{k}{\mu} \sin \mu z, \quad (12)$$

а отрицательному собственному числу $-k^2 < 0$ – собственная функция e^{-kz} . Формулы обращения таковы [1]:

$$\Phi_c(x, y, z) = \int_0^\infty g_c(x, y, \mu) \varphi(z, \mu) \frac{\mu^2 d\mu}{k^2 + \mu^2} + \Gamma_c(x, y) e^{-kz}; \quad (13)$$

$$\frac{2}{\pi} \int_0^\infty \varphi(z, \mu) \Phi_c(x, y, z) dz = g_c(x, y, \mu); \quad 2k \int_0^\infty \Phi_c(x, y, z) e^{-kz} dz = \Gamma_c(x, y).$$

Функции Φ_c и Φ_s удовлетворяют следующим дифференциальным системам:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) U(x, y, z) = 0; \quad (x, y, z) \in E_0; \quad (14)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial z} + k \right) U(x, y, 0) = 0; \quad (x, y) \in \Sigma_0; \quad k = \frac{\sigma^2}{g}; \quad (15)$$

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \overline{\text{grad}} U(x, y, z) = 0; \quad \lim_{z \rightarrow \infty} \overline{\text{grad}} U(x, y, z) = 0; \quad (x, y, z) \in E_0. \quad (16)$$

Используя (14) и ортогональность функций $j(z, m)$ и e^{-kz} , получаем

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

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

Условие (8) показывает, что на S_{03} нормальная производная потенциала Φ^c имеет скачок. Поэтому следует искать решения уравнений (17), (18), удовлетворяющие таким условиям:

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

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

Регулярные всюду вне отрезка D и удовлетворяющие условиям (19), (20) решения уравнений (17), (18) таковы:

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

$$\Gamma_c(x, y) = \frac{1}{4} \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} [N_0(\mu R) \theta_c(\xi) + J_0(\mu R) B_c(\xi)] d\xi. \quad (22)$$

Здесь $B_c(x)$ – произвольная интегрируемая на отрезке D функция; $K_0(mR)$, $N_0(kR)$, $J_0(kR)$ – функции Макдональда, Неймана и Бесселя нулевого поряд-

ка; $R = \sqrt{(x - \xi)^2 + y^2}$.

Функции $\kappa_c(x, \mu)$, $q_c(x)$ свяжем с $f(x, z)$, используя граничное условие (8), формулы обращения (17) и условия (19), (20):

$$\kappa_c(x, \mu) = \frac{4}{\pi} \int_0^{\infty} \varphi(z, \mu) f(x, z) dz; \quad \theta_c(x) = 4 \int_0^{\infty} f(x, z) e^{-kz} dz. \quad (23)$$

Используя результаты (13), (21), (22) и (23), находим

$$\begin{aligned} \Phi_c^c(x, y, z) = & -\frac{2}{\pi^2} \int_0^\infty \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^\infty f(\xi, \zeta) \varphi(\zeta, \mu) K_0(\mu R) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} \varphi(z, \mu) d\zeta d\xi d\mu + \\ & + ke^{-kz} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \left[N_0(kR) \int_0^\infty f(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta + J_0(kR) B_c(\xi) \right] d\xi. \end{aligned} \quad (24)$$

Теперь определим потенциал $\Phi_s^c(x, y, z)$. Заменяя в (24) индекс “с” на индекс “s”, а функцию $f(x, z)$ в соответствии с условием (9) на нуль, получим

$$\Phi_s^c(x, y, z) = ke^{-kz} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} B_s(\xi) J_0(kR) d\xi. \quad (25)$$

Функции $B_c(x)$ и $B_s(x)$ подберем таким образом, чтобы потенциал $\Phi^c(x, y, z, t)$ удовлетворял принципу излучения.

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

$$\begin{aligned} \Phi_c^c(x, y, z) \sim e^{-kz} \sqrt{\frac{2k}{\pi r}} \left\{ T_c \sin\left(kr - \frac{\pi}{4}\right) - T_s \cos\left(kr - \frac{\pi}{4}\right) + \right. \\ \left. + Q_c \cos\left(kr - \frac{\pi}{4}\right) + Q_s \sin\left(kr - \frac{\pi}{4}\right) \right\}; \end{aligned} \quad (26)$$

$$\Phi_s^c(x, y, z) \sim e^{-kz} \sqrt{\frac{2k}{\pi r}} \left\{ R_c \cos\left(kr - \frac{\pi}{4}\right) + R_s \sin\left(kr - \frac{\pi}{4}\right) \right\}, \quad (27)$$

где

$$\left. \begin{aligned} T_c \} &= \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} F(\xi) \left\{ \begin{aligned} \cos(k\xi \cos \theta) \\ \sin(k\xi \cos \theta) \end{aligned} \right\} d\xi; & Q_c \} &= \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} B_c(\xi) \left\{ \begin{aligned} \cos(k\xi \cos \theta) \\ \sin(k\xi \cos \theta) \end{aligned} \right\} d\xi; \end{aligned} \right\} (28)$$

$$\left. \begin{aligned} R_c \} &= \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} B_s(\xi) \left\{ \begin{aligned} \cos(k\xi \cos \theta) \\ \sin(k\xi \cos \theta) \end{aligned} \right\} d\xi; & F(\xi) &= \int_0^\infty f(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta. \end{aligned} \right\} (29)$$

Потенциал $\Phi^c(x, y, z, t)$, составленный из $\Phi_c^c(x, y, z)$ и $\Phi_s^c(x, y, z)$, будет при $r \rightarrow \infty$ потенциалом уходящих от судна прогрессивных волн, если одновре-

$$T_c + Q_s + R_c = 0, \quad T_s - Q_c + R_s = 0. \quad (30)$$

Равенства (30) позволяют определить неизвестные функции $B_c(x)$ и $B_s(x)$. Перепишем (30) в виде

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} [A(\xi) \cos p\xi + B_c(\xi) \sin p\xi] d\xi = 0; \quad (31)$$

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

где

$$A(\xi) = F(\xi) + B_s(\xi), \quad p = k \cos \theta. \quad (33)$$

Заметим, что при $p = 0$ из (31) и (32) следует

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} A(\xi) d\xi = 0; \quad \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} B_c(\xi) d\xi = 0. \quad (34)$$

Дифференцируя равенства (31), (32) по p последовательно 1, 2, 3, ... раз и полагая всякий раз после дифференцирования $p = 0$, получим

$$\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \xi^n A(\xi) d\xi = 0; \quad \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \xi^n B_c(\xi) d\xi = 0, \quad (n = 1, 2, 3, \dots). \quad (35)$$

Из теоремы Вейерштрасса [3] о полноте системы степеней в пространстве $\mathfrak{R}^2\left(-\frac{L}{2}; \frac{L}{2}\right)$ следует, что

$$A(\xi) \equiv 0; \quad B_c(\xi) \equiv 0. \quad (36)$$

Используя (33), (28) и первое из равенств (36), находим

$$B_s(\xi) = -\int_0^T f(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta. \quad (37)$$

Подставляя найденные значения $B_c(x)$ и $B_s(x)$ в (26) и (27), а также учитывая (3), выпишем выражение для потенциала скоростей жидкости, возмущенных колебаниями среднего корпуса на глубокой воде.

$$\begin{aligned} \Phi^c(x, y, z, t) = & \left\{ -\frac{2}{\pi^2} \int_0^{\frac{L}{2}} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} f(\xi, \zeta) \varphi(\zeta, \mu) K_0(\mu R) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} \varphi(z, \mu) d\zeta d\xi d\mu + \right. \\ & \left. + ke^{-kz} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} f(\xi, \zeta) N_0(kR) e^{-k\zeta} d\zeta d\xi \right\} \cos \sigma t - \\ & - \left\{ ke^{-kz} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} f(\xi, \zeta) J_0(kR) e^{-k\zeta} d\zeta d\xi \right\} \sin \sigma t. \end{aligned} \quad (38)$$

Функцию $f(x, z)$ в случае вертикальных колебаний со скоростью $V_z \cos \sigma t = sz_g \cos \sigma t$, где z_g – амплитуда вертикальной качки, следует принять

$$f(x, z) = -V_z \frac{\partial y_0(x, z)}{\partial z} = -\sigma z_g \frac{\partial y_0(x, z)}{\partial z}. \quad (39)$$

Для килевых колебаний судна с угловой скоростью $w_y \cos \sigma t = sy_{\psi} \cos \sigma t$, где y_{ψ} – амплитуда килевой качки

$$f(x, z) = -\omega_y x \frac{\partial y_0(x, z)}{\partial z} = -\sigma y_{\psi} x \frac{\partial y_0(x, z)}{\partial z}. \quad (40)$$

В (39) и (40) $y_0(x, z)$ – уравнение поверхности среднего корпуса.

Перейдем к определению потенциала скоростей жидкости, вызванных качкой катамарана, составленного из крайних корпусов тримарана.

По аналогии с функциями $\Phi_c^c(x, y, z)$ и $\Phi_s^c(x, y, z)$ введем в рассмотрение функции $\Phi_c^k(x, y, z)$ и $\Phi_s^k(x, y, z)$:

$$\Phi_c^k(x, y, z) = -\frac{2}{\pi^2} \int_0^\infty \varphi(z, \mu) \left[\sum_{j=1}^2 \int_{-\frac{\xi}{2}}^{\frac{\xi}{2}} K_0(\mu R_j) \int_0^T w(\xi, \zeta) \varphi(\zeta, \mu) d\zeta d\xi \right] \frac{\mu^2 d\mu}{k^2 + \mu^2} +$$

$$+ ke^{-kz} \sum_{j=1}^2 \int_{-\frac{\xi}{2}}^{\frac{\xi}{2}} N_0(kR_j) \int_0^T w(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta d\xi;$$

$$\Phi_s^k(x, y, z) = -ke^{-kz} \sum_{j=1}^2 \int_{-\frac{\xi}{2}}^{\frac{\xi}{2}} J_0(kR_j) \int_0^T w(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta d\xi, \quad (42)$$

где $j(z, m)$ определено соотношением (12); $R_j = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y \mp b)^2}$, причем верхний знак соответствует $j = 1$, нижний $-j = 2$.

Функция $w(x, z)$ для случая вертикальной качки тримарана, крайние корпуса которого несимметричны относительно собственных диаметралей, должна быть принята такой:

$$w_3(x, z) = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial y_1(x, z)}{\partial z} - \frac{\partial y_2(x, z)}{\partial z} \right]. \quad (43)$$

Если рассматривается килевая качка такого тримарана, то

$$w_5(x, z) = -\frac{1}{2} x \left[\frac{\partial y_1(x, z)}{\partial z} - \frac{\partial y_2(x, z)}{\partial z} \right]. \quad (44)$$

В (43) и (44) $y_1(x, z)$ и $y_2(x, z)$ – уравнения правого и левого бортов соответственно для правого корпуса тримарана. Если крайние корпуса тримарана симметричны относительно собственных диаметралей, то $y_1(x, z) = -y_2(x, z) = y(x, z)$ и

$$w_3(x, z) = \frac{\partial y(x, z)}{\partial z}; \quad w_5(x, z) = -x \frac{\partial y(x, z)}{\partial z}. \quad (45)$$

Используя (3), (10), (38), (41) и (42), можно записать выражение для потенциала скоростей жидкости, вызванных продольной качкой тримарана на глубокой воде:

$$\begin{aligned}
\Phi(x, y, z, t) = & \left\{ -\frac{2}{\pi^2} \left[\int_0^\infty \varphi(z, \mu) \left(\sum_{j=1}^2 \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} K_0(\mu R_j) \int_0^T w(\xi, \zeta) \varphi(\zeta, \mu) d\zeta d\zeta \right) \frac{\mu^2 d\mu}{k^2 + \mu^2} + \right. \right. \\
& \left. \left. + \int_0^\infty \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \int_0^\infty f(\xi, \zeta) \varphi(\zeta, \mu) K_0(\mu R) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} \varphi(z, \mu) d\zeta d\xi d\mu \right] + \right. \\
& \left. + ke^{-kz} \left[\sum_{j=1}^2 \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} N_0(kR_j) \int_0^T w(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta d\zeta + \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \int_0^T N_0(kR) f(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta d\zeta \right] \right\} \cos \sigma t - \\
& - \left\{ ke^{-kz} \left[\sum_{j=1}^2 \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} J_0(kR_j) \int_0^T w(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta d\zeta + \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \int_0^T J_0(kR) f(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta d\zeta \right] \right\} \sin \sigma t.
\end{aligned} \tag{46}$$

Отметим, что выражение для потенциала скоростей (46) было получено в предположении, что все три корпуса тримарана являются тонкими.

Конструирование функции излучения тримарана прямым суммированием в (46) функций излучения каждого из трех корпусов тримарана является принципиальным элементом предлагаемой теории. Правомерность этого подхода объясняется тем обстоятельством, что потенциал возмущенных скоростей при продольных колебаниях на тихой воде каждого из корпусов многокорпусного судна определяется только скачком нормальной производной потенциала при переходе через диаметрально плоскость этого корпуса.

Очевидно, что скачок нормальной производной искомой функции излучения при переходе через диаметрально плоскость не изменится, если к ней добавить любую гармоническую функцию, непрерывную вместе со своей нормальной производной при переходе через эту плоскость. Это означает, что функция излучения каждого из корпусов многокорпусного судна не изменяется из-за наличия функций излучения других корпусов. Этот вывод, строго говоря, справедлив, если изучается продольная качка многокорпусного судна с тонкими корпусами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ахизер Н.И., Глазман И.М. Теория линейных операторов в гильбертовом пространстве. – М.: Наука, 1966. – 543 с.
2. Воробьев Ю.Л. Потенциал скоростей и возмущающие силы при продольной качке катамарана на глубокой воде. – В кн.: Асимптотические методы в теории систем. – Новосибирск: Наука, Сибирское отделение, 1980. С.148-157.
3. Люстерник Л.А., Соболев В.И. Элементы функционального анализа. – М.-Л.: ГИИТЛ, 1951. – 360 с.
4. Хаскинд М.Д. Гидродинамическая теория качки корабля. – М.: Наука, 1973. – 327 с.

НЕПОТОПЛЯЕМОСТЬ В СИСТЕМЕ БЕЗОПАСНОСТИ МОРЕПЛАВАНИЯ

В. М. Бондарь

Проблема обеспечения непотопляемости на отечественном флоте резко обострилась в связи с возрастным ухудшением технического состояния судов, кризисным снижением уровня их эксплуатации и ремонта, а также усложнением навигационной обстановки из-за ухудшения гидрографического обеспечения в прибрежных водах Украины.

Объективно назревающему всплеску аварийности на море в числе мер улучшения общей ситуации на флоте могут и должны быть противопоставлены более совершенные подходы к обеспечению непотопляемости на судовом уровне.

Согласно аварийной статистике за последние 30 лет в среднем ежегодно терпят аварии 8-8,5 тысяч судов мирового флота вместимостью более 500 рег. тонн каждое. Число погибших из них колеблется в пределах 160-280 судов в год.

Две трети общего числа аварий и катастроф составляют случаи столкновения, навалы, посадка на мель, повреждения корпуса от воздействия стихии, взрывы.

При всех этих авариях, как правило, нарушается водонепроницаемость корпуса, происходит частичное его затопление, и судьба судна в этих случаях зависит от степени обеспечения его непотопляемости.

Из анализа наиболее трагических аварий и катастроф, в особенности с пассажирскими судами, следует, что в большинстве случаев повреждение корпуса и его частичное затопление не означало технически неизбежной обреченности судна. Гибель судна была следствием проявления человеческого фактора, который на судовом уровне из абстрактного понятия реализуется в функциях и деятельности судового оператора (одиночного или группового).

По данным аварийной статистики и экспертных исследований каждые два из трех затонувших судов погибли не из-за тяжести повреждений или непреодолимых природных воздействий, а по следующим причинам:

- недостаточные профилактические меры экипажа по обеспечению непотопляемости в эксплуатационных условиях до аварии;
- недостаточная информированность капитана о текущем и прогнозируемом состоянии судна и поврежденного отсека, а следовательно – неопределенность при оценке развития аварийной ситуации;

- как следствие предыдущей причины – бездействие или спонтанные и неверные, а чаще запоздалые решения капитана и последующие действия экипажа;

- оплошность или ошибочные действия членов экипажа при выполнении принятых капитаном правильных и своевременных решений по борьбе с поступлением воды, её распространением и воздействием на состояние судна;

- технические отказы в судовых системах по вине обслуживающего персонала.

Ряд морских трагедий национального масштаба с человеческими жертвами, огромными материальными потерями и экологическим ущербом обострили и требуют выхода на качественно новый системный уровень обеспечения безопасности мореплавания (БМ) и непотопляемости судна как её составляющей.

Специфика системного подхода требует, прежде всего, уяснения и уточнения места и роли непотопляемости в структуре общей проблемы БМ.

Общее понятие БМ необходимо конкретизировать по целям, методам и средствам и после группировки элементов можно представить, по крайней мере, в виде трёх основных составляющих:

- *навигационная безопасность*, включающая круг задач, связанных с целенаправленным движением, перемещением или положением судна в пространстве в условиях внешних воздействий, навигационных опасностей и информационной неопределенности;

- *мореходная безопасность*, объединяющая задачи, связанные с состоянием судна, сохранением его основных мореходных качеств: плавучести, остойчивости, непотопляемости, управляемости, ходкости, а также общей и местной прочности в эксплуатационных и аварийных условиях;

- *пожаро- и взрывобезопасность* со специфическим кругом задач и требований.

Разнообразие ситуаций на море может вызвать различную последовательность обострения каждой из трёх названных подпроблем, а значит, и различный характер причинно-следственных связей между ними. Так, потеря управляемости или ходкости порождает или обостряет подпроблему навигационной безопасности, и наоборот, ошибка судоводителя при расхождении с навигационной опасностью чревата пробоиной, а следовательно – возникновением подпроблемы мореходной безопасности.

Но в любом случае, что бы ни являлось первопричиной повреждения корпуса и появления пробоины или водотечности, предотвращение катастрофы как возможной конечной фазы аварии, неизбежно сводится к задачам мореходной безопасности, а конкретнее – к задачам непотопляемости, т.е. предотвращению полной потери аварийной остойчивости или плавучести.

Системный подход к непотопляемости невозможен без анализа и переосмысления существующего состояния проблемы и её структуры и организа-

ции.

Известно, что теория и практика обеспечения непотопляемости, ведущие своё начало от военного кораблестроения и трудов адмирала С.О.Макарова, включают три классических составляющих комплекса мер:

- *конструктивные меры*, предусмотренные проектом и реализованные при постройке в элементах корпуса, судовых системах и оборудовании;

- *превентивные организационно-технические меры*, предпринимаемые в процессе эксплуатации судна и направленные на предотвращение попадания воды внутрь корпуса, на поддержание достаточных запасов плавучести и остойчивости, готовности экипажа, технических средств для сохранения и восстановления минимума этих запасов в случае частичного затопления отсеков;

- *оперативные меры* – *борьба за непотопляемость*, т.е. ограничение и прекращение поступления воды в корпус, сохранение и восстановление минимальной плавучести и остойчивости после получения пробоины.

Из анализа многочисленных аварий следует вывод, что перечисленные традиционные комплексы мер не образуют единую связанную систему и, как следствие, неэффективны или не полностью реализуются в аварийной ситуации.

Так, если на боевых кораблях борьба за непотопляемость как элемент живучести – одна из постоянно отрабатываемых многоплановых боевых задач, то на транспортных судах, практически за редким исключением, всё сведено к техническим задачам отработки навыков постановки пластыря и заделки пробоины.

Выводы о необходимости системного подхода к живучести корабля и некоторые его аспекты начали появляться в 70 – 80 годах, в частности, в работах Джилмера К., Безноса Л.А., Попова Г.И., Горбачева В.А., Васюнсина В.В., Некрасова А.Н.

Сегодня уже совершенно ясно, что непотопляемость необходимо рассматривать и формировать как единую полиэргатическую систему с иерархией этапов, уровней, форм элементов и связей, управляемую с позиции обобщенного (группового) оператора “капитан - экипаж”.

Только при таком подходе можно выявлять, прогнозировать, укреплять или исключать слабые звенья и функциональные связи формируемой системы.

Если исходить из того, что интеллектуальная фаза любого управления, по сути, есть преобразование отраженной (рефлексивной) информации в командную (директивную), то очевидным становится принципиальный вывод: три существующих комплекса мер (конструктивный, превентивный и оперативный) могут быть объединены в управляемую систему только путем создания и нормального функционирования специальной подсистемы информационного обеспечения непотопляемости. На начальном этапе – это система

информационной поддержки оператора–капитана.

Только при этом условии управление непотопляемостью будет представлять собой непрерывный процесс её контроля, прогноза, регулирования и восстановления.

Именно понимание необходимости этого условия положило в 80-х годах начало разработкам в ОГМА (ОВИМУ) по заказу Главной морской инспекции ММФ средств информационного обеспечения непотопляемости всех судов транспортного флота (оперативная информация, оперативный планшет, алгоритмы, программы).

Постановка задачи на судовом уровне состоит в следующем. Для принятия принципиальных ответственных решений и последующих мер в условиях дефицита времени и психологического стресса, при переизбытке одной части и недостатке другой части информации капитан поврежденного судна должен получить ответы на три вопроса:

1. Что повреждено и каковы границы затопляемых отсеков.

2. Обречено судно или нет, т.е. сохранит ли оно минимум плавучести и устойчивости при этом повреждении в конечной или промежуточной стадии затопления отсеков. От этого ответа зависит *главное решение – что спасти: экипаж или судно.*

3. Какие меры окажутся наиболее эффективными и быстродействующими, а иногда единственными во втором случае, то есть – *как спасти судно.*

По сути, из-за неопределенности ответов на второй и третий вопросы и, как следствие, спонтанных, неверных или запоздалых решений капитана и последующих действий экипажа нередко терялась реальная возможность спасти поврежденное судно, человеческие жизни.

Имеющаяся на всех судах в соответствии с требованиями Регистра судоходства стандартная информация о непотопляемости (аварийной устойчивости) не могла в большинстве случаев дать ответ на второй и третий вопросы, так как содержала ограниченную информацию для ряда условных спецификационных случаев загрузки и вариантов затопления. В лучшем случае она позволяла выполнять грубую сопоставительную с этими вариантами оценку возможного аварийного состояния.

Более того, этот документ способствовал появлению у плавсостава ошибочного стереотипа абсолютного доверия к индексу непотопляемости в символе класса судна 1, 2, означающего число смежных отсеков, затопление которых выдерживает судно в спецификационных условиях загрузки.

В действительности, в условиях конкретного рейса судно с индексом 1 может оказаться обреченным, если при максимальной осадке будет затоплен трюм с грузом, проницаемость которого выше спецификационной, и тем более – пустой трюм.

И наоборот, в случае малой осадки или при низкой проницаемости перевозимого груза это же судно может выдержать затопление двух или более смеж-

ных отсеков.

Стандартная информация о непотопляемости не содержала рекомендованных мер по спасению судна.

Ответить на приведенные выше вопросы с достаточной обоснованностью способна лишь вышеупомянутая специально созданная подсистема информационной поддержки принятия решения (ИППР), разработка которой сегодня представляет самостоятельную проблему. Хотя согласно Правилу 29 Главы 3 СОЛАС такая подсистема должна быть на ходовом мостике каждого пассажирского судна с 1 июля 1997 года.

К одному из первых шагов на пути создания части такой подсистемы можно отнести появление “Оперативной информации по непотопляемости” (ОИ).

Первая редакция ОИ была разработана в семидесятых годах в ОГМА (ОВИМУ) автором по заказу Главной морской инспекции, рассмотрена на научно-техническом Совете ММФ в апреле 1981 года и принята к внедрению на всех судах флота.

ОИ помогала ответить на вопрос: будут ли выполнены требования Регистра к аварийной посадке и остойчивости после частичного затопления судна.

Основу ОИ составляли: оперативный планшет, комплект рабочих диаграмм, основанных на результатах массовых расчетов непотопляемости на береговой ЭВМ, блоки рекомендаций о мерах спасения судна для каждого случая затопления.

Основные достоинства ОИ состоят в следующем:

- ОИ позволяла оценить аварийную посадку и остойчивость при затоплении любого одиночного или любой пары смежных отсеков при любом значении коэффициента проницаемости груза в каждом отсеке и любом предварительном состоянии загрузки судна;
- ОИ предусматривала заблаговременную оценку, т.е. прогнозирование всех возможных вариантов затопления в конкретном рейсе;
- результаты этой оценки выносились на оперативный планшет для наглядности визуального контроля;
- ОИ содержала перечни рекомендованных мер по каждому варианту затопления.

В дальнейшем первоначальная редакция ОИ в процессе внедрения ЮжНИИМФ в содружестве с ОГМА была усовершенствована для удобства использования.

Но разработка и внедрение ОИ, как ранее отмечалось, были лишь начальным этапом на пути создания системы информационной поддержки принятия решений (ИППР) и в дальнейшем – информационно-управляющей системы безопасности судна. На последующих этапах должен быть решен, по крайней мере, нижеследующий ряд задач *программного обеспечения бортовых ЭВМ*:

1. Завершение разработки для всех судов компьютерных *программ* расчета параметров аврийной посадки и остойчивости с целью их прогноза и оценки при всех возможных вариантах затопления одиночных отсеков и их групп в условиях загрузки конкретного рейса. Выделение наиболее опасных и заведомо гибельных вариантов затопления отсеков с последующей лаконичной визуализацией их на оперативном планшете непотопляемости или экране компьютера.

2. Разработка *программ* идентификации и оценки внешних ситуационных факторов (погодных, навигационных, гидрологических, экологических и др.), учет которых необходим для принятия *главного решения: спасать или спастись*.

3. Разработка *программ* подготовки и выбора *главного решения* и времени начала его исполнения с учетом прогнозируемого и фактического состояния судна, внешних факторов и принятой стратегии. Уровень принимаемой самим капитаном или заданной извне (на основе критериев Нэша и Парето) стратегии определяется полнотой учета целей и интересов экипажа, судовладельца, грузовладельца, экологии района аварии.

4. Из анализа данных аварийных экспертиз следует, что в подавляющем большинстве случаев повреждения корпуса сохраняется возможность спасти судно определенным рядом мер, поэтому самостоятельная задача и соответствующая *программа* ее решения на ЭВМ имеет целью выбрать из массива заранее просчитанных возможных мер те наиболее эффективные или единственные, которые дадут ответ на третий вопрос: *как спасать судно?*

5. В ряде случаев, например, при фильтрации забортной воды в соседние отсеки, выбранные меры могут оказаться эффективными и решить исход аварии только при условии их *своевременного* выполнения. В таких случаях крайне важно заострить внимание капитана на срочности действий. Отсюда возникает необходимость в еще одной *программе*, которая позволяла бы, оценив динамику затопления, прогнозировать *временной предел* эффективности принимаемых мер. В случае особо тяжелых повреждений жизненно важной задачей этой *программы* станет прогнозирование длительности агонии обреченного судна, т.е. времени, располагаемого для эвакуации людей.

6. Наконец, существует самостоятельная проблема *достоверности* исходной информации, используемой для принятия любого ответственного решения.

В условиях неопределенности исходных данных может быть предусмотрена *программа* расчета различных критериев, обращение к которым в зависимости от опыта оператора повысит вероятность достижения конечного результата. В частности, могут быть использованы: критерий Вальда (осторожного наблюдателя); критерий Гурвича (здорового оптимиста); критерий Лапласа (равновероятных исходов); критерий Сэвиджа (минимизации сожалений).

Созданию системы обеспечения непотопляемости в целом способствовали разработки в

1970 – 1990 годах в ОГМА (ОВИМУ) автором отдельных ее фрагментов, в частности:

- разработка вероятностной меры непотопляемости в форме, учитывающей наряду с другими факторами число и места расположения водонепроницаемых переборок;
- постановка и решение задач о наилучшем в смысле непотопляемости разделении корпуса судна на отсеки;
- участие в разработке и создании серий приборов для моделирования и контроля текущего состояния посадки, остойчивости и прочности судна (ПВЗС, УПВЗОС, АСКОП), без чего невозможен прогноз состояния судна в эксплуатационных и аварийных ситуациях;
- разработка ряда элементов, т.е. методов алгоритмов и программ, составляющих основу подсистемы информационного обеспечения непотопляемости, в частности, структуры и элементов ОИ, методов практического определения коэффициентов проницаемости отсеков с конкретным грузом, методов приближенной оценки времени процессов потери плавучести и остойчивости при затоплении, матрично-комбинаторного метода прогнозирования ситуаций и стратегии принятия решений капитаном поврежденного судна;
- формирование структурной модели самой системы обеспечения непотопляемости судна.

В заключение следует отметить, что вступление в силу с 1 июля 1998 года Международного Кодекса по управлению безопасностью (МКУБ) должно ускорить разработку системного подхода к обеспечению непотопляемости как эффективной меры по предотвращению возможной гибели судов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бондарь В.М. *Непотопляемость как подсистема мореходных качеств безопасности судна / Проблемы мореходных качеств судов и корабельной гидромеханики // Сб. докладов на XXXVIII Крыловских чтениях. Санкт-Петербург, 1997.- С.132-133.*
2. Бондарь В.М. *Матрично-комбинаторный метод прогнозирования ситуаций и выбора решений в задачах непотопляемости / Проблемы мореходных качеств судов и корабельной гидромеханики // Сб. докладов на XXXIX Крыловских чтениях, Санкт-Петербург, 1999.- С.122-123.*

О ВОЛНОВОМ СОПРОТИВЛЕНИИ СУДНА НА НЕРЕГУЛЯРНОМ ВОЛНЕНИИ

В.Г.Сизов

В работе [1] рассмотрена задача о движении судна произвольным курсом на регулярном волнении синусоидального профиля. В ней получен потенциал скоростей жидкости, возмущенной движущимся и качающимся судном, и определено волновое сопротивление, испытываемое судном. В настоящей статье результаты, полученные в [1], распространяются на случай движения судна на нерегулярном волнении. Ниже мы будем ссылаться на отдельные формулы статьи [1].

Рассмотрим случай, когда волнение представляет двумерный случайный процесс, а судно движется параллельно фазовой скорости волн. При этом судно будет совершать продольную качку, состоящую из продольно-поступательной, вертикальной и килевой качки, которая будет представлять также случайный процесс.

Относительно формы судна предположим, что она удовлетворяет условию Митчелла и задается уравнением $y = \pm f(x, z)$.

Будем полагать, что волнение моря является случайным процессом, устойчивым во времени, т.е. стационарным случайным процессом, а качку судна описывать системой линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, т.е. судно рассматривать как стационарную линейную систему. Тогда качка судна будет также стационарным случайным процессом. В этих предположениях займемся отысканием потенциала случайного поля скоростей жидкости, возмущенных движущимся и качающимся судном, и определением средней силы волнового сопротивления, испытываемого судном.

При движении судна на нерегулярном волнении его скорость является случайной функцией времени. Однако, ввиду сделанного предположения о стационарности рассматриваемых процессов, математическое ожидание скорости судна будет постоянной величиной. В связи с этим будем рассматривать задачу в системе координат, движущейся в направлении оси Ox со скоростью v , равной указанному выше математическому ожиданию.

Представим нерегулярное волнение как результат наложения элементарных волновых гармоник со случайными амплитудами и случайными фазами вида

$$\zeta = -a e^{i(\alpha k x + \sigma t)}, \quad (1)$$

где a - случайная комплексная амплитуда волны;

$\sigma = \sigma_0 + \alpha k v$ - кажущаяся частота волны;

$\sigma_0 = \sqrt{k g}$ - истинная частота волны;

$k = \frac{2\pi}{\lambda}$ - волновое число (частота формы волны);

причем $\alpha = +1$ при ходе судна против бега волн,

$\alpha = -1$ при ходе судна в направлении бега волн.

Здесь и в дальнейшем рассматривается только реальная часть выражений, имеющих множитель $e^{i\sigma t}$.

Введем в рассмотрение комплексную случайную функцию $Z(\sigma)$, которую определим тем, что ее элементарное приращение $dZ(\sigma)$ равно сумме комплексных амплитуд тех гармоник волнения, частоты которых заключены в интервале σ и $\sigma + d\sigma$.

Вследствие независимости приращений функция $Z(\sigma)$ не имеет производной, а математическое ожидание M произведения ее приращений, относящихся к не перекрывающимся интервалам σ , равно нулю. Поэтому дифференциалы функции $Z(\sigma)$ удовлетворяют соотношению

$$M \left[dZ(\sigma), d\overline{Z}(\sigma_1) \right] = S(\sigma) \delta(\sigma - \sigma_1) d\sigma d\sigma_1, \quad (2)$$

где черта означает переход к комплексно сопряженной величине; $S(\sigma)$ представляет спектральную плотность волнения, которая определяет распределение дисперсий по кажущимся частотам, а $\delta(x)$ - функция Дирака.

Ввиду того, что спектр волнения задается как функция истинной частоты волн σ_0 , необходимо последнюю выразить через кажущуюся частоту, соответствующую нашей движущейся системе координат.

Кажущаяся частота выражается через истинную однозначным образом

$$\sigma = \sigma_0 + \alpha \frac{v}{g} \sigma_0^2.$$

Обратное же выражение будет различным в зависимости от взаимного направления скорости судна и фазовой скорости волн, а в случае совпадения этих направлений также и от диапазона, в котором лежит истинная частота.

Из написанного выше выражения получим следующие формулы для ис-

тинной частоты в указанных случаях:

$$\sigma_0 = \chi(\sigma) = \begin{cases} \frac{g}{2v} \left(\sqrt{1 + \frac{4v}{g}\sigma} - 1 \right) & \text{при } \alpha = +1 \\ \frac{g}{2v} \left(1 + \sqrt{1 - \frac{4v}{g}\sigma} \right) & \text{при } \alpha = -1, \sigma_0 \geq \frac{g}{2v} \\ \frac{g}{2v} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{4v}{g}\sigma} \right) & \text{при } \alpha = -1, \sigma_0 \leq \frac{g}{2v} \end{cases} \quad (3)$$

Пользуясь введенной функцией $Z(\sigma)$, случайная аппликата точки поверхности моря с абсциссой x в момент времени t может быть записана в виде интеграла Стильтьеса

$$\zeta_w = - \int_{-\infty}^{\infty} \zeta^1(x, \sigma) e^{i\sigma t} dZ(\sigma), \quad (4)$$

где

$$\zeta^1(x, \sigma) = -e^{i\alpha \frac{\chi^2(\sigma)}{g} x} \quad (5)$$

есть детерминированная функция, представляющая собой комплексную ординату при абсциссе x волновой гармонике единичной амплитуды и кажущейся частоты σ .

Аналогично запишется потенциал случайного поля скоростей набегающего волнения

$$\Phi_w(x, z, t) = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi_w^1(x, z, \sigma) e^{i\sigma t} dZ(\sigma), \quad (6)$$

где φ_w^1 - амплитудная функция потенциала единичной гармонике, для которой получается формула

$$\varphi_w^1(x, z, \sigma) = -\frac{ig}{\sigma} e^{-\frac{\chi^2(\sigma)}{g}(z-i\alpha x)}. \quad (7)$$

Найдем теперь выражения, определяющие колебания судна на рассматриваемом нерегулярном волнении.

Пусть продольная качка судна на синусоидальной волне описывается урав-

нениями:

$$\begin{aligned}
 A_s(p) s &= a \kappa_s(\sigma) e^{i\sigma t}, \\
 A_h(p) h + B_\psi(p) \psi &= a \kappa_h(\sigma) e^{i\sigma t}, \\
 A_\psi(p) \psi + B_h(p) h &= a \kappa_s(\sigma) e^{i\sigma t},
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

где A и B - линейные дифференциальные операторы:

$$\begin{aligned}
 A_s(p) &= a_s^{(2)} p^2 + a_s^{(1)} p, \\
 A_k(p) &= a_k^{(2)} p^2 + a_k^{(1)} p + a_k^{(0)}, \\
 B_k(p) &= b_k^{(2)} p^2 + b_k^{(1)} p + b_k^0, \\
 (k &= h, \psi),
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

а p - оператор дифференцирования по времени.

Первое из уравнений (8) определяет продольно-поступательную качку, а два других - совместную вертикальную и килевую качку.

Постоянные коэффициенты a и b в формулах (9) вычисляются по формулам линейной теории качки. Величины κ в правых частях уравнений (8) есть комплексные амплитуды возмущающих сил, действующих на судно, движущееся со скоростью v на регулярном волнении единичной амплитуды.

Написанные уравнения позволяют определить комплексные амплитуды качки судна при движении на синусоидальном волнении единичной амплитуды:

$$\begin{aligned}
 s_0 &= \frac{\kappa_s(\sigma)}{A_s(i\sigma)}, \\
 h_0 &= \frac{\begin{vmatrix} \kappa_h(\sigma) & B_\psi(i\sigma) \\ \kappa_\psi(\sigma) & A_\psi(i\sigma) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} A_h(i\sigma) & B_\psi(i\sigma) \\ B_h(i\sigma) & A_\psi(i\sigma) \end{vmatrix}}, \\
 \psi_0 &= \frac{\begin{vmatrix} A_h(i\sigma) & \kappa_h(\sigma) \\ B_h(i\sigma) & \kappa_\psi(\sigma) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} A_h(i\sigma) & B_\psi(i\sigma) \\ B_h(i\sigma) & A_\psi(i\sigma) \end{vmatrix}},
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

где $A(i\sigma)$ и $B(i\sigma)$ представляют собой полиномы, соответствующие линейным операторам A и B .

Теперь мы можем записать через интеграл Стильтьеса выражения, описывающие качку судна на нерегулярном волнении

$$\begin{aligned} s &= \int_{-\infty}^{\infty} s_0(\sigma) e^{i\sigma t} dZ(\sigma), \\ h &= \int_{-\infty}^{\infty} h_0(\sigma) e^{i\sigma t} dZ(\sigma), \\ \psi &= \int_{-\infty}^{\infty} \psi_0(\sigma) e^{i\sigma t} dZ(\sigma). \end{aligned} \quad (11)$$

В соответствии с этим вектор скорости ЦТ судна относительно начала координат будет

$$\vec{V} = i \int_{-\infty}^{\infty} \sigma \left[s_0(\sigma) \vec{i} + h_0(\sigma) \vec{k} \right] e^{i\sigma t} dZ(\sigma),$$

вектор угловой скорости килевой качки будет

$$\vec{\Omega} = i \int_{-\infty}^{\infty} \sigma \psi_0(\sigma) e^{i\sigma t} dZ(\sigma),$$

а вектор скорости любой точки поверхности судна

$$\vec{U} = u_x \vec{i} + u_z \vec{k}, \quad (12)$$

где проекции вектора \vec{U} :

$$u_x = \int_{-\infty}^{\infty} u_x^1 e^{i\sigma t} dZ(\sigma), \quad u_z = \int_{-\infty}^{\infty} u_z^1 e^{i\sigma t} dZ(\sigma),$$

а u_x^1 и u_z^1 - амплитудные функции этих проекций:

$$\begin{aligned} u_x^1 &= i \sigma \left[s_0(\sigma) - (z - z_g) \psi_0(\sigma) \right], \\ u_z^1 &= i \sigma \left[h_0(\sigma) + (x - x_g) \psi_0(\sigma) \right]. \end{aligned} \quad (13)$$

Будем искать потенциал Φ^0 случайного поля скоростей, состоящего из поля диффрагированного нерегулярного волнения и поля, порожденного слу-

чайным процессом качки, в виде

$$\Phi^0(x, y, z, t) = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi^0(x, y, z, \sigma) e^{i\sigma t} dZ(\sigma), \quad (14)$$

где φ^0 - комплексная амплитудная функция возмущенных скоростей от дифракции и качки, вызываемых синусоидальной волной частоты σ и единичной амплитуды.

Для детерминированной функции φ^0 , очевидно, можем записать выражение

$$\varphi^0(x, y, z, \sigma) = \int_D q(\xi, \zeta, \sigma) G(x, y, z, \xi, 0, \zeta, \sigma) d\xi d\zeta \quad (15)$$

Здесь плотность особенностей q определяется граничным условием на корпусе судна

$$\left. \frac{\partial \varphi^0}{\partial n} \right|_{y=0} = u_n = \frac{1}{2} q, \quad (16)$$

где

$$u_n = \left(\frac{\partial \varphi_w^1}{\partial x} - u_x^1 \right) \frac{\partial f}{\partial x} + \left(\frac{\partial \varphi_w^1}{\partial z} - u_z^1 \right) \frac{\partial f}{\partial z}, \quad (17)$$

φ_w^1 - определяется формулой (7), а u_x^1 и u_z^1 - формулами (13).

Функция $G(x, y, z, \xi, 0, \zeta, \sigma)$ есть потенциал движущегося и пульсирующего источника единичной мощности. Этот потенциал найден в статье [1], (см. формулы (23) и (24) указанной статьи). Таким образом потенциал Φ^0 полностью определен.

Полный потенциал поля скоростей рассматриваемой задачи представится суммой:

$$\Phi(x, y, z, t) = -v x + \Phi_0(x, y, z) + \Phi_w(x, z, t) + \Phi^0(x, y, z, t), \quad (18)$$

где первые два слагаемых правой части представляют митчелловский потенциал, третье слагаемое - потенциал нерегулярного волнения, определяемый формулой (6), а последнее слагаемое - потенциал поля возмущенных скоростей, вносимых присутствием на нерегулярном волнении движущегося и качающегося судна, определяемый формулами (14) - (17).

Обратимся теперь к вычислению волнового сопротивления.

Прежде всего отметим, что ввиду случайности процесса волнения и качки судна волновое сопротивление, испытываемое им, также будет случайной величиной. Поэтому среднее его значение будем определять как математическое ожидание этой случайной величины.

Воспользуемся общей формулой для главного вектора гидродинамических сил, полученной на основании закона количества движения (см. формулу (34) статьи [1]). Подставляя в нее найденный потенциал скоростей $\Phi(x, y, z, t)$, мы получим интегралы трех типов, подынтегральные выражения которых будут: содержать только детерминированные функции, независимые от времени; содержать произведение функций, одна из которых детерминированная, а вторая - случайная, зависящая от времени; содержать произведение двух функций, случайных во времени.

Первый из этих интегралов даст митчелловское сопротивление судна движущегося по свободной поверхности воды со скоростью v , равной математическому ожиданию скорости судна на нерегулярном волнении.

Интегралы второго типа не дадут вклада в волновое сопротивление, т.к. входящие в них случайные функции времени (ординаты волн, качка судна) имеют математические ожидания равные нулю.

Наконец, интегралы, содержащие произведения двух случайных функций, представляют основной интерес, так как определяют дополнительное волновое сопротивление на нерегулярном волнении.

Найдем общее правило вычисления математического ожидания интегралов такого типа:

$$J = M \left[\int_D F_1(x, z, t) F_2(x, z, t) dx dz \right]. \quad (19)$$

Запишем случайные функции в виде:

$$F_1(x, z, t) = \int_{-\infty}^{\infty} F_1(x, z, \sigma) e^{i\sigma t} dZ(\sigma),$$

$$F_2(x, z, t) = \int_{-\infty}^{\infty} F_2(x, z, \sigma_1) e^{i\sigma_1 t} dZ(\sigma_1). \quad (20)$$

где F_1 и F_2 - комплексные амплитудные функции, определяющие колебательные процессы, соответствующие гармоникам единичной амплитуды.

Вычислим величину $M[\text{Re}(F_1(x, z, t)) \text{Re}(F_2(x, z, t))]$. Рассмотрим элементарные гармоники функций F_1 и F_2 . Среднее значение произведений их действительных частей определяется формулой

$$\left| \operatorname{Re} \left(F_1(x, z, \sigma) dZ(\sigma) e^{i\sigma t} \right) \operatorname{Re} \left(F_2(x, z, \sigma_1) dZ(\sigma_1) e^{i\sigma_1 t} \right) \right|_{cp} =$$

$$= \begin{cases} \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[F_1(x, z, \sigma) dZ(\sigma) \overline{F_2(x, z, \sigma_1) dZ(\sigma_1)} \right] & \text{если } \sigma = \sigma_1, \\ 0 & \text{если } \sigma \neq \sigma_1. \end{cases} \quad (21)$$

Отсюда, принимая во внимание формулу (2) для математического ожидания подинтегральной функции искомых интегралов, получим

$$M \left[\operatorname{Re}(F_1(x, z, t)) \operatorname{Re}(F_2(x, z, t)) \right] = \frac{1}{2} \int_{-\infty}^{\infty} F_1(x, z, \sigma) \overline{F_2(x, z, \sigma)} S(\sigma) d\sigma. \quad (22)$$

Интегрируя полученную функцию по диаметральной области, найдем общее выражение для интегралов, представляющих дополнительные слагаемые волнового сопротивления в виде

$$J_D = \frac{1}{2} \int_D \int_{-\infty}^{\infty} F_1(x, z, \sigma) \overline{F_2(x, z, \sigma)} S(\sigma) d\sigma dx dz. \quad (23)$$

Совершенно аналогично вычисляются интегралы, распространенные по длине судна L , для которых получается выражение

$$J_L = \frac{1}{2} \int_L \int_{-\infty}^{\infty} F_1(x, \sigma) \overline{F_2(x, \sigma)} S(\sigma) d\sigma dx. \quad (24)$$

Меняя порядок интегрирования и замечая, что интегралы от произведений $F_1 \overline{F_2}$ с коэффициентом $\frac{1}{2}$ представляют собой дополнительные слагаемые волнового сопротивления на регулярном волнении частотой σ и единичной амплитуды и что их сумма является полной величиной сопротивления

$R_1(\sigma)$ на том же регулярном волнении, мы получаем следующую формулу для нахождения математического ожидания дополнительного волнового сопротивления на нерегулярном волнении

$$R_w = \int_{-\infty}^{\infty} R_1(\sigma) S(\sigma) d\sigma, \quad (25)$$

где $R_1(\sigma)$ определяется выражением (см. формулу (42) статьи [1]), в которой амплитуда волнения должна быть заменена единицей.

Таким образом определяются как возмущения, вносимые в жидкость движущимся и качающимся судном, так и сила волнового сопротивления, действующая на судно при плавании на нерегулярном волнении. Заметим, что

зависимость $R_1(\sigma)$ может быть получена экспериментально путем испытания модели на регулярном волнении различной частоты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сизов В.Г. К теории волнового сопротивления судна на регулярном волнении// Вісник Одеського державного морського університету. 1999. Вип. 3. С.20-38.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ ГУСЕНИЧНОЙ ПЛАВАЮЩЕЙ МАШИНЫ

С. В. Бугаев

Одной из наиболее важных характеристик для плавающей машины является её ходкость по воде, которая определяет время, затрачиваемое на преодоление водной преграды, при полном использовании мощности установленного на ней двигателя. Ходкость машины существенно зависит от сопротивления среды ее движению и должна быть равна упору водоходного движителя

$$P_{\text{вд}} = R_x + R_{\text{воз}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{вд}}$ - сила тяги водоходного движителя; R_x - сила сопротивления воды движению плавающей машины; $R_{\text{воз}}$ - сила сопротивления воздуха, которая зависит от скорости и угла движения машины относительно направления действия ветра. Её значение можно определить по эмпирической формуле [2]

$$R_{\text{воз}} = (k F_{\text{п}} v_{\text{в}}^2) / 13, \quad (2)$$

где k - коэффициент обтекаемости надводной части машины, принимаемый $k = 0,35 \div 0,45$; $F_{\text{п}}$ - площадь парусности надводной части корпуса; $v_{\text{в}}$ - скорость воздушного потока относительно машины.

Поскольку плавающие машины имеют невысокие скорости движения по воде, небольшую высоту надводного борта и эксплуатируются в основном на спокойной воде, величина аэродинамической силы сопротивления невелика и ее в расчетах, как правило, не учитывают.

На ходкость плавающей машины значительное влияние оказывает тип и конструкция применяемого водоходного движителя. В настоящее время имеется большое количество результатов стендовых испытаний и экспериментальных исследований различных их типов, накоплен значительный опыт эксплуатации плавающих машин с использованием водоходных движителей [2]. Некоторые сравнительные данные приведены в таблице 1.

Сложность определения ходкости плавающей машины вызвана весьма сложной и плохообтекаемой формой её подводной части и нелинейностью зависимости сопротивления воды R_x от скорости движения машины v .

Сопротивление воды зависит от конструктивных параметров машины и

многих эксплуатационных факторов. Из конструктивных параметров наиболее значительное влияние на R_x оказывают размеры и форма корпуса машины, тип и конструкция её ходовой части, размеры сухопутного движителя, размещение и тип водоходных движителей. Из эксплуатационных факторов на R_x существенное влияние оказывают глубина воды и состояние водной поверхности (волнение, скорость, направление течения и т.д.).

В гидродинамике сопротивление воды движению плавающих объектов принято рассматривать в виде суммы составляющих: сопротивления трения R_p , сопротивления формы R_ϕ и волнового сопротивления R_B

$$R_x = R_f + R_\phi + R_B \quad (3)$$

Таблица 1. Основные показатели водоходных движителей плавающих машин

Тип водоходного движителя	Удельная тяга на швартовах, Н/кВт	Относительный диаметр циркуляции	Пропульсивный КПД движителя	Расход топлива л/км	Возможность использования для откачки воды из корпуса машины
Гусеничный	30 ÷ 55	8 ÷ 11	0,05-0,15	8 ÷ 15	Нет
Гребной винт	100 ÷ 135	1,6 ÷ 3,5	0,25-0,35	1,2 ÷ 3,5	Нет
Гребной винт в насаде	150-200	1,0-3,2	0,35-0,45	1,2 ÷ 3,5	Нет
Водометный	70 ÷ 135	0,7 ÷ 2,4	0,15-0,25	4,5 ÷ 6,0	Да

Исследованиями [2; 3] установлено, что сопротивление трения для плавающих машин имеет незначительную величину, оно составляет 8÷12 % от общего сопротивления.

Особенно существенное влияние на R_x оказывает сопротивление формы, которое является основным и может составлять до 80 % от общего сопротивления.

Ходовая часть машины также оказывает заметное влияние на сопротивление формы, которое может достигать до 45 % от полного сопротивления.

Волновое сопротивление R_B в общем балансе сопротивления воды составляет порядка 15÷20 % при скоростях движения плавающей машины 9÷11 км/час.

Имеется достаточно большое количество научных работ, посвященных изучению сопротивления воды движению плавающей машины, по результатам которых получены зависимости $R_x = f(v)$, даны некоторые рекоменда-

ции по их использованию.

Так, например, на основании анализа результатов натурных испытаний легких плавающих танков Н. И. Груздев [3] получил формулу для определения R_x , исходя из допущения о пропорциональности сопротивления воды и весового водоизмещения машины

$$R_x = 0,005 G v^{1,5}, \quad (4)$$

где G – масса машины (кг); v – скорость её движения (м/с).

П. В. Аксеновым и Ю. А. Кононовичем [3] предложена следующая эмпирическая зависимость:

$$R_x = (60Fr^2 - 30Fr + 6,35) F v^2, \quad (5)$$

где F – площадь наибольшего поперечного сечения подводной части корпуса и ходовой части

машины (m^2); Fr – число Фруда.

А. П. Степанов [2] по результатам экспериментальных исследований рекомендует следующие формулы для вычисления R_x как для колесной, так и для гусеничной плавающей техники

$$R_x = k_{кх} r F_{кор} v^2; \quad (6)$$

$$R_x = k_{кх} r F_{кор} v^{2+0,2(\sqrt{v}/v^{0,5} g L)}, \quad (7)$$

где $k_{кх}$ – коэффициент, зависящий от типа ходовой части: для колесных машин принимается равным $k_{кх} = 0,55 \div 0,65$ – с зависимой подвеской; $k_{кх} = 0,4 \div 0,5$ – с независимой подвеской; для гусеничных машин $k_{кх} = 0,38 \div 0,42$; r – плотность воды (1000 кг/м^3); $F_{кор}$ – площадь поперечного сечения корпуса, которая определяется как произведение ширины корпуса на его среднюю осадку (m^2); L – длина плавающей машины, м.

Для определения силы сопротивления движению гусеничных машин Л. Г. Бархударов и В. В. Киселевский [4] получили следующее выражение

$$R_x = \alpha S v^{2+\beta}, \quad (8)$$

где α и β – опытные коэффициенты ($\alpha=15$, $\beta=0,25$); S – площадь наибольшего поперечного сечения подводной части машины, m^2 .

В работе [5] Н. Г. Бородин приводит полуэмпирическую формулу для определения величины полного сопротивления воды движению плавающих машин и паромов

$$R_x = \varepsilon 0,5 p v^2 S, \quad (9)$$

где ε – безразмерный коэффициент полного сопротивления; S - характерная площадь поперечного сечения, которая определяется из отношения $S = V/L$, где V - объёмное водоизмещение, м^3 ; L - длина корпуса по ватерлинии, м.

Коэффициент полного сопротивления определяется по формуле

$$\varepsilon = \varepsilon_0 K_M K_{LB},$$

где ε_0 – коэффициент сопротивления воды при неограниченной глубине водоёма, принимается равным $\varepsilon_0 = 1,1 \div 1,2$; K_M – коэффициент, учитывающий влияние мелководья, который вычисляется по формуле

$$K_M = 1 + \Delta K_{M1} + \Delta K_{M2},$$

где ΔK_{M1} , ΔK_{M2} – коэффициенты, учитывающие влияние относительной глубины водоёма и относительной скорости движения плавающей машины на R_x , и определяются выражениями

$$\Delta K_{M1} = (5 - 1,5(L/B - 1)) / (h/T_0)^2; \quad \Delta K_{M2} = 1,6(Fr_L - 0,22)$$

где L , B , T_0 – длина, ширина и осадка плавающей машины по ватерлинии, м; h - расчетная глубина воды, м; Fr_L - число Фруда по длине;

K_{LB} – коэффициент, учитывающий отношение длины машины к её ширине (L/B): при $L/B = 1 \div 1,1$ - $K_{LB} = 0,8$; при $L/B = 1,5 \div 2$ - $K_{LB} = 1$; при $L/B = 2,5 \div 4$ - $K_{LB} = 1,2$.

Приведенные формулы просты для практических расчетов и, по мнению автора, достаточно хорошо описывают зависимость сопротивления воды от скорости движения плавающей машины. Однако ни в одной из этих формул не указываются диапазон их применимости и точность вычисления R_x . Кроме того, в формулах не учитываются такие важные характеристики машины, как высота надводного борта и запас плавучести.

С целью установления влияния высоты надводного борта (h_B) плавающей машины на сопротивление воды (R_x), при разных скоростях движения машины (v), а также для проверки достоверности результатов расчета по формулам (4)-(9), автором были проведены буксировочные испытания модели гусеничной плавающей машины. Модель была изготовлена из пенопласта в масштабе 1:7 по чертежам реальной плавающей машины, имеющей следующие основные характеристики: длина $L=7,29$ м; ширина $B=3,22$ м; средняя осадка $T=1,79$ м; площадь наибольшего поперечного сечения машины $S=4,7$ м^2 ; водоизмещение машины $D=19$ т. Для сравнения экспериментальных данных (табл.2) с теоретическими решениями указанных выше авторов выполнен расчет сопротивления воды для той же плавающей машины по формулам (4)-(9), результаты которого приведены в таблице 3.

Эксперименты проводились в опытовом бассейне Одесского государственного морского университета (ОГМУ). Начальная посадка машины во всех опытах принималась одинаковой (на ровный киль). Высота надводного борта в опытах 1-й серии принималась равной 5 мм, и во второй серии - 35 мм, что для натурной машины составляло 35 мм и 245 мм, соответственно. Пересчет полученных результатов буксировочного испытания модели на натурную машину производился по стандартной методике, применяемой в ОГМУ [6], основанной на соблюдении законов подобия для потоков жидкости и гидродинамических сил. Данные пересчета приведены в таблице 2.

Таблица 2. Результаты экспериментальных исследований сопротивления воды движению плавающей машины ($L=7,29$ м; $B=3,22$ м; $T=1,79$ м; $S=4,7$ м²; $D=19$ т) в зависимости от скорости

Эксперимент	Сопротивление воды R_x (кН)					
1 серия опытов при скорости v м/с	1,077	1,281	1,601	1,828	1,934	2,077
При высоте надводного борта модели (машины) $h_{вн}=5$ мм ($h_{вн}=35$ мм)	1,68	2,52	4,21	5,89	7,57	10,09
2 серия опытов при скорости v м/с	1,651	1,987	2,246	2,439		2,572
При высоте надводного борта модели (машины) $h_{вн}=35$ мм ($h_{вн}=245$ мм)	3,36	5,05	6,73	8,41		10,09

Для удобства анализа приведенных в таблицах 2 и 3 данных на рис.1 они представлены в виде графиков зависимости сопротивления воды от скорости движения машины.

Сравнительный анализ приведенных на рис.1 графиков позволяет сделать следующие выводы:

1. Графики, построенные по результатам экспериментов (кривые 7 и 8), совпадают только при небольших до 1,3 м/с скоростях движения машины. При дальнейшем увеличении скорости машины с высотой надводного борта $h_{вн} = 35$ мм (кривая 7) сопротивление воды более заметно увеличивается по сравнению с движением машины с $h_{вн} = 245$ мм.

Таблица 3. Результаты расчета R_x по формулам (4)-(9).

Скорость движения машины v (м/с)		1	2	2,8	3
№	Методы определения величины сопротивления воды движению плавающей машины	Сопротивление воды R_x (кН)			
1	по Н. И. Груздеву (4)	0,95	2,6	4,45	4,953
2	по П. В. Аксенову, Ю. А. Кононовичу (5)	0,515	6,37	14,19	18,33
3	по А. П. Степанову (1-я) (6)	1,88	7,52	14,74	16,92
4	по А. П. Степанову (2-я) (7)	1,88	7,646	15,78	18,31
5	по Л. Г. Бархударову, В. В. Киселевскому (8)	0,686	3,288	11,37	14,46
6	по Н. Г. Бородину (9)	0,445	2,527	60,99	74,23

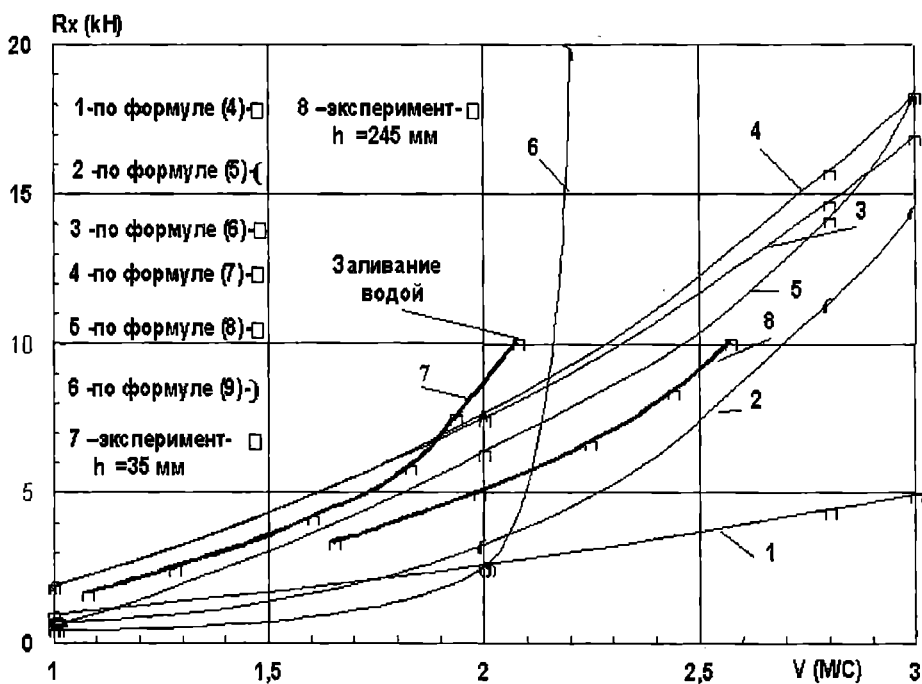


Рис.1. Зависимости сопротивления воды от скорости движения плавающей машины водоизмещением $D=19$ т

Так например, при скорости машины $v = 1,5$ м/с для $h_{Вн} = 35$ мм $R_x = 4$ кН, а для $h_{Вн} = 245$ мм - $R_x = 4$ кН, т.е. сопротивление воды движению машины с меньшей высотой надводного борта в 1,6 раз меньше, чем для машины с $h_{Вн} = 245$ мм. При скоростях движения машины $v = 2$ м/с в первом случае $R_x = 8,9$ кН, а во втором $R_x = 5,1$ кН (в 1,8 раза меньше). А при скоростях движения машины с $h_{Вн} = 35$ мм больше $v = 2,1$ м/с, происходит погружение носовой части машины в воду, что приводит к резкому росту сопротивления движения. В то же время для модели машины с $h_{Вн} = 35$ мм ($h_{Вн} = 245$ мм) с увеличением скорости R_x плавно увеличивается по параболическому закону и при $v = 2,8$ м/с составляет $R_x = 15$ кН.

Таким образом, сопоставление экспериментальных графиков (кривые 7 и 8) убедительно доказывает, что высота надводного борта машины существенно влияет на изменение зависимости сопротивления воды от скорости движения машины.

2. Сравнение графиков, построенных по экспериментальным данным (кривые 7 и 8) и вычисленных по формулам (4)÷ (9), показало, что опытные графики достаточно близко совпадают только с графиками, построенными по формулам П.В. Аксенова, Ю.П. Кононовича (5) (кривая 2) и Л. Г. Бархударова, В. В. Киселевского (8) (кривая 5), отклонение не превышает 20%.

Результаты, вычисленные по формулам А. П. Степановым, (6) и (7) (кривые 3 и 4) хорошо согласуются с опытными графиками только при небольших до 1,5 м/с скоростях движения машины с $h_{Вн} = 35$ мм. Результаты вычислений по формулам других авторов не подтверждаются опытными данными, имеют недопустимо большое отклонение от экспериментальных (7 и 8). Поэтому для практических расчетов R_x могут использоваться только формулы (5) и (8). Расчет сопротивления воды для машин с большой высотой надводного борта следует производить по формуле А. П. Степанова (6), результаты вычислений по которой достаточно хорошо согласуются с опытными данными автора.

Проведенный анализ экспериментальных результатов автора и теоретических решений других исследователей показывает, что до настоящего времени нет единой методики расчета сопротивления движению плавающей машины во всем диапазоне скоростей её движения, и достоверно хорошо описывающей взаимодействие системы «машина – жидкость» с учётом конструктивных особенностей машины, которая позволяла бы определять предельно допустимую величину скорости движения машины, обеспечивающую её безопасную эксплуатацию на воде.

ЛИТЕРАТУРА

1. Басин А.М. *Ходкость и управляемость судов. Управляемость судов.* М.: Транспорт, 1968.- 213 с.

2. Степанов А.П. *Конструирование и расчет плавающих машин.* - М.: Машиностроение, 1983.- 197 с.
3. Аксенов П.В., Кононович Ю.А. *Плавающие колесные и гусеничные машины.*- М.: Воениздат , 1963. С. 76-89.
4. Вознюк В.С. *Гидравлика и гидравлические машины.* - М.: Военное издательство министерства обороны СССР, 1979. С.61.
5. Бородин Н.Г., Андросов А.Н., Кичатов Ф.З. и др. *Машины инженерного вооружения Ч. 4.* – М: Воениздат, 1986. С. 422 – 431.
6. Войткунский Я.И. *Справочник по теории корабля. Т.1.* - Л.: Судостроение, 1985. –763 с.

МЕТОД ВЫЧИСЛЕНИЯ ИНТЕГРАЛОВ ТИПА ФУРЬЕ В РЕШЕНИИ КРАЕВЫХ ЗАДАЧ ГИДРОДИНАМИКИ СУДНА

А.В. Демидюк

При решении некоторых краевых задач гидродинамики судна встречается необходимость вычисления интегралов вида:

$$I_1 = \int_A^\infty f(x) \begin{cases} \cos ax \\ \sin ax \end{cases} dx; \quad (1)$$

$$I_2 = \int_A^B f(x) \begin{cases} \cos ax \\ \sin ax \end{cases} dx, \quad (2)$$

где $f(x)$ – непрерывная на участке интегрирования функция.

Вычисление этих интегралов обычными способами и при больших значениях a приводит к необходимости вычисления большого количества ординат подынтегральной функции и потере точности расчетов.

Например, при решении задачи дифракции для случая продольной качки тонкого судна на глубокой воде [4] выражения для компонент дифракционного потенциала Φ_{dc} и Φ_{ds} могут быть преобразованы в интегралы вида (1) и (2). Выпишем для краткости лишь выражение для Φ_{dc}

$$\begin{aligned} \Phi_{dc}(x, y, z) = & -\frac{2}{\pi^2} \int_0^{\frac{L}{2}} \int_0^{\frac{L}{2}} \int_0^{T(x)} f_c(\xi, \zeta) \psi(z, \mu) \psi(\zeta, \mu) K_0(\mu|x-\xi|) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} d\zeta d\xi d\mu + \\ & + ke^{-kz} \int_{\frac{L}{2}}^L \left[\int_0^{T(x)} N_0(k|x-\xi|) f_c(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta + \int_0^{T(x)} J_0(k|x-\xi|) f_s(\xi, \zeta) e^{-k\zeta} d\zeta \right] d\xi, \end{aligned} \quad (3)$$

где L - длина смоченной поверхности корпуса;

$T(x)$ - осадка корпуса;

x, y, z и ξ, η, ζ - текущие координаты подвижной и неподвижной систем, связанных с судном;

$K_0(\mu|x-\xi|)$, $N_0(k|x-\xi|)$, $J_0(k|x-\xi|)$ - функции Макдональда, Неймана и Бесселя нулевого порядка;

$$\psi(z, \mu) = \cos(z, \mu) - \frac{k}{\mu} \sin(z, \mu), \quad \psi(\zeta, \mu) = \cos(\zeta, \mu) - \frac{k}{\mu} \sin(\zeta, \mu); \quad (4)$$

$$k = \frac{\sigma^2}{g} \quad - \text{волновое число};$$

c - скорость бега волн;

r_B - полувысота волны;

ε - курсовой угол;

$y = y(x, z)$ - уравнение поверхности корпуса судна.

Если шпангоутные сечения задаются в виде ряда точек, соединенных между собой отрезками прямых, то

$$f_c(\xi, \zeta) = -kr_B e^{-kz} \sum_{i=0}^n \left[\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} \sin(k\xi \cos \varepsilon) + \cos(k\xi \cos \varepsilon) \sin \varepsilon \right], \quad (5)$$

$$f_s(\xi, \zeta) = kr_B e^{-kz} \sum_{i=0}^n \left[\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} \cos(k\xi \cos \varepsilon) - \sin(k\xi \cos \varepsilon) \sin \varepsilon \right]. \quad (6)$$

Обозначим через Φ_{dc_1} первое слагаемое в (3), с учетом (4), а также (5) и (6), преобразуем его к виду

$$\Phi_{dc_1}(x, y, z) = \frac{2kr_B}{\pi^2} \int_0^{\frac{L}{2}} \int_{\frac{L}{2}}^{\infty} \left\{ \left(\cos(\mu z) - \frac{k}{\mu} \sin(\mu z) \right) K_0(\mu|x-\xi|) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} \cdot \right. \\ \left. \cdot \sum_{i=0}^n \left[\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} \sin(kx \cos \varepsilon) + \cos(kx \cos \varepsilon) \sin \varepsilon \right] \left(\frac{e^{-k\zeta} \sin(\mu\zeta)}{\mu} \right) \right\}_{\zeta_i}^{\zeta_{i+1}} d\xi d\mu \quad (7)$$

Дальнейшее преобразование (7) позволяет получить выражение для компоненты потенциала Φ_{dc_1} , включающее в явном виде интегралы типа (2)

$$\Phi_{de_1}(x, y, z) = \frac{2kcr_B}{\pi^2} \int_0^{\infty} \left\{ (\cos(\mu z)) - \frac{k}{\mu} \sin(\mu z) \right\} \frac{\mu}{k^2 + \mu^2} \left(\sum_{i=0}^n \left[\frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} (e^{-k\zeta} \sin(\mu\zeta)) \right]_{\zeta_i}^{\zeta_{i+1}} \right) \cdot \left. \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} K_0(\mu|x-\xi|) \sin(k\xi \cos \varepsilon) d\xi + \sin \varepsilon \cdot \sum_{i=0}^n \left[(e^{-k\zeta} \sin(\mu\zeta)) \right]_{\zeta_i}^{\zeta_{i+1}} \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} K_0(\mu|x-\xi|) \cos(k\xi \cos \varepsilon) d\xi \right\} d\mu. \quad (8)$$

Предлагаемый ниже метод интегрирования базируется на идеях, предложенных В.Г. Сизовым и Э.И. Табачник в статье «О вычислении интегралов типа преобразования Фурье и в смысле главного значения» [1].

Подход в [1] основан на использовании периодичности функций $\cos ax$ и $\sin ax$ при условии монотонности функции $f(x)$ на большей части интервала интегрирования. Весь промежуток интегрирования разбивается на n интер-

валов с длиной $\frac{\pi}{2a}$ и к каждому такому интервалу применяется квадратурная формула Гаусса с заданным количеством абсцисс.

На первом этапе нижний предел интегрирования A анализируется на крат-

ность его величине $\frac{\pi}{2a}$. Если A не кратно $\frac{\pi}{2a}$, то интеграл I_1 разбивается на два

$$I_1 = I_{11} + I_{12}, \quad (9)$$

где

$$I_{11} = \int_A^{A1} f(x) \left\{ \begin{matrix} \cos \\ \sin \end{matrix} \right\} ax \, dx, \quad (10)$$

$$I_{12} = \int_{A1}^{\infty} f(x) \left\{ \begin{matrix} \cos \\ \sin \end{matrix} \right\} ax \, dx, \quad (11)$$

$$A1 = \frac{p\pi}{2a}, \quad p - \text{целое при этом } A1 - A < \frac{\pi}{2a}.$$

Интеграл I_{11} может быть вычислен любым способом. В случае кратнос-

ти нижнего предела интегрирования $\frac{\pi}{2a}$ необходимость в вычислении интеграла I_{11} отпадает.

Методика вычисления интеграла I_{12} основана на том, что фактический нижний предел интегрирования A_Φ соответствует экстремуму функции $\cos ax$ и $\sin ax$. Это соответствует p четному в случае интеграла с $\cos ax$ и p нечетному в случае интеграла с $\sin ax$. Для вычисления интеграла в подынтеграль-

ной функции которого имеется $\cos ax$ при p нечетном, а также если в подынтегральной функции имеется $\sin ax$ при p - четном необходимо сдвинуть ниж-

ний предел интегрирования вправо на $\frac{\pi}{2a}$, т.е. в этом случае $A_\phi = A1 + \frac{\pi}{2a}$.

Подынтегральная функция, имеющая $\sin ax$ для четного p приведена на рис. 1.

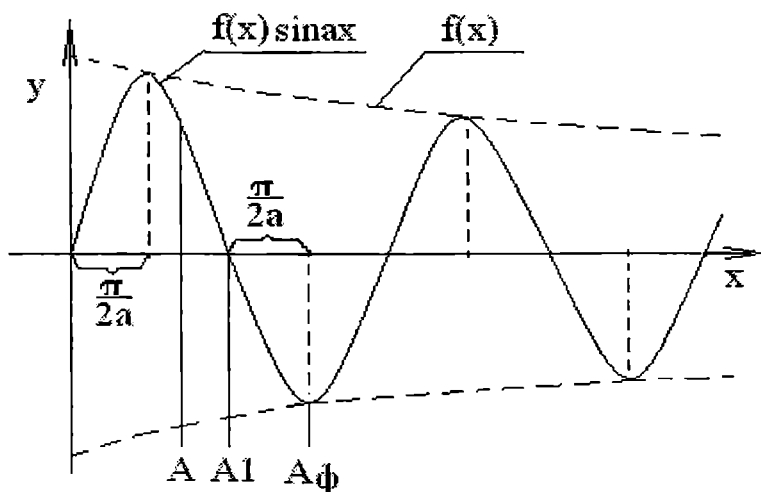


Рис. 1

Учитывая периодичность функций $\cos ax$ и $\sin ax$ для каждой k -й гауссовской абсциссы $x_k = r_k \frac{\pi}{2a}$ (r_k – гауссовские абсциссы для интервала $[-1; 1]$) из значений амплитудной функции может быть составлен ряд, n -й член которого равен

$$(-1)^n u_{nk} = f \left[A_\phi + (4n+1) \frac{\pi}{4a} + x_k \right] - f \left[A_\phi + (4n+3) \frac{\pi}{4a} + x_{k_max-k} \right], \quad (12)$$

где k_max – количество гауссовских абсцисс на интервале $[-1; 1]$.

В отличие от [1] нами получено единое выражение для членов ряда в интегралах с $\cos ax$ и $\sin ax$ при четных и нечетных значениях p .

В связи с принятым предположением о монотонности функции $f(x)$, и соответственно, $f'(x)$ на интервале интегрирования, ряды u_{nk} также будут монотонными. Если предположить, что $|f'(x)|$ монотонно убывает, начиная с некоторого $x > x_0$, тогда, начиная с x_0 , ряды u_{nk} будут знакопередающимися сходящимися рядами.

Таким образом, для k -й гауссовской ординаты получаем сходящийся ряд,

который в общем случае имеет вид

$$u_k = c_{sk} + u_{0k} + u_{1k} + \dots + u_{nk}, \quad (13)$$

где c_{sk} – частные суммы ряда из гауссовских ординат c_{ik} , вычисленных на промежутке $[A1; A_\phi = A1 + \frac{\pi}{2a} m]$, $m = p_i - p$, p_i – наименьшее целое, соответствующее экстремуму функции $\cos ax$ и $\sin ax$.

$$c_{\Sigma k} = \sum_{i=0}^{m-1} c_{ik}, \quad (14)$$

$$c_{ik} = f \left[A1 + \frac{\pi}{4a} (2i + 1) + x_k \right]. \quad (15)$$

К рядам (13) могут быть применены различные способы улучшения сходимости.

Выражение для интеграла I_{12} определится гауссовской квадратурой

$$I_{12} = \sum_{k=0}^k \max w_k u_k \left\{ \begin{matrix} \cos \\ \sin \end{matrix} \right\} (2p + 2 \cdot \text{fun}(p) + 1) \frac{\pi}{4}, \quad (16)$$

где w_k – гауссовские веса;

$\text{fun}(p)$ – функция, определяющая четность или нечетность параметра p .

Подставив в выражение (9) определенные выше компоненты I_{11} и I_{12} , получим выражение для интеграла I_1 .

Интеграл I_2 в конечных пределах может быть вычислен с использованием данного метода как разность интегралов с бесконечными верхними пределами

$$I_2 = \int_A^\infty f(x) \left\{ \begin{matrix} \cos ax \\ \sin ax \end{matrix} \right\} dx - \int_B^\infty f(x) \left\{ \begin{matrix} \cos ax \\ \sin ax \end{matrix} \right\} dx. \quad (17)$$

Метод интегрирования был реализован в виде класса (объекта) на языке C++ с использованием среды разработки приложений Visual C++ версии 5.0. Тестирование проводилось на персональном компьютере с процессором iPentium–166Mhz и 32Mb оперативной памяти. При вычислении интеграла I_{12} для рядов (13) использовалось трехкратное улучшение сходимости по методу Эйлера.

Результаты тестовых расчетов некоторых известных интегралов приведены в таблице 1.

Таблица 1

Интеграл	a	Значение интеграла по /I/	Расчетное значение
$I_1 = \int_0^{\infty} \frac{\cos ax}{\sqrt{x+1}} dx$	5	0,0179369	0,0179369
	1	0,2321993	0,2321994
	0,1	2,3445296	2,3445295
$I_2 = \int_0^{\infty} \frac{\sin ax}{\sqrt{x+1}} dx$	5	0,1952309	0,1952311
	1	0,8095255	0,8095255
	0,1	3,6810356	3,6810357
$I_3 = \int_0^{\infty} x^3 \cos ax dx$	5	+0,0096	+0,0096
	1	+6	+6
	0,1	+60000	+60000

ЛИТЕРАТУРА

1. Сизов В.Г., Табачник Э.И. О вычислении интегралов типа преобразования Фурье и в смысле главного значения // Судостроение и судоремонт. 1972. Вып. 6. С.17-28.
2. Справочник по специальным функциям /Под редакцией М. Абрамовица и И. Стиган. М., 1979. 832 с.
3. Харди Г. Расходящиеся ряды. М. -И.Л., 1951. 348 с.
4. Демидюк А.В. Дифракционная задача для тонкого судна на глубокой воде // Вісник Одеського державного морського університету. 1998. Вип.1. С. 73-79.

ОСОБЕННОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОРПУСОВ СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ

Г. В. Егоров

Основным источником пополнения торгового флота России и Украины в последнее десятилетие является перевод в море речных судов классов «М-СП», «М-пр», «О-пр», «М» Российского Речного Регистра (РРР). Под классы ШСП и ПСП Российского Морского Регистра Судоходства (РС) переходили до сотни речных судов в год.

Все это происходило на фоне массового ухода (списания, продаж, смены флага и владельцев) традиционных морских судов из отечественных портов.

В итоге, роль судов смешанного плавания стала существенно весомей, чем ранее – практически все перевозки на порты СНГ и из них стали осуществляться именно на них (или вообще на иностранных судах).

По интенсивности эксплуатации в море, фактическим режимам и сезонам плавания в близлежащих морях, перевозимым грузам, т.е. по внешним факторам, воздействующим на корпус, многие суда указанного типа стали мало отличаться от обычных морских.

При реклассификации суда смешанного плавания (ССП) переходили под морские классы по различным весьма разнообразным проектам модернизации, многие из которых не удовлетворяют даже действующим на сегодняшний день достаточно либеральным нормативам РС (в том числе и по общей продольной прочности).

Сама модернизация производилась на разных верфях (от крупных заводов в ФРГ, Италии, Корее до РЭБ на реках). Вопросы технологии, как правило, решались и продолжают решаться на уровне конструкторских бюро судоремонтных предприятий или отдельными технологами. Многообразие подходов, разброс в квалификации исполнителей приводят к самым разнообразным ошибкам и дефектам, а иногда и к явному браку.

Требования и технология постройки корпусов речных судов, надзор за строительством существенно отличались от соответствующих позиций в морском судостроении. Результат – наличие многочисленных конструктивных и технологических решений, допустимых для эксплуатации в реке, но неприемлемых для интенсивной эксплуатации на волнении, например, односторонняя сварка набора; грубое оформление вырезов под домкраты в полках комингсов; резкое обрывание рельсов закрытий; нестыковка секций и блоков корпуса, заметная визуально.

Таким образом, реклассифицированные ССП – суда, корпуса которых уже на стадии постройки имели конструктивно-технологические дефекты, на стадии модернизации получают дополнительные дефекты и эксплуатируются в весьма жестких режимах, часто с нарушениями установленных для них ограничений.

Результат – недостаточная усталостная долговечность тонкостенных корпусных конструкций ССП на фоне повышенных локальных износов и деформаций при явном пренебрежении к средствам защиты от коррозии.

ИЗНОСЫ КОРПУСОВ ССП

Как показывает сопоставительный анализ правил РС и РРР, нормативные скорости коррозии сильно отличаются для моря и реки в случае их применения для судов, перевозящих генеральные грузы. Для навалочных судов, а также танкеров, когда начинают играть принципиальную роль свойства самого груза, разница практически отсутствует.

При реальном режиме работы судов типа «река-море» их износы аналогичны износам судов «море-река» (класс ПСП).

Средние скорости коррозии для судов внутреннего плавания в большинстве случаев меньше, чем нормативные по правилам РРР.

Реальные средние скорости износов судов смешанного плавания значительно отличаются от нормативных из правил РС.

Связи верхнего пояса (верхняя палуба, комингс, ширстрек) изнашиваются весьма медленно. Настил палубы и набор палубы у судов смешанного плавания изнашивается мало и, в основном, изнутри. Наблюдается повышенная скорость коррозии у настила межлюковых перемычек (0,1 – 0,2 мм/год). Связи, контактирующие с водой (наружная обшивка, набор балластных танков) имеют скорость износа примерно в 1,5 раза меньше нормативных. Скорости коррозии, близкие к величинам из правил, имеют связи внутреннего контура, контактирующие с грузом (второй борт, второе дно, поперечные переборки в пределах грузовых трюмов), а также поперечные межлюковые перемычки. Кроме того, наблюдается повышенный износ связей в верхней части второго борта, где они находятся под воздействием паров водяного балласта.

Скорости износа сильно зависят от условий эксплуатации судна.

Износ судов, работающих в портах р. Дунай, значительно ниже нормативного (дунайский ил играет роль ингибитора коррозии). Корпуса судов, переведенных в море с северных рек, практически не изношены. Суда проектов 037, 292, 0225, 488, 488АМ2/3/4, имевшие защитное покрытие элементов конструкции в балластных танках, износов также практически не имеют (даже в 15 – 20 летнем возрасте).

Суда, работающие на мелководье, отличаются заметным физическим износом днищевой обшивки от истирания. Вне балластных отсеков бортовая обшивка изнашивается в основном извне, причем быстрее всего поясья переменной ватерлинии и оконечности. Скорости коррозии в бортовых балласт-

ных отсеках, где, как правило, отсутствует защитное покрытие, в два – три раза выше, чем извне. Механический износ у часто шлюзующихся судов в несколько раз больше, чем коррозионный. Наблюдается высокая скорость изнашивания нижних поясов обшивки второго борта (у настила второго дна до 0,25 мм/год). Верхняя часть вторых бортов изнашивается со стороны балластных танков. Аналогичная ситуация у поперечных переборок в трюмах. Наблюдается повышенная скорость коррозии обшивки поперечных переборок в балластных бортовых танках (до 0,20 мм/год). Скорость коррозии судовых конструкций из стали 09Г2 выше в примерно в 1,2 – 1,5 раза, чем из других сталей. Наблюдается повышенная скорость изнашивания нижних кромок днищевых балок, находящихся в зоне илистых остатков балласта.

В целом, средние скорости коррозии ССП ниже, чем нормативные. Для практических целей можно рекомендовать данные табл. 1.

Таблица 1. Средние скорости износа ССП, предлагаемые для расчетов прочности

<i>Элемент конструкции</i>	<i>0,01 мм/год</i>	<i>Элемент конструкции</i>	<i>0,01 мм/год</i>
<i>Настил верхней палубы</i>	<i>8,0</i>	<i>Обшивка второго борта</i>	<i>17,0</i>
<i>Надводный борт</i>	<i>9,0</i>	<i>Обшивка переборок</i>	<i>17,0</i>
<i>Борт переменной ВЛ</i>	<i>10,0</i>	<i>Продольные РЖ и бимсы ВЛ</i>	<i>8,0</i>
<i>Подводный борт</i>	<i>10,0</i>	<i>Рамный набор ВЛ</i>	<i>8,0</i>
<i>Скелетной пояс</i>	<i>12,0</i>	<i>Комингасы</i>	<i>7,0</i>
<i>Днищевая обшивка</i>	<i>12,0</i>	<i>Набор двойных бортов</i>	<i>15,0</i>
<i>Горизонтальный киль</i>	<i>12,0</i>	<i>Набор двойного дна</i>	<i>15,0</i>
<i>Настил второго дна</i>	<i>17,0</i>		

Следует заметить, что указанные данные были получены для корпусов ССП, которые продолжают работать до четверти эксплуатационного периода в пресной воде (или подвергаются длительным ремонтам в пресноводных портах). Все больше указанных судов по режиму эксплуатации становятся чисто морскими. Судовладельцы из-за отсутствия средств экономят на защитных покрытиях и иных мерах по защите от коррозии. Как следствие, на ряде судов проектов 2-95, 326, 21-88 наблюдаются средние скорости коррозии, в 1,5 – 2,0 раза выше, чем нормативные. Пока такие случаи редки, но настораживает тот факт, что еще 2 года назад их не было вообще. Для корпусов судов возрастом более 25 лет со строительными толщинами наружной обшивки

7 – 10 мм, а набора 5 – 8 мм, подобная ситуация крайне опасна.

Пока на большинстве ССП наблюдается относительно малый общий износ, однако эксплуатация выявила другой существенный недостаток тонкостенных обшивок и настилов – сквозные свищи (повышенная локальная коррозия) различной природы (электрохимическая коррозия вдоль сварных швов, блуждающие токи в районе МО, истирание и пр.).

Например, в корпусе судна проекта 11 (печально известный проект, три судна которого по разным причинам погибли в море) постройки начала 60-х годов при доковом ремонте было обнаружено 43 цементных ящика, установленных для устранения водотечности. На судне проекта 326 (переоборудованного по одному проекту и практически в одно время с погибшим т/х «Аган») – более 20 цементных ящиков. По днищевой обшивке судна проекта 2-95 (1972 года постройки) в районе балластных танков были обнаружены 14 сквозных коррозионных трещин (при общем износе менее 20 %). Большинство исследуемых судов с возрастом более 20 лет имели такие повреждения, изображенные на рис. 1.



Рис. 1. Последствия локальной коррозии – из свищей в корпусе поднятого в док судна почти сутки вытекала вода

Часто встречается в районах притыкания стенок набора «канавочная» коррозия настилов и обшивки. При этом нередко причиной ее является механическое истирание (до 0,12 мм/год). Например, на одном из ССП для компенсации таких зон истирания вдоль продольных ребер жесткости настила второго дна были приварены полосы 120x8 по 10 шт. в каждом. При этом между такими участками с повышенным износом толщины настила были вполне приемлемые (несмотря на 23 года эксплуатации).

ДЕФОРМИРОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ КОРПУСА ВО ВРЕМЯ СУДОРЕМОНТА

Другим дефектом тонкостенных конструкций ССП являются бухтины, гофрировки, вмятины по наружной обшивке, настилу второго дна, обшивке второго борта, обшивке поперечных переборок в трюмах. Часто суда прихо-

дят с реки, имея десятки таких повреждений. Причины – швартовки, шлюзования, мелководье, работа грейфером и, особенно, ледовые нагрузки. Однако особенности современной технической эксплуатации и ремонта ССП привели к выявлению иных причин деформирования конструкций.

Во время ремонта ряда корпусов судов проекта 2-95, 1557, 781, 791 возрастом 25 лет и более специалисты Морского Инженерного Бюро столкнулись с проблемой регламентации порядка проведения замен основных связей при ремонте ССП (с их пониженными запасами прочности и повышенной гибкостью).

При этом объем замен (в силу повышенного износа) был просто гигантский и исчислялся сотнями тонн металла в весьма ограниченный отрезок времени. Одновременно вырезались многие шпангоуты (вместе с обшивкой), большей частью (с целью экономии) отдельными участками (так как износ был неравномерен).

Для иллюстрации приведем примеры типовых замен шпангоутов – см. рис. 2 и рис.3 – затемненные участки вырезались.

При этом неопределенным стало все – и условия опирания этих шпангоутов (часть из них некоторое время просто превратилась в консоли с одной опорой), и условия нагружения (при удалении части шпангоутов оставшиеся брали на себя полную нагрузку), и условия передачи усилий палуба-днище через конструкции борта. К столь экзотично нагруженным связям (причем имеющим износ) добавились сварочные напряжения.

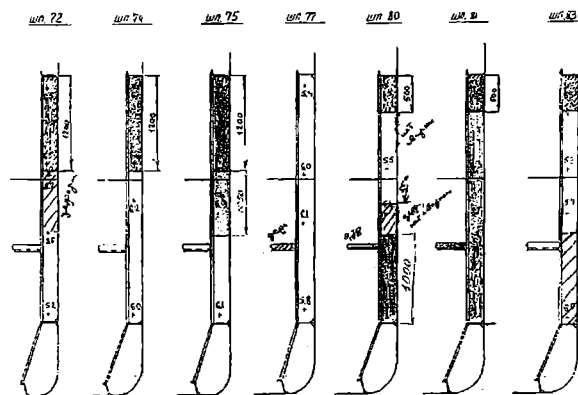


Рис. 2. Замена основных шпангоутов в бортовом балластном танке

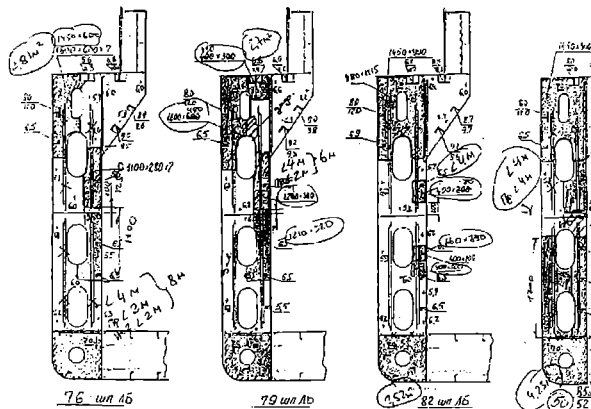


Рис. 3. Замена рамных шпангоутов в бортовом балластном танке

По-видимому, деформирование происходило на этапе массовой вырезки конструкций и в дальнейшем было зафиксировано (а то и увеличено) многочисленной сваркой.

На одном из судов проекта 2-95 описанные ниже деформации были обнаружены после проведения двух (!!!) дефектаций корпуса судна технологами СРЗ в г. Варна, Болгария и технологами СРЗ «Украина», г. Одесса. Учитывая подробность проведения замеров толщин и иных дефектов (например, отчет о второй дефектации занимал 350 стр. и просто поражал своей детальностью), можно было сделать только один вывод – деформации появились в процессе ремонта корпуса. Кроме того, деформаций наружной обшивки после ремонта обнаружено не было. Трещин в стенках и поясах деформированных связей не выявлено.

Эскизы деформирования рамных и основных шпангоутов приведены на рис.4 – 5. Деформации стенок рамных шпангоутов – выпучины в верхней части (над бортовым стрингером), при этом, как правило, наибольшие стрелки прогиба обнаружены в районах вырезов в стенке рамного шпангоута. По основным шпангоутам речь идет об отклонении (развороте относительно линии приварки к обшивке) профиля от первоначального положения, причем, как правило, в нижней части – под бортовым стрингером. При этом количество деформированных связей исчисляется десятками. Стрелки прогиба составили 25 – 100 мм.

В таком случае главное – обеспечить восприятие эксплуатационных нерегламентированных нагрузок (швартовка и пр.), не дать развиваться упомянутым деформациям далее и обеспечить приемлемый внешний вид.

Был рекомендован следующий метод ремонта:

- подкрепить вертикальные кромки вырезов рамных шпангоутов привар-

кой полос шириной 10 толщин (60 мм) и восстановить (там, где они изношены или отсутствуют) существующие вертикальные ребра жесткости по стенке рамного шпангоута;

- закрепить стенки обычных шпангоутов в зоне наибольших деформаций путем установки книц, бракет и, при необходимости, интеркостельных бортовых стрингеров (на участках между двумя соседними рамными шпангоутами – на протяжении рамной шпации).

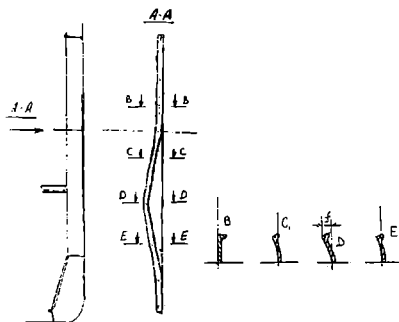


Рис. 4. Общий характер деформации основных шпангоутов

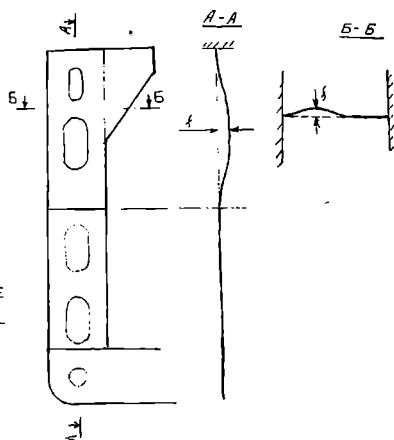


Рис. 5. Общий характер деформации рамных шпангоутов

Указанная проблема для ССП стоит гораздо серьезнее, чем для морских судов. Во-первых, на «морьяках» практически никогда не меняются в обычных ремонтах одновременно столько элементов корпуса, во-вторых, «моряки» обладают относительно большим запасом прочности, толщины корпуса и жесткость балок заметно выше; в-третьих, «моряк» в таком состоянии как исследуемые суда, был бы просто списан на металлолом.

УСТАЛОСТНЫЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ КОРПУСОВ ССП

В последнее время число трещин в корпусах ССП резко возросло. Практически ни один ремонт не обходится без устранения трещин. Количество усталостных повреждений определяется не формальным возрастом судна, а временем эксплуатации в море. Сами трещины появляются как в исходной конструкции корпуса судна, так и по вновь установленным связям (накладным полосам, дополнительным ребрам жесткости).

Например, на многих судах проектов 1565, 507Б, 05074, 0225, 292, 1743, а также на некоторых судах проектов 2-95, 92-040 были зафиксированы трещины в полках комингсов в районе средней части по кромкам вырезов под дом-

крат, с началом трещины от угла выреза либо от окончания рельса для катков люковых крышек. Трещины устранялись путем замены дефектного участка конструкции. Через несколько лет они были вновь обнаружены в тех же местах, причем были зафиксированы случаи перехода трещины на стенку комингса. Причина – неудачное выполнение и конструктивное оформление вырезов в полках продольных комингсов и мест обрыва рельсов (см. рис.6).



Рис. 6. Трещина в полке комингса у места окончания рельса



Рис. 7. Трещина по ширстреку перешедшая на настил верхней палубы

Ильичевским участком Одесской инспекции РС на судне проекта 1743.7 была обнаружена трещина по ширстреку, начавшаяся в месте пересечения верхнего привального бруса и межсекционного монтажного стыка. Трещина перешла на палубный стрингер, разорвав при этом палубный угольник. Причина – в районе стыка секции отличались по высоте, что привело к образованию по палубному стрингеру уступа в 12 мм (см. рис.7).

Регулярно обнаруживаются трещины в месте окончания продольного комингса трюмов в районе кормовой надстройки судов проекта 19610 у концов книц.

На многих проектах выявляются трещины по скуловому поясу обшивки в местах разрыва скулового киля.

На одном из судов проекта 292 были обнаружены трещины по днищевой обшивке в районе межсекционных монтажных стыков.

На судах проекта 1565 были выявлены трещины от вибрации (биение вала) в местах приварки флоров и днищевых стрингеров к обшивке в ахтерпике.

Таким образом, в отличие от традиционных судов смешанного плавания проектов 1557 и 781, где трещины носили ярко выраженный коррозионно-усталостный характер на реклассифицированных ССП трещины связаны с конструктивно-технологическими недостатками элементов корпуса, часто на фоне несанкционированного перегруза этих элементов.

Например, на судах проекта 0225, эксплуатировавшихся на Балтике, к 9-10 году эксплуатации в классе «М-СП» были зафиксированы трещины в полках комингсов в районе мидель-шпангоута (шп. 135). Они возникали у перемычки в местах окончания бракет (под привод люковых закрытий), установленных по кромкам вырезов, с началом трещины от кромки выреза либо от окончания рельса катков люковых крышек. К моменту перевода в класс ПСП корпуса судов имели минимальный износ – он лишь в ряде случаев достиг 10 %.

Ремонт вышеупомянутых трещин ранее производился путем разделки и заварки. Во время последнего ремонта участок полки был заменен. Трещины были обнаружены вновь (см. рис. 8):

- шп.135 ПБ – трещина длиной 300 мм по стенке комингса и трещина длиной 200 мм по полке комингса; раскрытие кромок трещины – до 2 – 3 мм;
- шп.126 ПБ – трещина длиной 80 мм по полке комингса в районе вырезов под направляющие звездочки цепей люковых закрытий;
- шп.41 ПБ и ЛБ – трещина у окончания направляющей полосы передвижения крышек, в узле концентрации сварных швов – соединения полосы с пояском.

Во время визуального осмотра трещин сотрудниками Морского Инженерного Бюро дополнительно было выявлено следующее: трещина по вертикальной стенке комингса начинается от места, на котором закончилась заваренная ранее трещина по полке комингса, причем последняя начиналась от кормовой кромки выреза под домкрат люкового закрытия.

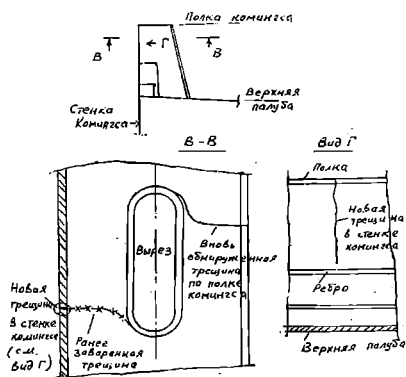


Рис. 8. Эскиз узла с повреждениями

При этом фактическая протяженность трещины была больше, чем визуально определенных 300 мм, скорее всего трещина имела продолжение до

продольного ребра жесткости, которое послужило барьером. Трещина по полке комингса началась от носовой кромки выреза под домкрат, частично огибая этот вырез и отделяя фланец выреза от полки, и перешла на основной металл полки.

Особенностью данного дефекта являлся переход трещины на стенку комингса, что, безусловно, представляло реальную опасность для судна.

Характер вновь обнаруженных трещин по комингсу – одиночные, по целому металлу. Интенсивной коррозии, местных вмятин и наплавленных язвин в зоне трещинообразования не обнаружено. Источников повышенной вибрации в районе повреждаемого узла не обнаружено. Правка нагревом узла и термообработка материала узла ранее не производилась. Характер излома – гладкий, зернистости не выявлено. При этом в районе отмеченного выреза были обнаружены несколько ранее заваренных трещин по полке.

Кроме того, на корпусе судна были обнаружены иные дефекты, представляющие интерес для дальнейшего анализа: вмятина по днищу в районе трюма 4 длиной вдоль судна около 18 м и шириной 4 м; выпучина по второму дну; смятие нижней части поперечной переборки между трюмами 3 и 4.

Расположение вновь образовавшихся и ранее устраненных трещин в районе шп. 135 позволяет четко локализовать источник – вырез под домкрат крышки и, соответственно, основную причину трещин – концентрацию напряжений в районе выреза в сочетании с высокими номинальными напряжениями от общего изгиба в районе миделя. Кроме того, на расстоянии 500 мм от указанного выреза в нос находится аналогичный вырез, что создает эшелонный эффект в поле напряжений вокруг выреза. Достаточно большое раскрытие вновь образовавшихся трещин позволяет связать их с большой величиной перегиба, при котором палуба и комингс растянуты. Особенность проекта – при переходе в грузу испытывает заметный (вплоть до допускаемого) прогиб – палуба и комингс сжаты. При этом корпус достаточно гибок – влияние гибкости на изгибающий момент достигает 6 – 7 %.

Вероятнее всего инициатором (толчком) для данных трещин оказалась та же причина, что вызвала повреждения днища. Скорее всего речь идет о кратковременной посадке на мель, вызвавшей кратковременный, но мощный ударный импульс и последующий перегиб судна (под воздействием реакции грунта, равнодействующая которой была, вероятно, в районе носовой переборки трюма 4).

В нашем случае трещина по вертикальной стенке комингса начинается от места примыкания к ней ранее заваренной трещины в полке. Вероятно причиной образования трещины по стенке явилась микротрещина, появившаяся ранее и которая не была замечена (в силу малости размеров) при заварке старой трещины по полке. Другими словами, трещина перешла с полки на стенку ранее, но не была обнаружена и не развивалась, т.к. ее длина была явно меньше критической и только после толчка (инициации) во время упомяну-

той выше ситуации развилась. Длина трещины по стенке позволяет сделать вывод, что с момента ее инициации в условиях ограниченного волнения (до 4,0 м) прошло не менее полугода (малоцикловая усталость). В случае нарушения установленных ограничений развитие трещины могло потребовать меньшее время.

С помощью программы «ИСПА» (расчетной базы известного комплекса РС «РУСЛАН») было проведено численное моделирование поврежденного узла. Поле эквивалентных напряжений показано на рис. 9. У начала скругления выреза наблюдается их возрастание в среднем в 2,0 раза. Именно в этом районе и возникали трещины. По результатам численного анализа был предложен и реализован ремонт узла путем установки подкреплений в виде полос толщиной 26 мм, высотой 80 мм и длиной 1000 мм. Полосы размещались вдоль длинной кромки выреза на расстоянии 30 мм от наружной кромки фланца выреза (см. рис. 10). Другой источник трещин – установленные при модернизации для обеспечения общей продольной прочности накладные листы и полосы. Анализ имеющихся в нашем распоряжении случаев трещинообразования позволяет сделать четкий вывод – причины возникновения трещин имеют организационно-технологический характер.

Судно проекта 1565 было подкреплено накладными листами. После рейса в штормовых условиях были обнаружены трещины по углам отдельных накладных листов, причем частично перешедшие на стенку комингса. Оказалось, что стыки накладных полос оформлялись не под углом, например, 30 или 45 градусов, а под прямым углом с практически полным отсутствием разделки кромок. Подобные проблемы наблюдаются на судах проекта 1743.

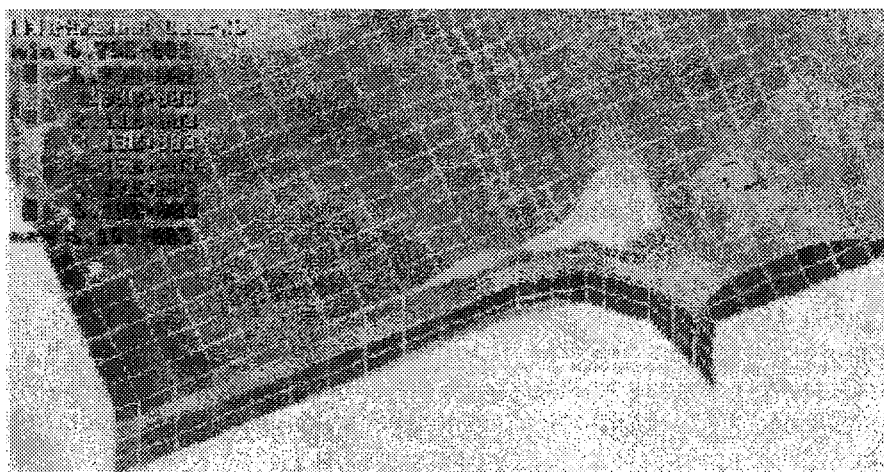


Рис. 9. Поле напряжений, возникающих в полке комингса в районе отверстия до модернизации. Отчетливо видна зона концентрации напряжений, где и возникали трещины

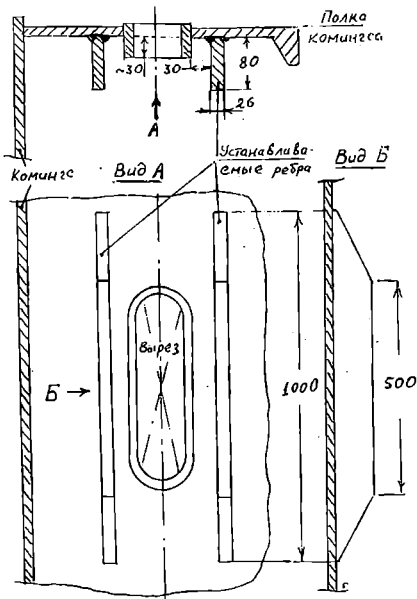


Рис. 10. Схема узла с рекомендованными подкреплениями

Судно проекта 2-95А/Р было подкреплено под класс ПСП. При выходе в первый рейс углы некоторых листов оторвались от комингса. Судно зашло для аварийного ремонта в порт, где специалисты обнаружили, что в местах отрыва катет шва равен 3 мм и менее.

Судно проекта 1743 было подкреплено на класс ПСП. Во время докования были обнаружены трещины по накладным полосам. При более детальном изучении дефекта оказалось, что полосы треснули вместе со стенкой комингса – в результате попадания в условия шторма с высотами волн заметно превышавшими допустимую высоту волны (на 40 – 50 %).

Судно проекта 2-95А/Р имело класс ПСП. После длительной эксплуатации в Северном море в районе стыка участков полосы по комингсу появилась трещина. Последняя перешла на основной металл. Трещина неоднократно заваривалась силами экипажа. В итоге трещина разорвала полку и стенку продольного комингса и перешла на наклонный лист. Анализ показал, что выполненные при реклассификации подкрепления были явно недостаточны, и фактическая прочность судна соответствовала только классу ПСП.

Есть случаи, когда полосы держались на «прихватках», или когда при осмотре выявили заложенные вместо шва электроды.

По нашему мнению, рекомендации по применению накладных полос могут иметь следующий вид. Накладная полоса может иметь толщину не бо-

лее двух остаточных толщин листа подкрепляемой конструкции, но не более 40 мм, ширину – не более 50 собственных толщин, но не более 800 мм.

Выполненные сварные швы накладных полос требуют максимально возможного в реальных условиях объема контроля качества сварки. Катет углового шва, которым приваривается полоса к базовой конструкции не менее, 0,5 толщины накладной полосы, а по окончаниям полосы – не менее 0,7.

Необходимо избегать установки полос по днищу, где они работают в условиях агрессивной среды. Бесполезны полосы для обеспечения общей прочности по настилу второго дна. Полосы в районе ширстрека и наклонного листа допускаются в ситуации, когда все иные удобные места использованы. Длины отдельных участков полос должны быть максимально возможными (раскрой вдоль длинной стороны листа).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Переводя в море ССП, проектанты в первую очередь обращали внимание на обеспечение предельной прочности этих судов (катастрофическое разрушение при однократной нагрузке).

После 5 – 7 лет эксплуатации в условиях волнения и реальных износов в соленой воде опасность стали представлять усталостные повреждения наиболее нагруженных узлов верхних связей (продольных комингсов, палубы, ширстрека) и водотечность наружной обшивки, обшивки второго борта, настила второго дна.

Основной причиной большинства типовых повреждений корпусов ССП являются технологические и конструктивные дефекты, возникшие на этапах проектирования, строительства и модернизации судов и усугубленные эксплуатацией с нарушениями установленных ограничений.

Как уже неоднократно отмечалось, сам класс ССП возник и развивается по чисто экономическим причинам, соответственно, большинство упомянутых выше проблем имеют ту же природу (в сочетании с обычными ошибками).

Следует иметь в виду, что весомость и опасность «субъективного» фактора для таких судов с ограниченной надежностью корпусов существенно выше, чем для привычных морских судов.

Общий вывод – при сохранении существующего подхода к эксплуатации корпусов ССП длительность их безопасной эксплуатации в море не превысит 10 – 12 лет. С учетом того факта, что большинство из них вышло в море в начале 90-х годов, можно ожидать в ближайшее время существенное увеличение числа аварий, связанных с корпусами ССП.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА КОНУСНОСТИ И КОМПЕНСАТОРОВ ИЗНОСА НА УТЕЧКИ В ИЗНОШЕННЫХ ЦИЛИНДРО- ПОРШНЕВЫХ ПАРАХ ГИДРОМАШИН

Д.В. Евдокимов

Ранее был рассмотрен вопрос о применении компенсаторов износа для повышения рабочих характеристик цилиндро-поршневых пар гидравлических аксиально-поршневых машин [1], что имеет практическое значение не только для ремонтируемой наземной техники, но и при производстве ремонтно-восстановительных работ в цехах СРЗ, а также на судах без вывода их из эксплуатации. Однако при анализе принципиальных возможностей упругих компенсаторов снижать утечки в паре поршень-цилиндр учитывалась только их способность уменьшать кольцевой зазор между поршнем и зеркалом цилиндра без оценки профиля износа контактирующих тел. Первая попытка учета влияния профиля износа заводских цилиндро-поршневых пар на величины кольцевого зазора и утечки была сделана в работе [2]. Но эти пары не содержали компенсаторы износа. Между тем, наличие на поршне упругого компенсатора должно повлиять на конусность кольцевой щели и, как следствие, отразиться на утечке масла. Этот вопрос подлежал исследованию, результаты которого приведены ниже.

В качестве объектов для исследований были выбраны аксиально-поршневые гидромашины типа АПН-200 и 210-25. Эти гидронасосы и моторы обратимого действия имеют одинаковые блоки цилиндров, выполненные из высокооловянистой бронзы, и стальные поршни, сделанные из легированной стали 38Х2МЮА с соответствующей термической обработкой и со стабилизацией размеров в жидком азоте. Измерению подлежали диаметры отверстий в блоках цилиндров на различном расстоянии от их торцевой поверхности с противоположной стороны от контактной поверхности с распределителем. Определялся также износ поршней по их длине. Полученные данные статистически обрабатывались. В результате большого числа измерений на различных гидромашинах были получены данные по износу стенок цилиндров и поршней, что позволило получить профили износа рабочих поверхностей обоих контртел.

Было проведено несколько серий экспериментов, где в первой объектами исследований служили изношенные отверстия в блоках цилиндров и заводские поршни после определенной наработки часов, а во второй серии - такие

же блоки, но поршни оснащались упругими компенсаторами износа с имитацией восстановленной пары поршень-цилиндр за счет только смены заводских изношенных поршней поршнями с компенсаторами.

На рис. 1 показаны профили изношенных поверхностей отверстий блока и поршня за 1000 часов работы гидромашины. Пунктирными линиями обозначены поля допусков для отверстий и поршней.

Анализируя кривую 1 на рис. 1, можно сделать вывод, что наименьший износ имеет место в глубине цилиндра, т.е. в зоне впуска или выпуска гидравлического масла. По мере продвижения поршня от поверхности распределителя износ отверстия в блоке увеличивается и достигает максимальных значений в зоне выхода поршней. Характер износа цилиндрических поверхностей поршней более сложный, что видно по кривой 2, где наибольший износ поршня имеет место на небольшом участке, прилегающем к его торцу. Именно этот участок играет важную роль в формировании утечек, так как за этим участком на расстоянии порядка 10 мм находится разгрузочная канавка. В некоторых конструкциях поршней на дне канавки выполнено отверстие, через которое масло попадает в опорные поверхности штоков.

При движении неизношенного поршня внутри такого же цилиндра радиальный зазор не меняется и практически остается постоянным для всех участков рабочего хода. Однако, как это следует из рис. 1, зазор между поршнем и цилиндром не остается постоянным по длине рабочего хода, но зависит от профиля износа контртел. В результате получается щелевой зазор не с параллельными стенками, а с наклонными в виде конуса не только с различной конусностью, но и направлением его сужения. При этом характеризовать конусность можно безразмерным коэффициентом

$$K = h_1 - h_0 / h_0,$$

где h_1 - зазор в конусе щели по направлению потока при h_0 - на входе.

Для расширяющейся щели $h_1 > h_0$ и $K > 1$;

для сужающейся щели $h_1 < h_0$ и $K < 0$. Если стенки щели параллельны, то $h_1 - h_0 = 0$ и $K = 0$.

По данным рис. 1 применительно к кривым 1, 2, отвечающим износу втулки и поршня за 1000 часов работы гидромашины, были определены значения коэффициента конусности щели для различных участков и положений поршня в цилиндре. Полученные данные по изменению коэффициента конусности щели представлены на рис. 2. На этом рисунке прямая 1 соответствует участку (а - б) на поршне при его последовательном движении из глубины блоков цилиндров в рабочем ходе гидромотора. Видно, что с учетом профилей износа поршня на участке (а - б) и зеркала цилиндра по образующей и направлению напорного потока рабочей жидкости, безразмерный коэффициент конусности имеет отрицательные значения, которые по линейному закону уменьшаются с величины порядка - 0,2 почти до нуля для участка поршня (а - б). В тоже время для участка (б - в) поршня с учетом профиля износа отверстия блока

цилиндров изменение коэффициента конусности характеризуется кривой 2 на рис. 2, т.е. увеличением его положительных значений по линейному закону. Кривые 1,2 показывают, что коэффициент конусности может изменяться от отрицательных до положительных значений в зависимости от выделенного участка на поршне, начиная с его торца.

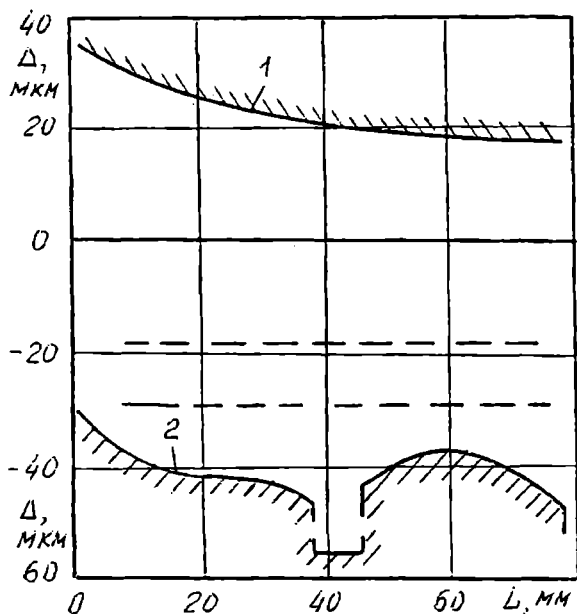


Рис. 1. Профиль износа контртел цилиндра-поршневой пары:

1 - отверстия; 2 - поршня

Если вместо изношенного поршня применить поршень с упругим компенсатором износа, то он, деформируясь, под воздействием рабочего давления масла, изменит величину радиального зазора между зеркалом цилиндра. При этом упругая деформация компенсатора описывается [1] в осевом сечении расчетной кривой (а-б-в), показанной на рис. 3. Как видно при сравнении профиля износа поршня по участкам (а-б-в) на рис. 2 с упругой линией компенсатора на рис. 3, имеется различие в углах наклона кривых. Проведенный расчет коэффициента конусности поршня с компенсатором при различном его положении в изношенном цилиндре (кривая 1) описывается прямой 3 на рис. 3. Сравнение прямых 3 и 1 для участков (а-б), соответственно, по рис. 3 и 2 дает более отрицательные величины коэффициента конусности для поршня с компенсатором износа. Однако для участков (б-в) закономерность другая, что видно по прямым 4 и 2 на рис. 3 и 2.

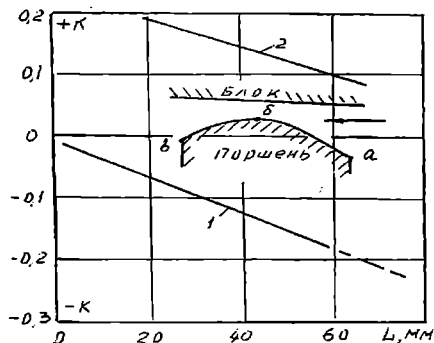


Рис. 2. Изменение коэффициента конусности по длине рабочего хода в результате износа контртел. Поршень заводской изношенный: 1 - для участка (а - б); 2 - для участка (б - в)

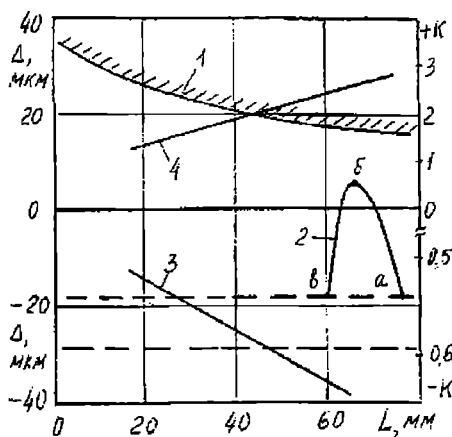


Рис. 3. Влияние компенсатора износа на изменение коэффициента конусности по длине рабочего хода в результате износа отверстий в блоке гидроцилиндров:

- 1 - профиль износа отверстия; 2 - деформация компенсатора износа; 3 - изменение отрицательных значений коэффициента конусности для участка (а - б) компенсатора; 4 - положительные значения коэффициента конусности для участка (б - в) компенсатора по длине отверстия

Следует заметить, что при выполнении ремонтных работ в условиях небольших мастерских, например судовых, когда нет необходимых станков и персонала для ремонта высокоточных отверстий блока цилиндров гидромашин, можно путем подбора установить большие по диаметру поршни с ци-

цилиндрической поверхностью, уменьшив тем самым кольцевой зазор для снижения утечек. Такая проблематичная замена, однако, сильно отразится на коэффициенте конусности. С учетом цилиндрической поверхности нового поршня и изношенной поверхности цилиндра коэффициент конусности будет иметь уже не отрицательные значения, как по рис. 2,3, а положительные, что видно по соответствующей кривой для участка (а-б) на рис. 4.

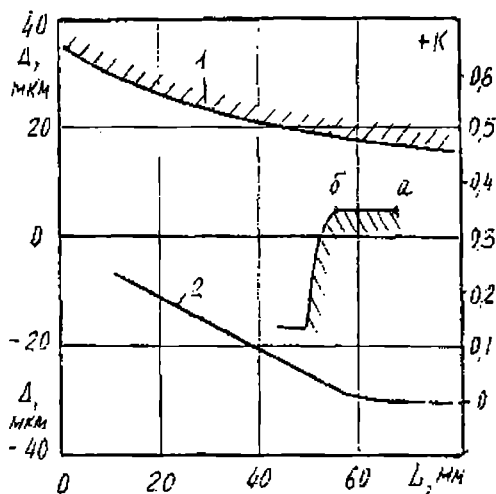


Рис. 4. Изменение коэффициента конусности для пары новый поршень-изношенное отверстие в блоке: 1 - профиль износа отверстия; 2 - изменение коэффициента конусности

Полученные нами для различных случаев коэффициенты конусности были использованы для расчета утечек в цилиндро-поршневой паре аксиально-поршневых гидромоторов. Расчеты проводились по формуле работы [3].

$$Q = \frac{\pi d_0^3 \cdot h_0 \cdot \Delta P}{12 \nu \cdot \rho \cdot l} \cdot \frac{2(1+K)^2}{(2+K)} + \pi d_0 \cdot V \cdot h_0 \frac{(1+K)}{(2+K)},$$

где d_0 - исходный диаметр поршня;

h_0 - зазор в кольцевой щели на входе жидкости;

ΔP - перепад давления в щели;

ν - коэффициент кинематической вязкости масла;

ρ - плотность жидкости при заданной температуре;

l - длина щели;

V - скорость движения стенки (или поршня);

K - коэффициент конусности щели.

Приведенная формула состоит из двух слагаемых. Первое слагаемое учитывает перепад давления в щели при неподвижном поршне, а второе слагаемое позволяет оценить влияние фрикционной составляющей при форми-

ровании общей утечки в паре поршень-цилиндр. В обе части формулы входит зазор в кольцевой щели на входе жидкости, который нами определялся, исходя из экспериментальных данных, приведенных на рис.2-4. Кроме того, в эту формулу входит коэффициент конусности, величина и знак которого для разного положения поршня в цилиндре выбирались по прямым для участка (а - б) поршня.

Приведенные расчеты показывают, что величина утечки в рассмотренной цилиндрико-поршневой паре гидромашины не является постоянной, но изменяется в зависимости от профилей износа поршня и цилиндра. Это изменение для рассмотренного случая достигает 25-30 % при наименьших утечках в крайнем положении поршня в глубине цилиндра. Здесь следует однако заметить, что в расчет утечек не включались данные по утечкам в крайнем положении поршня в глубине цилиндра при его нулевой скорости в момент смены направления движения и неполного открытия входного отверстия в блоке цилиндров в начальной фазе его движения вдоль напорной полости распределителя.

На рис. 5 показано изменение суммарных утечек, т.е. от напорной и фрикционной составляющих для двух случаев. Прямая 1 отвечает случаю изношенных отверстий в блоке и входящих в них изношенных поршней, а прямая 2 - утечкам в таких же изношенных отверстиях в блоках, но с поршнями, оснащенными упругими компенсаторами износа. Испытания проводились в гидравлическом масле при температуре 50° С, а расчеты относились к режиму гидромотора. По взаимному расположению прямых 1 и 2 можно судить о значительном уменьшении утечек с помощью примененных компенсаторов.

Если же осуществить селективный подбор поршней к изношенным отверстиям в блоках гидроцилиндров, тем самым ликвидируя кольцевой зазор, образовавшийся за счет износа пары трения, то утечки еще больше уменьшатся, что видно по прямой 3 на рис.5. Здесь следует заметить, что в отличие от нового поршня с увеличенным диаметром, поршень с компенсатором износа, выполненный по заводскому номинальному размеру с установленным полем допуска для серийной продукции, способен увеличивать свой диаметр за счет деформации от рабочего давления и практически полностью перекрывать суммарное поле износа поршня и отверстия без дорогостоящей селективной подборки поршней (кривая 4). Однако вопрос о влиянии коэффициента конусности на способность компенсаторов износа снижать утечки остается открытым, хотя теоретические предпосылки для практических решений были ранее изложены [1].

Таким образом, экспериментально-расчетным путем показано влияние профилей износа рабочих поверхностей поршня и зеркала цилиндра на утечки, которые зависят от положений поршня в цилиндре и совместного износа этих контртел. Применение компенсаторов износа в значительной мере снижает утечки, что позволяет их рекомендовать для экспресс-ремонта акси-

ально-поршневых гидромашин в условиях эксплуатации судна. Несмотря на положительный эффект от использования компенсаторов износа ставится вопрос об улучшении их характеристик за счет изменения коэффициента конусности при работе пары поршень-цилиндр.

ЛИТЕРАТУРА

1. Евдокимов Д.В. *Повышение эффективности работы компенсаторов износа цилиндрично-поршневых пар применительно к аксиально-поршневым гидромашинам*//Вісник Одеського державного морського університету. - 1999. - № 4. - С.20-24.
2. Евдокимов Д.В. *Влияние профиля износа рабочих поверхностей трения контртел цилиндрично-поршневой пары на утечки в судовых аксиально-поршневых гидромашинах*//Тема. - Одесса: ОГМУ, УМАОН, 1999. - № 2. С.35-37.
3. Никитин Г.А. *Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов*. - М.: Машиностроение, 1982. - 135 с.

УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ТРИБОМАГНИТНЫМ МЕТОДОМ

Л.В.Кошарская

Известно достаточно много разнообразных методов упрочнения деталей машин, применяемых в машиностроении и судоремонте [1;2]. Перспективным является и новый метод повышения износостойкости конструкционных сталей путем генерирования знакопеременных сдвиговых деформаций [3]. Однако в отличие от методов [3;4] было предложено осуществлять упрочнение рабочих поверхностей стальных деталей одновременным комбинированным воздействием высокоскоростным трением и электромагнитными полями [5].

Проведенные нами исследования упрочнения поверхностных и глубинных слоев показали, что при определенных режимах высокоскоростного трения стальных образцов с применением магнитных полей образуются структуры с высокой микротвердостью. Эти структуры являются следствием экстремальных условий, где немаловажную роль играют электромагнитные поля и смазка с высоким содержанием углерода. Измеренные значения микротвердости, результаты которых были приведены ранее [5], позволили сделать вывод о образовании белых слоев.

В развитие этих работ были осуществлены исследования по изучению свойств поверхностных и глубинных слоев стальных образцов после их предварительной обработки электромагнитными полями и высокоскоростным трением скольжения. Ниже рассмотрены результаты экспериментов по определению толщины белых слоев и их износостойкости, подтверждающих эффективность новой трибомагнитной упрочняющей технологии.

Измерение толщины белых слоев осуществлялось металлографически, а приготовление шлифов проводилось с помощью электрополирования с учетом литературных рекомендаций. Для предварительной обработки образцов высокоскоростным трением и их последующего испытания на износ были созданы две установки, работающие при скоростях 100 и 1,5 м/с. Методики позволили получить экспериментальные результаты по влиянию нормальной нагрузки, смазки и напряженности постоянного и переменного магнитных полей на толщину и износостойкость образовавшихся вторичных структур типа белых слоев. В этих опытах не ставилась задача изучения особенностей микроструктур, а только лишь определения толщин белых слоев и их износостойкости, что имеет важное значение для последующих работ по внедрению.

Приведенные на рис. 1 данные показывают влияние режимов трения на толщину белого слоя.

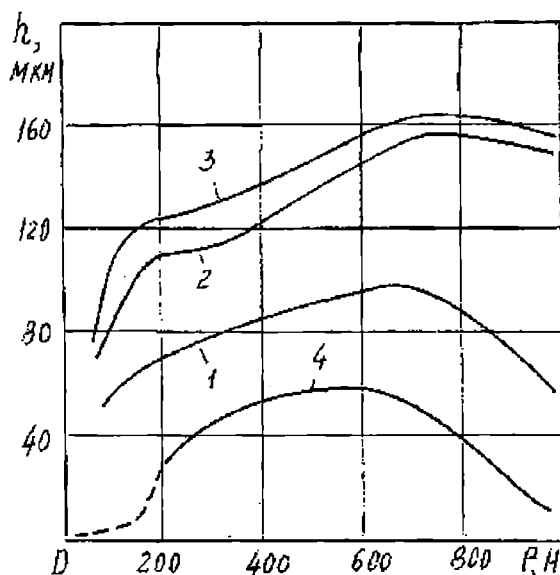


Рис.1. Влияние нагрузки при трении и электромагнитного поля на толщину белых слоев (сталь 20, 100 м/с; 30 с; МС-20).
Кривые: 1 - Трение без поля; 2 - трение и постоянное поле $2 \cdot 10^5$ А/м; 3 - трение и переменное поле $2 \cdot 10^5$ А/м; 4 - Ст 20, трение без смазки, без поля.

По кривой 1, отвечающей высокоскоростному трению без электромагнитного поля в присутствии масла МС-20 образцов из стали 20 видно, что с ростом нормальной нагрузки до 700 Н толщина белого слоя увеличивается до 100 мкм, после чего с ростом нагрузки резко уменьшается. Уменьшение толщины белого слоя с ростом нормальной нагрузки свидетельствует об исчерпании дальнейших возможностей к упрочнению сталей с образованием белых слоев. Очевидно немаловажную роль здесь играет температурная устойчивость белых слоев, что хорошо согласуется с результатами работы [3].

Применение электромагнитных полей в процессе трения в масле МС-20 образцов из стали 20 привело к значительному увеличению толщин белых слоев. Причем эффект при использовании переменного магнитного поля выше, чем постоянного, что характеризуется, соответственно, кривыми 3, 2 на рис. 1. Эффект увеличения толщины белых слоев от использования электромагнит-

ных полей достигает более 1,5 раз по сравнению с результатами, полученными при трении в смазке без наложения магнитных полей и наблюдается во всем диапазоне примененных нормальных нагрузок. Кроме того, устойчивость белых слоев с ростом нормальной нагрузки при наличии электромагнитных полей привела к сохранению их максимальной толщины порядка 160 мкм при нагрузках, превышающих 700 Н (кривые 2,3), что не имеет место при образовании белых слоев без наложения электромагнитного поля (кривая 1).

Для сравнения кривых 1-3 на рис. 1 приведена кривая 4, показывающая изменение толщины белого слоя при трении без смазки образцов из стали 20. Как видно из этой кривой, при малых нагрузках белые слои не образуются или не имеют достаточную толщину. Затем после нагрузки 100 Н идет образование белых слоев с увеличением толщины до 60 мкм, а после нагрузки 600 Н имеет место резкое уменьшение толщины белых слоев. При этом перегиб на кривой 4 сдвинут в область меньших нагрузок, чем кривой 1 и, тем более, кривых 2,3. Если сравнивать максимальные толщины белых слоев по кривым 4 и 3, то они, соответственно, будут равными 60 и 165 мкм. Эти данные свидетельствуют о существенной роли электромагнитных полей и смазки на процесс образования белых слоев.

Толщина образующихся белых слоев зависит при всех прочих равных условиях от напряженности магнитных полей. Приведенные на рис. 2 обобщенные данные подтверждают этот вывод для образцов из стали 20 и стали 60. Обоснованием для выбора этих сталей послужили результаты, полученные при трении образцов из стали 20 в масляной среде на режимах, приводящих к значениям микротвердости белых слоев, мало отличающихся от твердости белых слоев, полученных на образцах из стали 60. Для лучшего сравнения трение образцов из стали 60 и стали 20 осуществлялось при одинаковой нагрузке равной 400 Н.

Кривая 1 на рис. 2, отвечающая трению отожженных образцов из стали 60 в постоянном магнитном поле, имеет перегиб при напряженности $2 \cdot 10^5$ А/м. Для этих условий толщина белых слоев доходит до 150 мкм. Если использовать переменное магнитное поле, то перегиб кривой 2 имеет место при напряженности магнитного поля $1 \cdot 510^5$ А/м при достигнутой толщине белых слоев почти 190 мкм. По кривым 1, 2 можно сделать вывод о более высокой эффективности действия переменного магнитного поля по сравнению с постоянным. Кроме того, больший эффект в увеличении толщины белых слоев может быть достигнут при меньшей напряженности магнитного поля.

Аналогичная кривым 1, 2 закономерность, но с другими величинами толщин белых слоев, была получена и на образцах из стали 20, что видно по кривым 3, 4 при сравнении их с кривыми 1, 2 на рис. 2. Интересный вывод можно сделать по начальным участкам кривых 3-4 на рис. 2. Весьма плотное расположение этих кривых показывает, что упрочняющий эффект, оцени-

ваемый по толщине белых слоев, может быть получен и при значениях напряженности магнитного поля меньших $1 \cdot 10^5$ А/м.

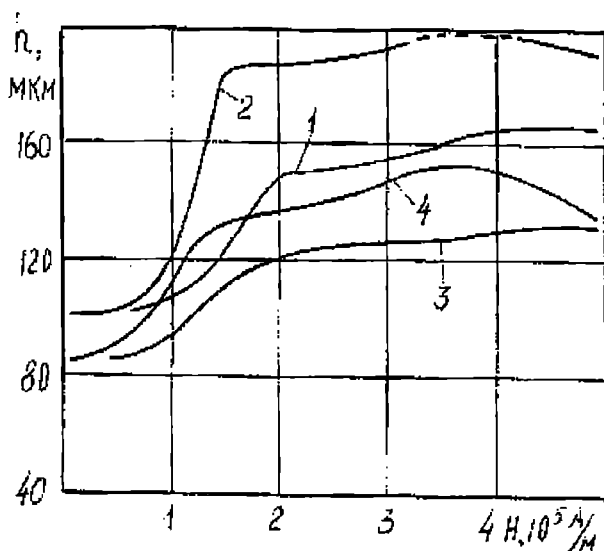


Рис. 2. Влияние напряженности электромагнитного поля на толщину белого слоя (100 м/с; МС-20; 400 Н; 30 с; электромагнитное поле $2 \cdot 10^5$ А/м). Кривые: 1 - Сталь 60, отож. с постоянным полем; 2 - Сталь 60, отож. с переменным полем; 3 - Сталь 20 с постоянн. полем; 4 - Сталь 20 с перемен. полем.

Таким образом, приведенные на рис. 1 и рис. 2 данные показывают, что толщина белых слоев зависит от нормальной нагрузки, характера электромагнитных полей, наличия смазки и содержания углерода в стали и напряженности электромагнитных полей.

Образцы из сталей после их различной предварительной обработки высокоскоростным трением и электромагнитными полями подвергались испытаниям на износ при небольшой скорости скольжения. Все образцы имели белые слои, которые обладали более высокой износостойкостью и нагрузочной способностью, чем образцы из исходной стали без специально образованных трением и электромагнитными полями вторичных закалочных структур. Приведем обобщенные данные в относительных единицах, которые дают представление во сколько раз повышается износостойкость образцов из конструкционных сталей после их обработки высокоскоростным трением в масле со скоростью 100 м/с при нагрузке 400 Н и напряженности переменного магнит-

ного поля, равной $4 \cdot 10^5$ А/м, при испытании в масле МС-20 при 700 Н и 1,5 м/с в паре с образцами из азотированной стали 38Х2МЮА. Так, для образцов из отожженной стали 45 после упрочнения повышение относительной износостойкости составило от 1,4 до 3,4 раз; для исходно закаленных образцов из такой же стали повышение износостойкости было в 1,6-4,0 раза. Упрочнение закаленных образцов из стали 60 дало еще большее увеличение износостойкости от 1,8 до 4,8 раза. Даже образцы из незакаливаемой стали 20 приобрели белые слои, показавшие повышение износостойкости в 1,3-2,5 раза.

Из приведенных выше данных по износостойкости видно, что упрочняющий эффект зависит от содержания углерода в стали, ее закалки и дает большой диапазон положительного эффекта. На это было обращено внимание и получено объяснение с экспериментальным подтверждением, что предполагается изложить в последующей работе.

В заключение следует отметить, что предложенный трибомагнитный метод дает значительное повышение износостойкости сталей и может быть использован в качестве эффективной технологии упрочнения деталей машин в машиностроении и в судоремонтном производстве.

ЛИТЕРАТУРА

1. Полевой С.Н., Евдокимов В.Д. Упрочнение машиностроительных материалов. - М.: Машиностроение, 1994. - 496 с.
2. Олейник Н.В., Кычин В.П., Луговской А.Л. Поверхностное динамическое упрочнение деталей машин. - К., 1984. - 151 с.
3. Евдокимова А.Н. Знакопеременное высокоскоростное трение и его технологические возможности. - Киев-Одесса: УМОИ, 1997. - 210 с.
4. Левченко А.А. Разработка, исследования и внедрения технологии восстановления и упрочнения трением рабочих поверхностей головок поршней судовых дизелей. Автореф. канд.дис. - ЛИВТ, 1984. - 20 с.
5. Кошарская Л.В., Евдокимов В.Д. Влияние электромагнитных полей и высокоскоростного трения без смазки на микротвердость поверхностных и глубинных слоев сталей// Тема. 1999. № 2. - С.30-32.

РАСЧЕТ ПЛИТ, ЛЕЖАЩИХ НА ДЕФОРМИРУЕМОМ ОСНОВАНИИ С ОТВЕРСТИЯМИ И ВЫЕМКАМИ

В.А. Гришин, В.И. Снисаренко

Рассматривается совместный расчет плиты и основания как единой системы с учетом упругопластических свойств их материала.

Известно, что такие среды как грунты и бетон даже при незначительных нагрузках работают в упругопластическом состоянии. Поэтому классический упругий анализ не обеспечивает определение реальных напряжений и деформаций, возникающих в конструкциях из таких материалов. Методы предельного равновесия, основанные на моделях идеальной пластичности с неограниченным течением, могут привести к завышению несущей способности сооружений и не дают возможности определить перемещения в элементах конструкций до их разрушения. Деформационные теории пластичности применимы только при простом нагружении и не позволяют учесть действительные сложные воздействия на реальные сооружения. Поэтому в предлагаемой методике расчета используется теория пластичности с упрочнением, базирующая на ассоциированном законе пластического течения. Полагается, что деформация системы происходит при малых удлинениях, сдвигах и углах поворота. В этом случае симметричных тензор приращения деформации в компонентном представлении определяется через приращение перемещений по формуле

$$de_{ks} = \frac{1}{2} (du_{k,s} + du_{s,k}), \quad k, s = 1, 2, 3. \quad (1)$$

Считается, что имеет место постулат суммирования приращений упругой и пластической деформаций

$$de_{ks} = de_{ks}^{(e)} + de_{ks}^{(p)}. \quad (2)$$

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

$$de_{ks}^{(e)} = C_{ksmn}^{(e)} d\sigma_{mn}. \quad (3)$$

Тензор упругих коэффициентов $C_{ksmn}^{(e)}$ обладает свойствами симметрии и не зависит от скоростей деформации.

Пластические деформации не определяются однозначно через напряжения. Связь между ними имеет вид дифференциальных неинтегрируемых со-

отношений. Из принципа максимума Мизеса следуют следующие уравнения [1]

$$de_{ks}^{(p)} = d\lambda f, \sigma_{ks}, \quad d\lambda = \text{const} > 0. \quad (4)$$

В качестве функции нагружения для плиты принято условие Геньева

$$3(\sigma_c - \sigma_p)\sigma_0 + 3\sigma_i^2 - \sigma_p\sigma_c = 0, \quad (5)$$

где σ_c, σ_p - пределы пластичности при сжатии и растяжении, которые зависят от параметров упрочнения, σ_0, σ_i - первый и второй инварианты тензора напряжений. Производные от функции нагружения, входящие в (4), определены в [2].

Для грунтовых сред в качестве функции нагружения принято условие Кулона-Мора

$$(\sigma_0 - \frac{\sigma_i}{\sqrt{3}} \sin \psi) \sin \varphi + \sigma_i \cos \psi - c \cos \varphi = 0, \quad (6)$$

где φ, c - угол внутреннего трения и сцепление среды в пластическом состоянии; ψ - третий инвариант тензора напряжений. Производные от функции нагружения для изотропного и кинематического упрочнения приведены в [2].

Постоянная $d\lambda$, входящая в (4), определяется из условия $df = 0$. После преобразований соотношение (4) можно представить в виде

$$de_{ks}^{(p)} = C_{ksmn}^{(p)} d\sigma_{mn}, \quad (7)$$

где компоненты тензора четвертого ранга $C_{ksmn}^{(p)}$ определяются как

$$C_{ksmn}^{(p)} = h^{-1} f_{,\sigma_{ks}} f_{,\sigma_{mn}}, \quad h = - \frac{(f_{,\sigma_{mn}^{(p)}} f_{,\sigma_{mn}}) f_{,\sigma_{ks}} d\sigma_{ks}}{f_{,\sigma_{ij}} d\sigma_{ij} + f_{,\chi_i} d\chi_i},$$

где h - функция упрочнения; χ_i - параметры упрочнения, различные их варианты рассмотрены в [2].

Подставляя (3) и (7) в (2), получаем

$$de_{ks} = C_{ksmn}^{(ep)} d\sigma_{mn}, \quad (8)$$

где $C_{ksmn}^{(ep)} = C_{ksmn}^{(e)} + C_{ksmn}^{(p)}$.

Обращая (8), находим

$$\begin{aligned} de_{ks} &= D_{ksmn}^{(ep)} de_{mn}, & \text{если} & \quad f = 0 \quad \text{и} \quad d'f > 0, \\ de_{ks} &= D_{ksmn}^{(ep)} de_{mn}, & \text{если} & \quad f = 0, d'f > 0 \quad \text{или} \quad f < 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Приведенные уравнения применяются для определения напряженно-деформированного состояния в допредельной стадии работы материала. В предельном состоянии для определения основных соотношений используются те же уравнения (5), (6), по которым σ_p , σ_c или φ , c находятся из опытных данных для этого состояния материала, когда отсутствует упрочнение. Если не принимать во внимание данное обстоятельство, то вычисляемые в пластических зонах напряжения могут превышать предельные σ_p^* , σ_c^* . Условие Кулона-Мора позволяет учесть необратимое изменение объема (разрыхление) от сдвиговых пластических деформаций, т. е. зависимость первого инварианта тензора напряжений σ_θ от σ_i . Можно также учесть сжимаемость среды в пластическом состоянии, связанную не только с формоизменением материала, но и от всестороннего сжатия или растяжения. Для этого используется модель, предложенная в [1], для которой принимается

$$e_0^{(p)} = e_0^{np} \left[1 - \exp(b\sigma_0) \right], \quad (10)$$

где e_0^{np} есть значение e_0 при $\sigma_0 \rightarrow \infty$.

Для определения основных уравнений равновесия использовался принцип виртуальной работы, который для i -го приращения нагрузок имеет вид

$$\int_V \left\{ \Delta\sigma_{ks}^{(i)} \delta de_{ks}^{(i)} - \Delta F_s^{(i)} \delta du_s^{(i)} + \left[\Delta\sigma_{ks}^{(i-1)} \delta de_{ks}^{(i)} - \Delta F_s^{(i-1)} \delta du_s^{(i)} \right] \right\} dV - \int_{S_i} (dq_s^{(i)} + q_s^{(i-1)}) \delta du_s^{(i)} dS_i = 0, \quad (11)$$

где $\sigma_{ks}^{(i)} = \sigma_{ks}^{(i-1)} + d\sigma_{ks}^{(i)}$, $F_{ks}^{(i)} = F_{ks}^{(i-1)} + dF_s^{(i)}$, $q_s^{(i)} = q_s^{(i-1)} + dq_s^{(i)}$.

Исходные уравнения рассматриваемых краевых задач могут быть решены приближенными методами с применением ЭВМ. Для данного класса задач был разработан программный комплекс, описанный в [2], в котором дискретизация задачи выполнена методом конечных элементов, а итерационный процесс построен с применением модификаций метода Ньютона-Канторовича.

Рассмотрим конкретные задачи. Плита и основание имеют в зоне контакта полное сцепление. Механические характеристики материала плиты: $E_n = 30000$ МПа, $\mu = 0,2$, $\sigma_p = 1,2$ МПа, $\sigma_c = 12,0$ МПа, $\sigma_p^* = 1,7$ МПа, $\sigma_c^* = 17,0$ МПа; основания: $E_0 = 30$ МПа, $\mu = 0,4$, $\varphi = 25^\circ$, $c = 0,03$ МПа. Распределенная вертикальная нагрузка действует на плиту не нарушая симметрии системы. Размеры плиты и основания показаны на рисунках.

Пусть вначале основание сплошное и интенсивность действующей нагрузки равна $q = 0,35$ МПа, $q_2 = 0,1$ МПа и $q_3 = 0,05$ МПа. На рисунке 1 показаны эпюры перемещений и напряжений в различных сечениях плиты и

основания, а также пластическая и предельные зоны после третьего этапа приложения нагрузки. Границы пластических зон изображены пунктирными линиями, а предельных - штрихпунктирными.

При действии нагрузки $q_1 = 0,2$ МПа образуется пластическая зона в основании под краями плиты в основании, по краям плиты, где происходит его растяжение. В нижней центральной зоне плиты возникает также предельная зона, которая с увеличением нагрузки интенсивно развивается и практически при $q = 0,35$ МПа происходит разрушение плиты. Начиная с $q = 0,25$ МПа наблюдается образование пластической зоны в основании под центральной частью плиты, которая при $q = 0,35$ МПа показана на рисунке 1. На эпюрах перемещения обозначены в метрах, а напряжения в МПа.

Рассмотрим предыдущую задачу, когда основание имеет отверстие, размеры которого показаны на рисунке 2. Материал плиты и основания имеют те же механические характеристики. Размеры плиты и действующая нагрузка остаются прежними. При нагрузке $q_1 = 0,2$ МПа образуется предельная зона в нижней центральной части плиты, которая интенсивно развивается и при $q_3 = 0,35$ МПа практически происходит ее разрушение. В основании в области левого верхнего угла отверстия происходит образование пластической зоны, которая с увеличением нагрузки переходит, как показано на рисунке 2, в предельное состояние. На рисунке 2 приведены также эпюры напряжений и перемещений в различных сечениях основания. Эпюра контактных напряжений s_y по сечению I-I качественно отличается от эпюры, приведенной для этого же сечения на рисунке 1. Как видно из этого рисунка, пластическая зона под плитой в основании также резко отличается от зоны, образующейся в основании для предыдущей задачи.

На рисунке 3 приведены результаты решения третьей задачи, когда основание имеет выемку. Размеры плиты и нагрузка, действующая на нее, остаются прежней, но эпюры перемещений и напряжений показаны при $q = 0,3$ МПа. Это вызвано тем, что при этой нагрузке происходит разрушение как плиты, так и основания. Данная нагрузка вызывает сползание части основания, примыкающего к левой грани выемки по зоне предельного состояния, показанной на рисунке 3 штрихпунктирной линией, которая простирается от центра плиты к левому нижнему углу выемки.

Были решены задачи данного класса при сложном нагружении, когда на плиту и основание приложена нагрузка в заданной последовательности не пропорционально временному параметру при различных размерах и расположениях отверстия и выемки. Это вызывает качественное и количественное изменение напряженно-деформированного состояния как плиты, так и основания. Результаты расчетов и их анализ будут приведены в следующей статье.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иелев Д.Д., Быковцев Г.И. Теория упрочняющегося пластического тела.- М.: Наука, 1991. - 231 с.
2. Гришин В.А., Бугаев В.Т. Уругопластические контактные задачи. - Одесса, 1996. - 91 с.

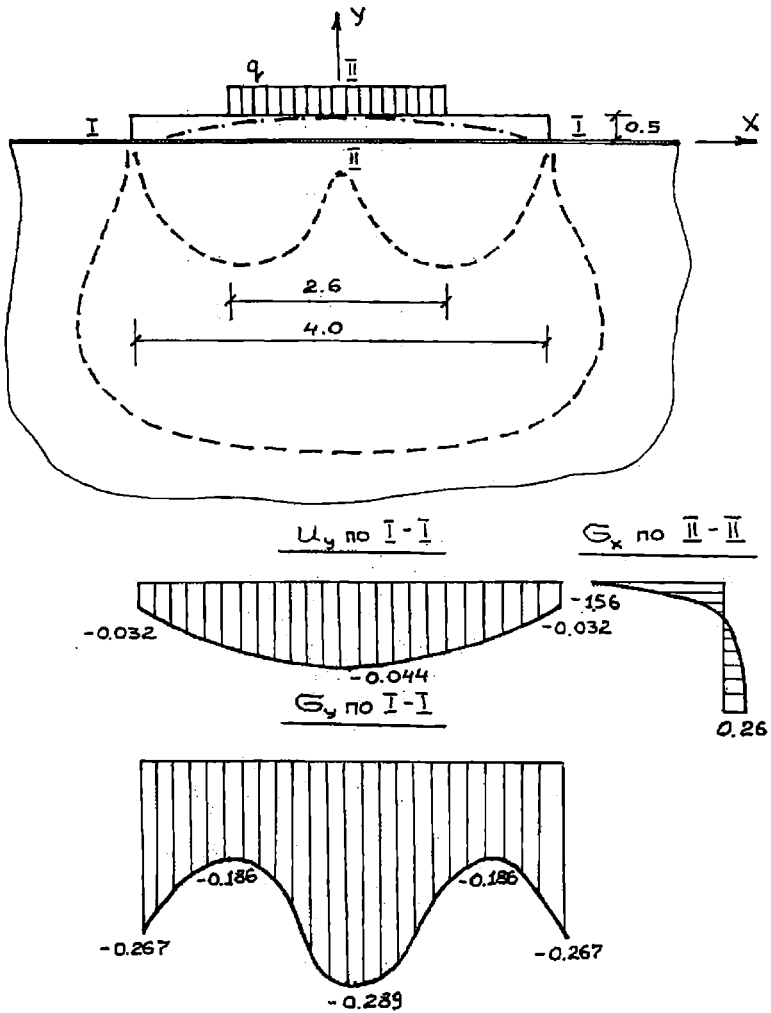


Рис. 1. Пластические зоны, эпюры перемещений и напряжения при сплошном основании

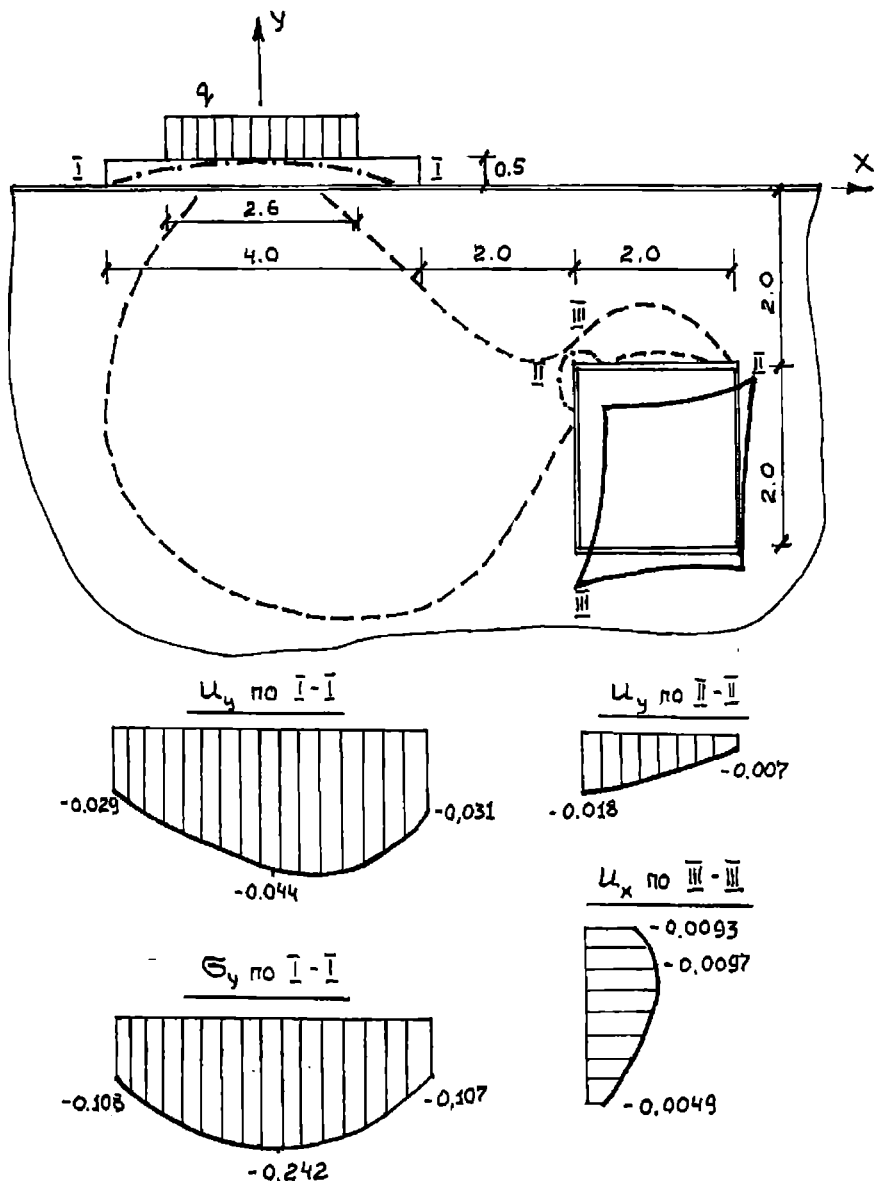


Рис. 2. Пластические зоны, эпюры перемещений и напряжений при основании с отверстием

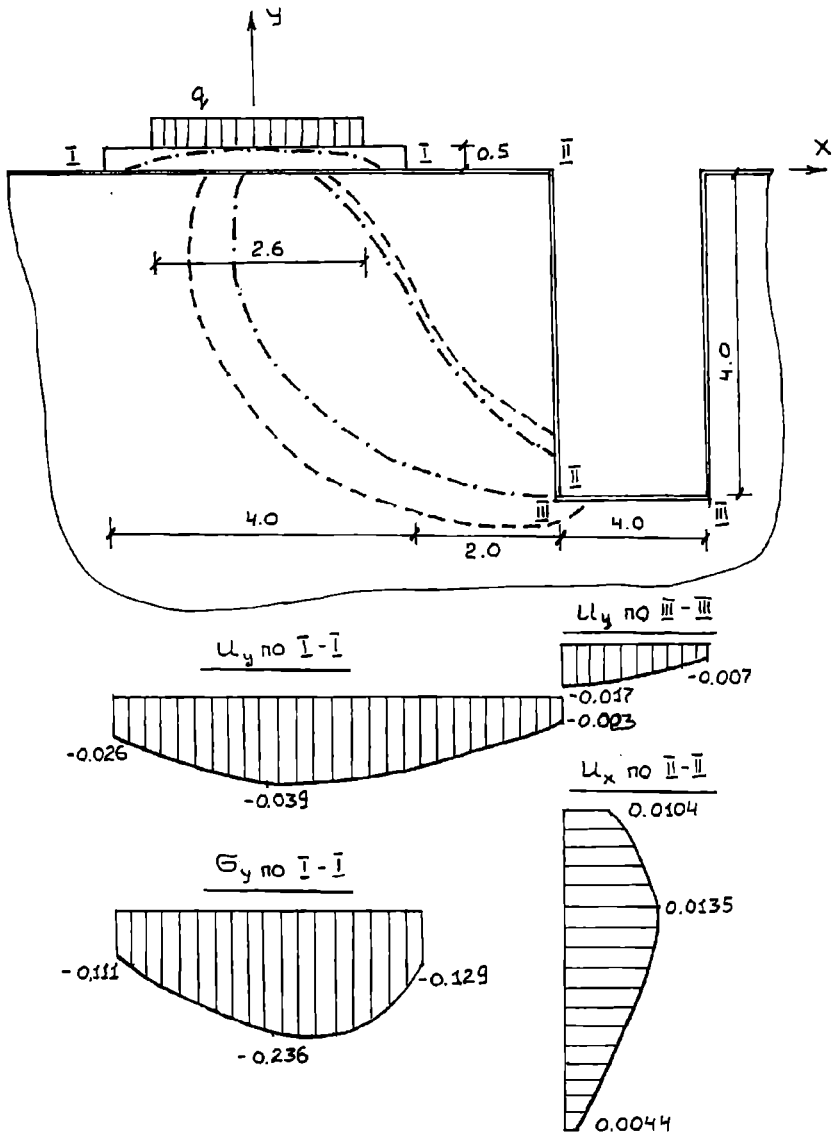


Рис. 3. Пластические зоны, эпюры перемещений и напряжений при основании с выемкой

ВОДНОТРАНСПОРТНЫЕ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИЕ СООРУЖЕНИЯ

УДК 627.24.001.24

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ПОРТОВОГО ПРИЧАЛЬНОГО СООРУЖЕНИЯ РАСПОРНОГО ТИПА (ЧАСТЬ 2)

М.П. Дубровский, А.В. Калюжный, С. Габи, А. Белакруф

В работе [1] приведены некоторые результаты исследования прикладных аспектов кинематических методов анализа напряженно-деформированного состояния портовых причальных сооружений, взаимодействующих с грунтовой средой, основанные на разработанной проф.М.П.Дубровским модели смешанного напряженного состояния системы «сооружение - грунт» [2-3].

Численное экспериментирование проводилось с подпорной стенкой высотой 15 м, контактная тыловая грань которой, наклоненная к вертикали под углом α_0 , взаимодействует с песчаной засыпкой, поверхность которой, нагруженная распределенной нагрузкой интенсивностью q , составляет с горизонтом угол β . В процессе моделирования взаимодействия элементов рассматриваемой системы варьировались следующие ее параметры и характеристики:

параметр m , отражающий влияние угла контактного трения, в интервале значений

$0 < m = \delta/\varphi < 1$ с шагом 0,25 при $\alpha_0 = \beta = q = 0$; $\gamma = 20$ кН/м³; $\varphi = 30^\circ$;

угол α_0 в интервале значений $-20^\circ < \alpha_0 < 20^\circ$ с шагом 10° ;

угол β в интервале значений $-20^\circ < \beta < 20^\circ$ с шагом 10° ;

интенсивность нагрузки в интервале значений $0 < q < 100$ кПа с шагом 20 кПа;

параметр a в интервале значений $0,001 < \alpha_a < 0,0025$; $0,005 < \alpha_p < 0,04$;

угол внутреннего трения засыпки в интервале значений $28^\circ < \varphi < 32^\circ$ с шагом 1° ;

удельный вес засыпки в интервале значений 18 кН/м³ $< \gamma < 22$ кН/м³ с шагом 1 кН/м³.

Для всех указанных вариаций исходных параметров определялись зависимости распорного и отпорного давления как от поступательных перемещений контактной грани сооружения (в интервалах перемещений, соответственно, от нуля до $U_a = \alpha_a H$ и от нуля до $U_p = \alpha_p H$), так и от величины поворота (угол γ с вертикалью) контактной грани стенки от грунта засыпки и на грунт для

двух гипотез о форме поверхности скольжения (плоской и криволинейной).

В работе [1] приведены результаты, касающиеся влияния величины и характера перемещений и деформаций подпорной стенки на параметры напряженно-деформированного состояния системы «сооружение - грунтовая среда». Ниже проанализировано влияние ряда других факторов, учет которых дает возможность уточнить данные, применяемые при проектировании сооружений рассматриваемого типа.

Из рассмотрения графиков зависимостей бокового давления грунта от параметра m при повороте контактной грани сооружения на грунт и от грунта (рис. 1 а, б) следует отметить незначительное влияние угла контактного трения на распорное давление. При $m = 0,5 \div 1,0$ кривые «Е - γ » практически совпадают, а в интервале $0 \leq m \leq 0,5$ разница в значениях распорного давления не превышает 20%. Однако влияние угла контактного трения весьма существенно на отпорное давление. Так, для рассмотренного случая вертикальной контактной грани и горизонтальной поверхности засыпки разница в значениях отпорного давления в интервале $0 \leq m \leq 1$ может достигать 100% и более. В связи с последним обстоятельством представляют интерес графики на рис. 1 в, иллюстрирующие зависимости «Е - m » при различных углах поворота стенки. Из них видно, что увеличение угла γ приводит к существенно большему влиянию угла контактного трения на значения отпорного давления засыпки на стенку. Так, при $\rho = 1^\circ$ для значений параметра m в интервале $0 \leq m \leq 1$ значение Е изменились в 1,7 раза, в то время как при $\rho = 5^\circ$ изменение составило 2,2 раза. Следовательно, чем больше угол поворота контактной грани стенки на грунт, тем важнее правильный учет угла контактного трения при оценке мобилизованного отпора грунта.

Графики, иллюстрирующие влияние угла наклона контактной грани сооружения к вертикали на значения бокового давления грунта на сооружение, приведены на рис. 2 и 3. Графические зависимости «Е - α », построенные для различных по величине и направлению углов α_0 , качественно подобны и нелинейны. Причем, если для распорного давления (см. рис. 2 а) эти графики имеют подобный характер при всех рассмотренных значениях угла α_0 , то для отпорного давления (см. рис. 2 б) кривизна графиков «Е - α » больше для стенок, контактная грань которых наклонена на грунт (чем больше наклон, тем выше степень нелинейности соответствующей кривой). Для пологих стенок рассматриваемая зависимость для отпорного давления допускает линейную аппроксимацию. Полученные на основе обработки графиков, представленных на рис. 2, зависимости «Е - α_0 » (см. рис. 3) близки к линейным в случае распорного давления и имеют нелинейный характер при отпорном давлении (кроме графиков, соответствующих начальным небольшим перемещениям и допускающих линейную аппроксимацию). Характер рассматриваемых зависимостей сохраняется как при плоских, так и при криволинейных поверхностях скольжения (см. рис. 3). Оценивая влияние параметра α_0 ,

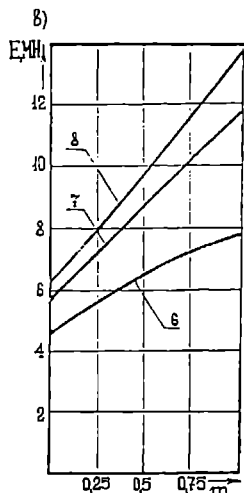
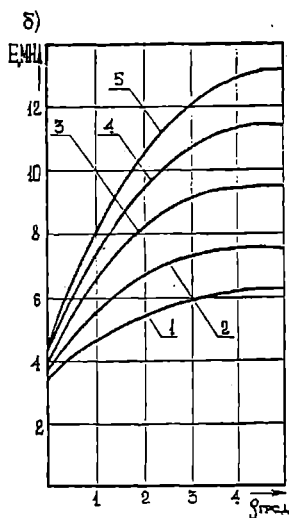
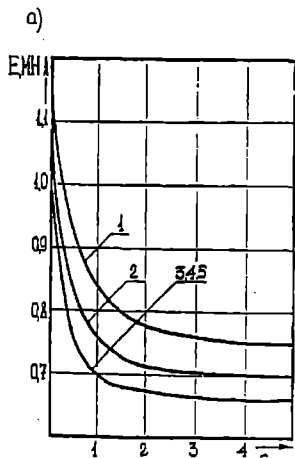
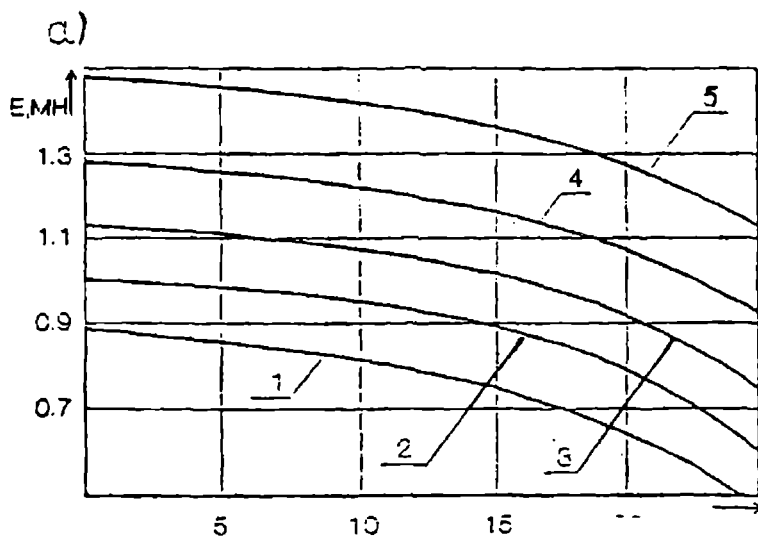


Рис. 1. К влиянию параметра t на боковое давление грунта при повороте сооружения: а и б - зависимости распорного и отпорного давления, соответственно, от поворота сооружения; в - зависимость отпорного давления от параметра t при криволинейных поверхностях скольжения; 1, 2, 3, 4, 5 - графики, соответствующие значениям параметра t , равным 0; 0,25; 0,50; 0,75; 1; 6, 7, 8 - графики соответствующие значениям угла поворота контактной грани стенки относительно ее низа 1, 2, и 5°

количественно следует отметить следующее: оно сказывается на изменении и величины давления в рассмотренном интервале перемещений наиболее существенно при отрицательных значениях α_0 (до 80% при распорном давлении и до трех раз при отпорном) и в значительно меньшей степени при положительных значениях α_0 (до 30% при распорном и до полутора раз при отпорном давлении). Таким образом, угол наклона контактирующей с грунтом грани сооружения оказывает существенное как качественное, так и количественное влияние на зависимости бокового давления грунта от перемещения сооружения.

Не менее заметным является влияние и угла наклона поверхности засыпки к горизонту, что следует из графиков, приведенных на рис. 4-6. Так, степень нелинейности графиков «E - β » значительно выше при подъеме дневной поверхности грунта, в то время как при ее понижении кривизна рассматриваемых зависимостей уменьшается (но не сводит их к линейным). Отмеченное обстоятельство характерно как для распорного, так и для отпорного давления (рис. 4). Отличия же в этих двух видах бокового давления грунта сказываются на кривизне графиков «E - β » при различных стадиях перемещения сооружения (рис. 5). Так, для распорного давления графики «E - β » при начальных перемещениях сооружения имеют явно выраженный нелинейный характер (как для плоских, так и для криволинейных поверхностей скольжения), в то время как в конце интервала перемещений $[0; U_d]$ эти графики близки к прямолинейным. В случае отпорного давления наблюдается противоположная картина: при небольших смещениях контактной грани рассматриваемая зависимость почти линейна, а в конце интервала $[0; U_p]$ соответствующие графики (для обоих типов поверхностей скольжения) криволинейны. Указанные отличия сказываются и на количественной оценке значений бокового давления грунта. Например, при распорном давлении, близком к давлению покоя, изменения угла наклона поверхности засыпки в интервале $-20^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$ приводит к соответствующему изменению давления до двух раз, а при распорном давлении, приближающемся к активному, соответствующее изменение не превышает полутора раз. В аналогичной кинематической ситуации отпорное давление в начале перемещения сооружения может измениться на 15-20%, а при приближении к пассивному давлению - в два раза. Во всех рассмотренных случаях увеличение бокового давления, сопровождающее возрастание значений угла β , менее значительно (10-20%) при отрицательных значениях этого угла, чем при положительных (до двух раз).

Приведенные на рис. 6 графики, отражающие влияние угла β на боковое давление засыпки на стенку при повороте ее контактной грани на грунт и от грунта, также свидетельствуют о наиболее существенном влиянии положения дневной поверхности засыпки в начале поворота стенки (значения распорного давления отличаются до двух раз) и о значительно меньшем влиянии при предельных значениях угла ρ (значения давления отличаются до 20%).



$U \times 10^{-3}, \text{m}$

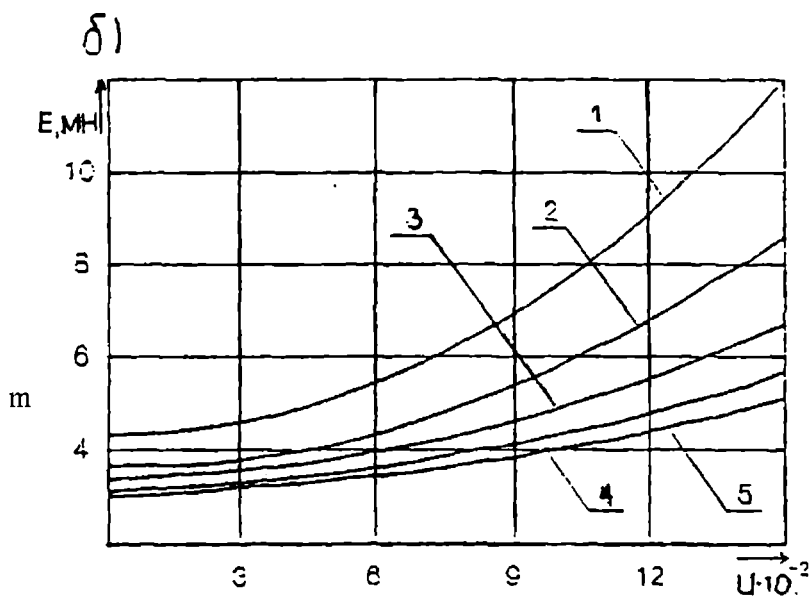
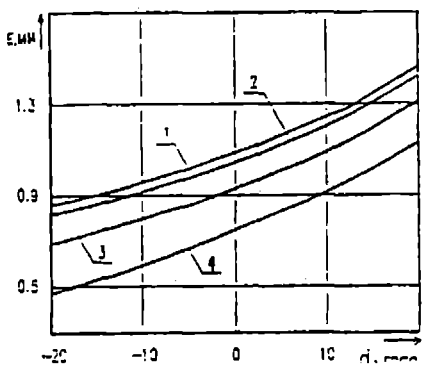


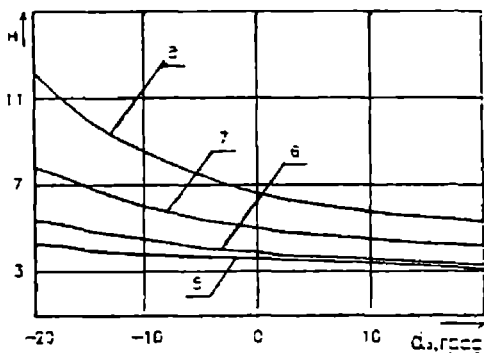
Рис. 2. Зависимости распорного (а) и отпорного (б) давления грунта на сооружение от поступательного перемещения при различных углах наклона контактной грани к вертикали

1, 2, 3, 4, 5 - графики, соответствующие значениям $\beta = -20^\circ; -10^\circ; 0; 10^\circ; 20^\circ$

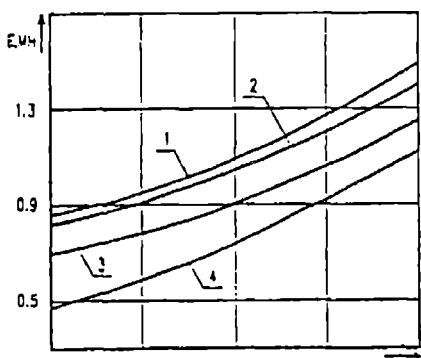
а)



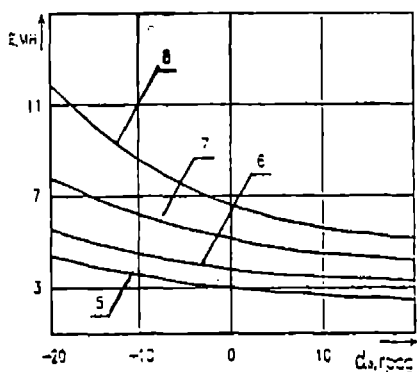
б)



в)



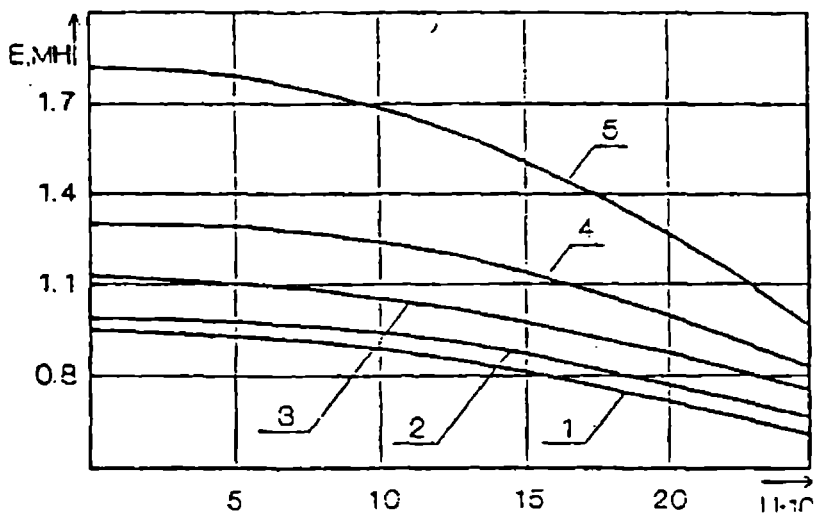
г)



в, град

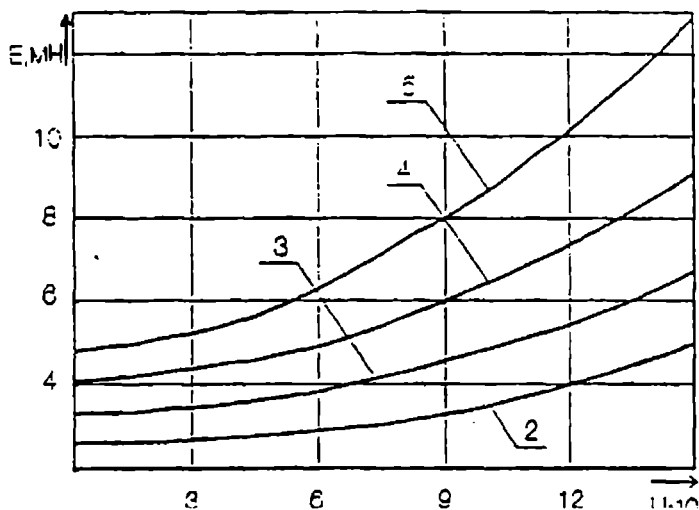
Рис. 3. Зависимости распорного (а, в) и отпорного (б, г) давления грунта на сооружение от угла наклона контактной грани к вертикали при поступательном перемещении сооружения: а, б - при плоских; в, г - при криволинейных поверхностях скольжения; 1, 2, 3, 4 и 5, 6, 7, 8 - графики, соответствующие смещениям сооружения 2,25; 9,0; 15,75; 22,5 и 15,0; 60,0; 105,0; 150,0 мм.

а)



$U \times 10^{-3}, \text{m}$

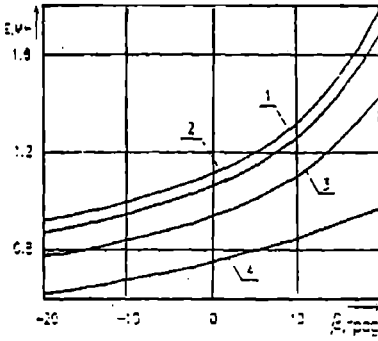
б)



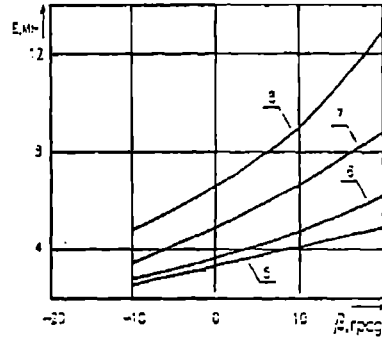
$U \times 10^{-2}, \text{m}$

Рис. 4. Зависимости распорного (а) и отпорного (б) давления грунта на сооружение от поступательного перемещения при различных углах наклона поверхности засыпки к горизонту: 1, 2, 3, 4, 5 - графики, соответствующие значениям $b = -20^\circ; -10^\circ; 0; 10^\circ; 20^\circ$

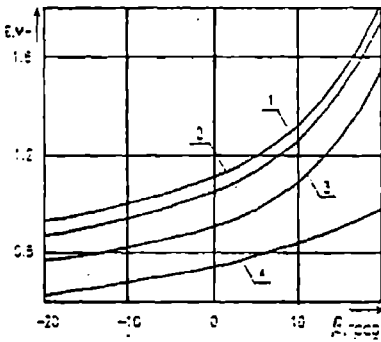
а)



б)



в)



г)

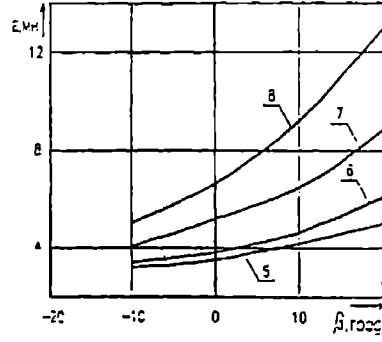
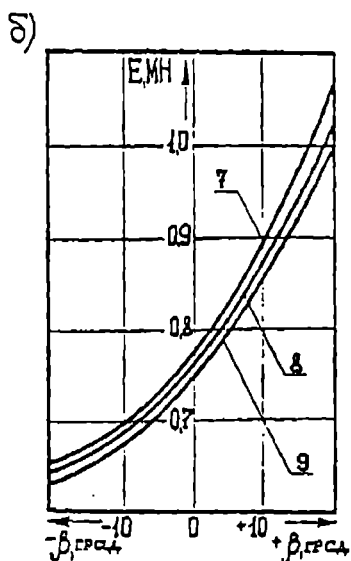
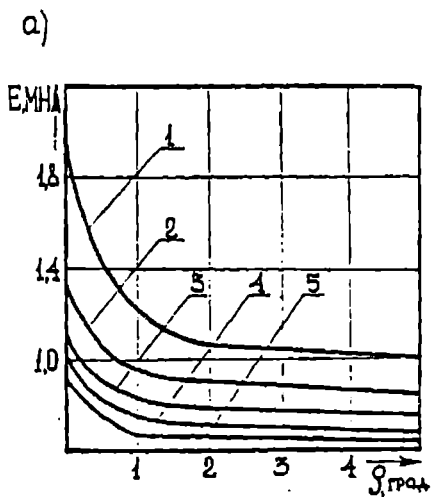


Рис. 5. Зависимости распорного (а, в) и отпорного (б, г) давления грунта на сооружение от угла наклона поверхности засыпки к горизонту при поступательном перемещении сооружения:

а, б - при плоских; в, г - при криволинейных поверхностях скольжения;

1, 2, 3, 4 и 5, б, 7, 8 - графики, соответствующие смещениям сооружения 2,25; 9,0; 15,75; 22,5 и 15,0; 60,0; 105,0; 150,0 мм



в)

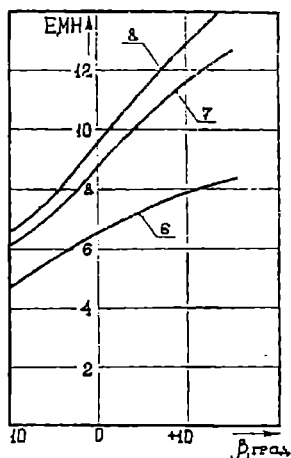


Рис. 6. К влиянию угла наклона дневной поверхности засыпки к горизонту: а - зависимость распорного давления грунта на сооружение от угла поворота последнего при различных значениях угла γ ; б, в - зависимости распорного и отпорного давления грунта, соответственно, от угла β при различных значениях угла поворота; 1, 2, 3, 4, 5 - графики, соответствующие значениям угла γ , равным 20° , 10° , 0 , -10° и -20° ; 6, 7, 8, 9 - графики, соответствующие значениям угла поворота γ , равным 1° ; $2,5^\circ$; 5° и 7°

Сравнение кривых «Е - β» при распорном и отпорном давлениях (рис. 6,б и 6,в) позволяет говорить о примерно одинаковом влиянии угла β на крайние значения бокового давления. Однако характер рассматриваемых кривых различен - при распорном давлении их нелинейность выражена более значительно, чем при отпорном (при поступательных перемещениях сооружения на грунт и от грунта такие качественные отличия не зафиксированы).

ЛИТЕРАТУРА

1. Дубровский М.П., Калюжный А.В. Кинематический анализ работы портового причального сооружения распорного типа (часть 1) // Вісник Одеського державного морського університету. 1999. - № 4. - С. 106-115.
2. Дубровский М.П. Определение бокового давления грунта на подпорную стенку с учетом кинематики сооружения // Основания, фундаменты и механика грунтов. 1994. - № 2. С.- 5-9.
3. Дубровский М.П. Определение бокового давления грунта на подпорные стенки при неплоских поверхностях скольжения с учетом кинематических факторов // Основания, фундаменты и механика грунтов. - 1997. - № 1.- С. 3-7.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАНОСИМОСТИ КЕРЧЬ-ЕНИКАЛЬСКОГО КАНАЛА С ПОЗИЦИЙ ТЕОРИИ ВЕРОЯТНОСТИ

Н.В. Соколова

Значение Керчь-Еникальского канала в транспортном потоке Черноморско-Азовского бассейнов трудно переоценить. Этот канал обеспечивает почти 15 % морского грузопотока Украины и является воротами к внутренним путям нашего стратегического партнера России. Одна из проблем этой части транспортной системы, ограничивающая ее судопропускную способность, - заносимость судоходной прорези канала.

Анализ заносимости Керчь-Еникальского канала показывает, что с одной стороны этот процесс происходит в виде постоянного сужения судоходной прорези в течение межремонтного периода, с другой стороны, величины этого сужения носят случайный характер.

Изобаты, определяющие навигационную ширину канала, никогда не бывают прямолинейны и строго параллельны. Искривление их происходит как в результате дноуглубительных работ, так и в процессе естественной заносимости.

Величина заносимости канала определялась методом измерения ширины судоходной прорези ординатами Y_i , отсчитываемыми от оси канала до изобаты навигационной глубины $d=8,9$ м данного поперечного сечения по всей длине колена через равные расстояния (рис. 1).

Случайный характер этих величин позволяет рассматривать происходящие события с позиций теории вероятности [1], определить среднее значение ординаты \bar{y} или ее математическое ожидание

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (1)$$

и меру рассеивания y_1 – дисперсию

$$\Delta_y = \sigma_y^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2, \quad (2)$$

где n - количество (число) измерений ординаты; σ_y - среднеквадратические погрешности измерений.

Поскольку профиль изобаты определяется множеством взаимонезависимых факторов: фракционный состав грунта в районе трассы канала, характеристика штормовой активности, наличие течений, точность удержания земснаряда на курсе при дноуглублении и т.п., примем как гипотезу, что случайная величина y_i распределена по нормальному закону [2]. Для проверки этого предположения рассчитаем критерий согласия λ акад. А.Н. Колмогорова [3] для наиболее протяженного прямолинейного участка Еникальского колена Азовского направления. Результаты сведены в таблицу 1. Поскольку критерий согласия $\lambda = 0,46$, а $P(\lambda) = 0,993$, гипотезу о нормальном распределении величины Y_i следует считать принятой. Следовательно, дифференциальная функция распределения случайной величины Y_i может быть записана

$$f(y) = \left\{ \frac{1}{\left[\sigma \sqrt{2\pi} \right]} \right\} e^{-\frac{(y_i - \bar{y})^2}{2\sigma^2 y}} \quad (3)$$

Таблица 1. Доказательство предположения о нормальном распределении случайной величины y_i

y	y_i	k	$b = \frac{b - a}{(y_i - a)/c}$	bk	$b^2 k$	$y_i - \bar{y}$	$\frac{t = (y_i - \bar{y})}{\check{y} \sigma}$	z	$k = \frac{nc}{z_i \sigma}$	Ny'	Ny	$Ny' - Ny$
35-40	37,5	1	-5	-5	25	-26,79	2,73	0,0096	0,27	0,27	1	0,73
40-45	42,5	5	-4	-12	48	-21,79	2,22	0,0339	0,97	1,24	4	2,76
45-50	47,5	2	-3	-6	18	-16,79	1,71	0,0925	2,64	3,88	6	2,12
50-55	52,5	1	-2	-2	4	-11,79	1,20	0,1942	5,55	9,43	7	2,43
55-60	57,5	8	-1	-8	8	-6,79	0,69	0,3144	8,98	18,41	15	3,41
60-65	62,5	14	0	0	0	-1,79	0,18	0,3925	11,21	29,62	29	0,62
65-70	67,5	8	1	8	8	3,21	0,53	0,3778	10,79	40,41	37	3,41
70-75	72,5	12	2	24	48	8,21	0,84	0,2805	8,01	48,42	49	0,58
75-80	77,5	7	3	21	63	13,21	1,35	0,1604	4,58	53,00	56	3,00
n = 56				20	222							

Примечание: $c=5,0$; $a = 62,5$; $\check{y} = 64,29$; $(Ny' - Ny)_{\max} = 3,41$

Если y_1 и y_2 - соответствующие величины измеряемых ординат после дноуглубления и перед ним, то закон нормального распределения для них выглядит как композиция

$$g(z) = \left[\frac{1}{\sqrt{(\sigma_{y_1}^2 + \sigma_{y_2}^2)}} \right] \left(\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \right) e^{-\frac{[z - (\bar{y}_1 - \bar{y}_2)]}{2(\sigma_{y_1}^2 + \sigma_{y_2}^2)}} \quad (4)$$

Центр рассеивания - алгебраическая сумма математических ожиданий

для \bar{y}_1 и \bar{y}_2 , что по отношению к прорези канала является величиной математического ожидания полосы заносимости рассматриваемой бровки

$$\bar{y}_z = \bar{y}_1 + (-y_2) = \Delta\bar{y}. \quad (5)$$

В свою очередь, среднее квадратическое отклонение величины заносимости для бровки канала определяется выражением

$$\sigma_z = \sqrt{(\sigma_{y_1}^2 + \sigma_{y_2}^2)} = \sigma_{\Delta y}. \quad (6)$$

Теперь, имея σ_z и Δy , легко определить величины заносимости $R\Delta y$ для любой из бровок канала, воспользовавшись значением обратной функции Лапласа

$$z = \Phi^{(-1)}(\beta) = \frac{(\Delta y_i - \Delta\bar{y})}{\sigma_z} \quad (7)$$

где $\Phi(z) = P\Delta y$ является искомой вероятностью величины заносимости. Результаты расчетов приведены в таблице 2.

Таблица 2. Расчет ожидаемой величины заносимости прорези канала

Участок канала	Длина $l, м$	Ширина $b_0, м$	Левая бровка			Правая бровка		
			$\Delta\bar{y}_M$	$\sigma_{\Delta y}$	$\Delta y_{97\%, м}$	$\Delta\bar{y}_M$	$\sigma_{\Delta y}$	$\Delta y_{97\%, м}$
Павловское колено	7800	120	12,1	8,6	30,8	11,5	7,3	27,3
Поворот		160	9,0	23,3	59,7	36,0	16,2	71,4
Бурунское колено	3200	120	-0,1	12,1	26,3	13,4	13,6	43,1
Еникальское колено к Черному морю	2900	120	3,7	4,1	12,6	4,1	8,1	21,7
Еникальское колено к Азовскому морю	11000	120	-0,3	11,0	23,7	5,4	9,8	26,7
Поворот	1200	180	-5,8	20,8	39,6	7,2	14,1	37,8
Чушкинское колено	7400	120	18,9	18,1	58,4	31,7	22,9	81,6

Если задаваться целью определить ширину полосы заносимости бровок (уменьшение ширины судоходной прорези со стороны каждой бровки) с вероятностью $P=97\%$, следует выбрать табличную функцию нормального распределения $F(z) = 97\%$, где $z=2,18$. Таким образом, решив уравнение

$$\Delta y = z\sigma_{\Delta y} + \Delta\bar{y} = 2,18\sigma_{\Delta y} + \Delta\bar{y}, \quad (8)$$

получим значение Δu ожидаемой величины заносимости канальной прорези со стороны одной из бровок.

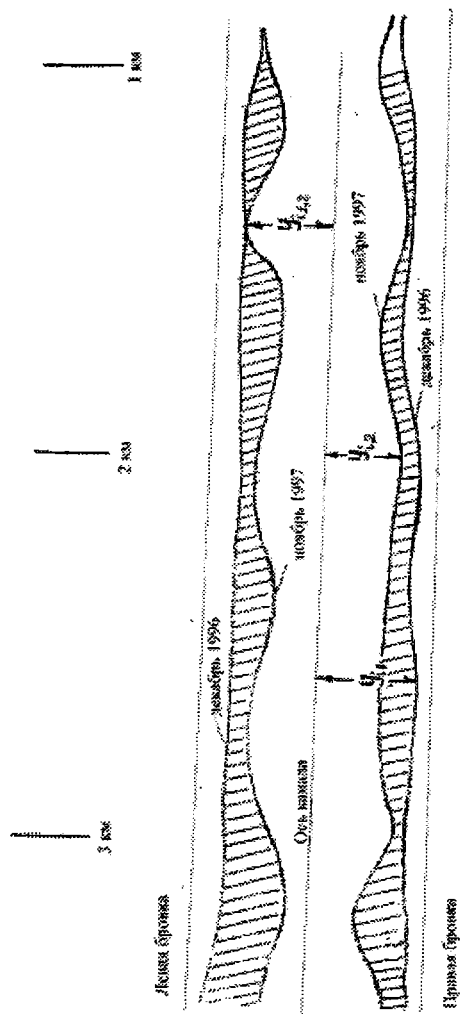


Рис.1. Изобата $d-8,9$ на 1-3 км Павловского колена Керчь-Еникальского канала

Для наглядности результаты расчетов представлены графически на ситуационном плане Керчь-Еникальского канала (рис. 2), бровки канала изображены прямолинейными и параллельными.

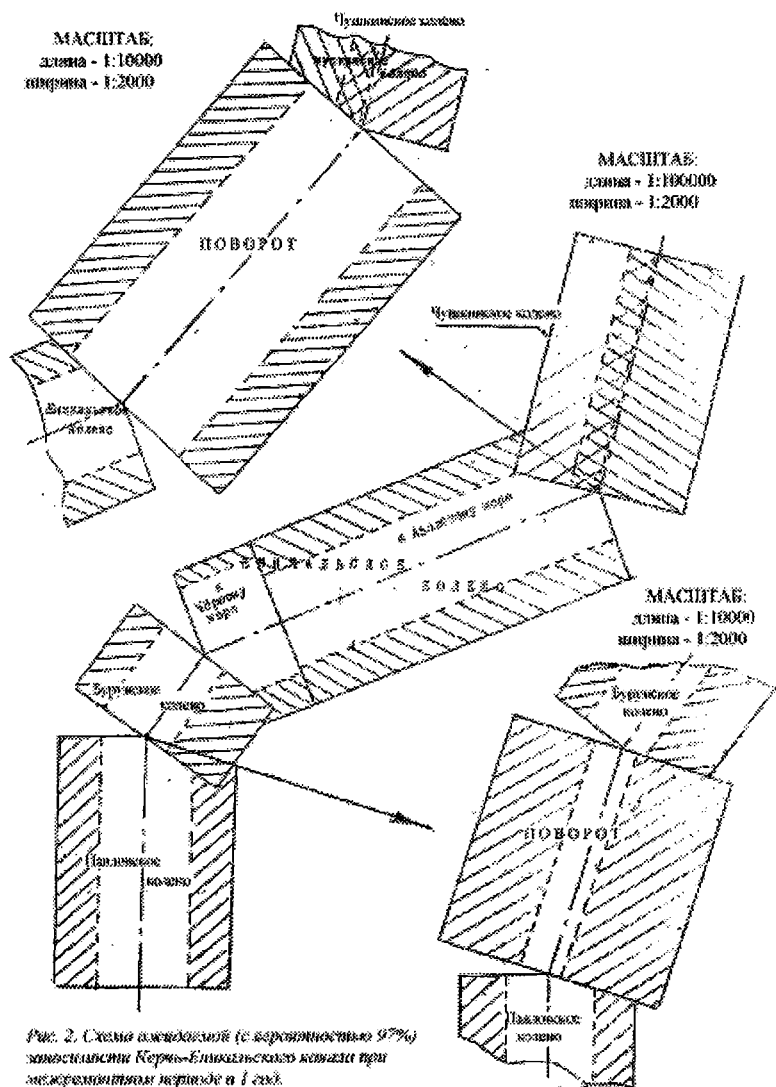


Рис.2. Схема ожидаемой (с вероятностью 97%) зависимости Керчь-Еникальского канала при межремонтном периоде в 1 год

Анализ результатов исследований показывает, что заносимость левой и правой бровок не одинакова. Если рассматривать канал в целом, то все его участки практически подвержены заносимости со стороны правой, зеленой бровки (см. табл. 2). Но наблюдаются и некоторые особенности. Так, с вероятностью 97% следует ожидать уменьшения ширины судоходной прорези Павловского колена почти на 50%; Бурунское колено справа заносится почти вдвое интенсивнее, чем слева; Черноморский участок Еникальского колена также в два раза заносится интенсивнее справа, но его общая заносимость вдвое меньше Бурунского; Еникальское колено к Азовскому морю, подобно Павловскому, заносится почти наполовину и достаточно равномерно, без ярко выраженных флюктуаций, однако, левая бровка в сравнении с “Черноморским” участком заносится вдвое интенсивнее; Чушкинское колено подвержено значительной заносимости (между 5 и 6 километрами судоходная прорезь с глубинами 8,9 м и более в конце межремонтного периода практически исчезает), причем, в сравнении с Еникальским коленом, заносимость левой бровки вдвое выше, а правой - втрое.

Что касается участков поворота, то поворот от Павловского колена к Бурунскому почти полностью заносится справа; поворот от Еникальского колена к Чушкинскому заносится менее, чем наполовину, равномерно с двух сторон.

Эти характерные особенности заносимости судоходной прорези могут служить основанием для разработки технологии дноуглубительных работ, а также предпосылками для практических рекомендаций судоводителям с целью уменьшения вероятности аварийных ситуаций при проходе судна каналом.

Выводы:

1. Характерная особенность заносимости, сужающей ширину канала почти симметрично от бровки к оси, показывает, что целью ремонтного черпания правильно было бы считать не углубление судоходной прорези, а поддержание ее ширины в заданных габаритах.

2. Вероятность навигационной безопасности в межремонтный период будет сохраняться в том случае, если ширина канала 120 м на уровне навигационной глубины 8,9 м сохраняется все это время. Для этого необходимо создавать запас по ширине, равный величинам полос заносимости Δu , указанным в таблице 2.

3. Как показывают рис. 2 и табл. 2, интенсивность заносимости прорезей Керчь-Еникальского канала по своим параметрам распределяется в следующей последовательности, от большего к меньшему:

- Чушкинское колено;
- поворот с Павловского колена на Бурунское;
- Бурунское колено;

- поворот от Чушкинского колена к Еникальскому;
- Еникальское колено со стороны Азовского моря;
- Павловское колено.

При планировании ремонтных работ это необходимо специально учитывать.

4. Обращает на себя внимание левая (северная) бровка Еникальского колена со стороны Азовского моря и поворота от Еникальского к Чушкинскому колону, где наблюдаются явления некоторого размыва.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абезгауз Г.Г., Тронь А.П., Копенкин Ю.Н., Коровина И.А. *Справочник по вероятностным расчетам.* - М.: Военное издательство Министерства Обороны СССР, 1966 - С. 5 -14.
2. Венцель Е.С. *Теория вероятностей.* - М.: Наука, 1969. - С. 116-120.
3. Земляновский Д.К. *Теоретические основы безопасного плавания судов.* - М.: Транспорт, 1973. - С. 33-36.

ВОЛНОВЫЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ТРУБОПРОВОД, ЛЕЖАЩИЙ НА ДНЕ

Е.Ю. Федорова

Введение

Подводные трубопроводы являются важнейшими элементами систем транспортировки нефти и газа и часто используются для сооружения морских водовыпусков. Если глубина фарватера достаточно велика, волновые силы, действующие на подводные трубопроводы, вполне удовлетворительно определяются по методике СНиП 2.06.04-82 [1], но при малых глубинах эта методика оказывается ненадежной. Для оценки характеристик волнового воздействия на трубопровод, уложенный на малых глубинах, выполнены специальные теоретические исследования, результаты которых приведены в настоящей статье.

Натурные наблюдения показали, что из-за разжижения насыщенных водой осадочных пород или нестабильности подводных склонов подводный трубопровод оголяется на значительных по протяженности участках [2], а максимальные волновые нагрузки возникают при фронтальном подходе волн [3]. Поэтому рассматривается плоская гидродинамическая задача о силах, действующих со стороны волнения на круглый трубопровод, лежащий на дне мелководного фарватера. Набегающие волны являются прогрессивными волнами конечной амплитуды, которые подробно исследованы в работах [4], [5], [6]. В соответствии с принципом, впервые примененном в теории качки судна на волнении акад. А.Н. Крыловым [9], силы, действующие на тело со стороны набегающего волнения, можно условно разбить на две части: главную и гидродинамическую (дифракционную).

Главная часть определяется в предположении о «проницаемости» тела и вычисляется интегрированием по его поверхности гидродинамического давления в невозмущенных набегающих волнах.

Гидродинамическая часть учитывает дифракцию набегающих волн на теле как препятствии на пути их распространения.

1. Определение главной части гидродинамической нагрузки

Главная часть гидродинамической нагрузки определена с использованием решения потенциальной задачи о прогрессивных волнах конечной амплитуды, которое описано в [5].

В работе [5] введены три системы координат – абсолютная Y_1, Z_1 , перемещающаяся со скоростью c в направлении бега волн система y, z , и условная система координат η, ζ , которая характеризует особым образом деформированное физическое пространство.

Потенциал скоростей возмущенного движения жидкости $\varphi(y = y_1 - ct, z = z_1) = c\Phi(y, z)$ отыскивается в виде суммы двух составляющих, каждая из которых представляет собой решение соответствующей краевой задачи в деформированном пространстве ($-\infty < \eta < \infty, -2H \leq \zeta \leq 0$):

$$\Phi(\eta, \zeta) = \Phi_1(\eta, \zeta) + \Phi_2(\eta, \zeta) + O(\varepsilon^3); \quad (1)$$

$$\Phi_1(\eta, \zeta) = A \operatorname{ch} k(\zeta + 2H) \sin k\eta, \quad (A \approx \varepsilon); \quad (2)$$

$$\Phi_2(\eta, \zeta) = \left[\frac{k^2 A^2 \operatorname{ch} 2k(\zeta + 2H)}{2k \operatorname{ch}(4kH) - \omega_1 \operatorname{sh}(4kH)} - \frac{kA^2}{4} \right] \sin 2k\eta; \quad (3)$$

$$\omega_1 = \frac{g}{2c^2}, \quad (4)$$

а параметр k связан с частотным параметром ω_1 соотношением $k = \omega_1 \operatorname{th}(2kH)$.

Преобразование физического пространства (y, z) в деформированное пространство (η, ζ) выполняется путем замены переменных

$$\begin{aligned} \eta - A \operatorname{ch} k(\zeta + 2H) \sin k\eta &= 2y = 2(y_1 - ct), \\ \zeta = 2z &= 2z_1. \end{aligned} \quad (5)$$

Амплитуда A определяется как действительный положительный корень квадратного уравнения

$$\frac{k[3\operatorname{th}^4(2kH) - \operatorname{th}^2(2kH) + 2]}{2\operatorname{th}(2kH)[1 - \operatorname{th}^2(2kH)]} A^2 + \operatorname{sh}(2kH)A - \frac{1}{2} h_b = 0, \quad (6)$$

причем h_b - высота волнового профиля.

Производные потенциалов $\Phi(y, z)$ и $\Phi(\eta, \zeta)$ по соответствующим коор-

$$\frac{\partial \Phi(y, z)}{\partial y} = \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \eta} + \frac{\partial \Phi_2(\eta, \zeta)}{\partial \eta} + \left[\frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \eta} \right]^2 + o(\varepsilon^3), \quad (7)$$

$$\frac{\partial \Phi(y, z)}{\partial z} = \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \eta} + \frac{\partial \Phi_2(\eta, \zeta)}{\partial \eta} + \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \eta} \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \zeta} + o(\varepsilon^3), \quad (8)$$

Гидродинамическое давление в волне определяется из интеграла Лагранжа – Коши, записанного в движущейся со скоростью c системе координат (y, z)

$$p_B(y, z) = \rho c^2 \frac{\partial \Phi(y, z)}{\partial y} - \frac{1}{2} \rho c^2 \left[\left(\frac{\partial \Phi_1(y, z)}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_1(y, z)}{\partial z} \right)^2 \right] + o(\varepsilon^3). \quad (9)$$

Учитывая (7) и (8), представим $p_B(y, z)$ в виде суммы двух слагаемых первого и второго порядка малости

$$\begin{aligned} p_B(y, z) &= p_B^I(y, z) + p_B^{II}(y, z), \\ p_B^I(y, z) &= \rho c^2 \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \eta}, \quad p_B^{II}(y, z) = \rho c^2 \frac{\partial \Phi_2(\eta, \zeta)}{\partial \eta} - \\ &- \frac{1}{2} \rho c^2 \left[\left(\frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \eta} \right)^2 + \left(\frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \zeta} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (10)$$

Проекции P_y, P_z главной части погонной гидродинамической нагрузки p на трубопровод (рис. 1) определяются из очевидных соотношений

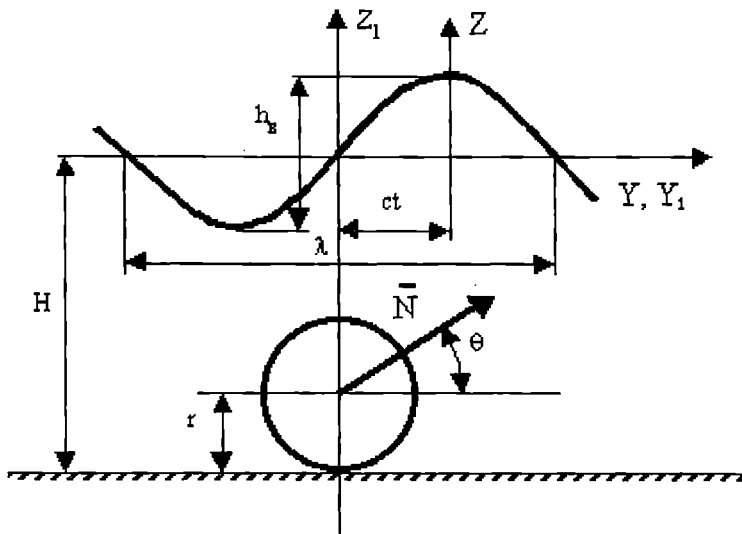


Рис. 1. Схема набегания прогрессивных волн на трубопровод, лежащий на дне акватории

$$P_y(t) = -r \int_0^{2\pi} \{p_B^I[y = r \cos \theta - ct, z = -H + r(1 + \sin \theta)] + p_B^{II}[y = r \cos \theta - ct, z = -H + r(1 + \sin \theta)]\} \cos \theta d\theta; \quad (11)$$

$$P_z(t) = -r \int_0^{2\pi} \{p_B^I[y = r \cos \theta - ct, z = -H + r(1 + \sin \theta)] + p_B^{II}[y = r \cos \theta - ct, z = -H + r(1 + \sin \theta)]\} \sin \theta d\theta; \quad (12)$$

$$P(t) = \sqrt{P_y^2(t) + P_z^2(t)}.$$

Заметим, что гидродинамическое давление p_B^I и p_B^{II} определяется по формулам (10) в системе координат (y, z) . Связь неподвижной в пространстве системы координат (y_1, z_1) с подвижной системой координат (y, z) устанавливается соотношениями $y_1 = y + ct$, $z_1 = z$ (c - скорость бега волн) и погонная нагрузка вычисляется интегрированием гидродинамического дав-

ления по окружности трубы в неподвижной системе координат.

2. Краевые задачи для потенциала скоростей дифрагированного волнового движения

Рассмотрим гидродинамическую задачу о потенциале скоростей дифрагированного волнового движения при набегаании прогрессивных волн конечной амплитуды на горизонтальный цилиндр кругового поперечного сечения, лежащий на дне водоема.

По аналогии с потенциалом скорости набегающего волнения (2)-(4) дифракционный потенциал представим в виде суммы

$$\Phi_d(y_1, z_1, t) = \Phi_d^I(y_1, z_1, t) + \Phi_d^{II}(y_1, z_1, t) + O(\varepsilon^3), \quad (13)$$

причем $\Phi_d^I = O(\varepsilon)$, $\Phi_d^{II} = O(\varepsilon^2)$.

Потенциалы Φ_d^I и Φ_d^{II} удовлетворяют следующим дифференциальным системам в области, занятой жидкостью

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial y_1^2} + \frac{\partial^2}{\partial z_1^2} \right) \Phi_d^{I,II}(y_1, z_1, t) = 0, \quad -\infty < y_1 < \infty, -H \leq z \leq 0, \quad (14)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial z_1} + \frac{1}{g} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right) \Phi_d^{I,II}(y_1, 0, t) = 0, \quad -\infty < y_1 < \infty, \quad (15)$$

$$\frac{\partial}{\partial z_1} \Phi_d^{I,II}(y_1, -H, t) = 0, \quad -\infty < y_1 < \infty, \quad (16)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial N} \Phi_d^I[y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta), t] + \\ & + \frac{\partial}{\partial N} \Phi_d^{II}[y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta), t] = \\ & = \left\{ \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \eta} + \frac{\partial \Phi_2(\eta, \zeta)}{\partial \eta} + \left[\frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \eta} \right]^2 \right\} \cos \theta + \\ & + \left\{ \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \zeta} + \frac{\partial \Phi_2(\eta, \zeta)}{\partial \zeta} + \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \eta} \cdot \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \zeta} \right\} \sin \theta, \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi. \end{aligned} \quad (17)$$

Правая часть уравнения (17) является функцией параметра θ , координат y_1, z_1 и времени t , поскольку в соответствии с (5)

$$y_1 = \frac{1}{2} \left[\eta - A \operatorname{ch} k(\zeta + 2H) \sin k\eta \right] + ct, \quad z_1 = \frac{1}{2} \zeta. \quad (18)$$

При этом везде в (17) и (18) $y_1 = r \cos \theta$, $z_1 = -H + r(1 + \sin \theta)$, где r - радиус трубы.

Кроме того, потенциалы Φ_d^I и Φ_d^{II} должны удовлетворять «принципу излучения», согласно которому дифрагированное волновое движение на достаточном удалении от трубопровода должно представлять систему прогрессивных волн, расходящихся в обе стороны от препятствия.

С учетом соображения о правой части условия (17) как о функции параметра θ , координат y_1, z_1 и времени t введем следующее обозначение

$$\left\{ \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \eta} + \frac{\partial \Phi_2(\eta, \zeta)}{\partial \eta} + \left[\frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \eta} \right]^2 \right\} \cos \theta + \left\{ \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \zeta} + \frac{\partial \Phi_2(\eta, \zeta)}{\partial \zeta} + \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \eta} \cdot \frac{\partial \Phi_1(\eta, \zeta)}{\partial \zeta} \right\} \sin \theta = R(y_1, z_1, \theta, t). \quad (19)$$

Анализ известных решений гидродинамических задач о волнах конечной амплитуды [6], [7], [8], [10] показывает, что их разложение по степеням малого параметра, т.е. своеобразное ранжирование по порядку малости составляющих этого решения приводит к выделению гармоник первого и второго порядков малости с частотами σ и 2σ соответственно, а также постоянную составляющую второго порядка малости.

Учитывая это соображение, разложим функцию $R(y_1, z_1, \theta, t)$ в ряд Фурье по переменной $\tau = \sigma t = 2\pi \frac{c}{\lambda} t = 2\pi \frac{t}{T} = 2\pi \bar{t}$. Здесь λ и T - длина и период волны, а \bar{t} - относительное время в долях периода волнения. Оставляя в разложении составляющие только первого и второго порядков малости, имеем

$$R(y_1, z_1, \theta, t) = \frac{1}{2} A_0(y_1, z_1, \theta) + A_1(y_1, z_1, \theta) \cos \sigma t + B_1(y_1, z_1, \theta) \sin \sigma t + A_2(y_1, z_1, \theta) \cos 2\sigma t + B_2(y_1, z_1, \theta) \sin 2\sigma t + O(\varepsilon^3), \quad (20)$$

$$\text{где} \quad A_0(y_1, z_1, \theta) = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} R(y_1, z_1, \theta, \tau) d\tau; \quad (21)$$

$$A_n(y_1, z_1, \theta) = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} R(y_1, z_1, \theta, \tau) \cos n\tau d\tau; \quad (22)$$

$$B_n(y_1, z_1, \theta) = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} R(y_1, z_1, \theta, \tau) \sin n\tau d\tau, \quad n = 1, 2. \quad (23)$$

Используя (20), (21) и учитывая в дальнейшем рассмотрении только переменные во времени составляющие, преобразуем граничное условие (17) на контуре трубы, разделяя в нем порядки малости.

Тогда

$$\frac{\partial}{\partial N} \Phi_d^I [y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta), t] = A_1(y_1, z_1, \theta) \cos \sigma t + B_1(y_1, z_1, \theta) \sin \sigma t. \quad (24)$$

$$\frac{\partial}{\partial N} \Phi_d^{II} [y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta), t] = A_2(y_1, z_1, \theta) \cos 2\sigma t + B_2(y_1, z_1, \theta) \sin 2\sigma t. \quad (25)$$

В соответствии со структурой граничных условий (24) и (25) на боковой поверхности трубы, представим дифракционные потенциалы первого и второго порядков в виде суммы косинусной и синусной составляющих каждый.

Для упрощения записи в дальнейшем изложении опустим индекс «d» в дифракционных потенциалах Φ_d^I и Φ_d^{II} . Тогда

$$\begin{aligned} \Phi^I(y_1, z_1, t) &= \Phi_c^I(y_1, z_1) \cos \sigma t + \Phi_s^I(y_1, z_1) \sin \sigma t; \\ \Phi^{II}(y_1, z_1, t) &= \Phi_c^{II}(y_1, z_1) \cos 2\sigma t + \Phi_s^{II}(y_1, z_1) \sin 2\sigma t. \end{aligned} \quad (26)$$

Амплитуды косинусной и синусной составляющих потенциала

$\Phi^I(y_1, z_1, t)$ удовлетворяют таким дифференциальным системам

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial y_1^2} + \frac{\partial^2}{\partial z_1^2} \right) \Phi_{c,s}^I(y_1, z_1) = 0, \quad -\infty < y_1 < \infty, \quad -H \leq z_1 \leq 0; \quad (27)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial z} - \frac{\sigma^2}{g} \right) \Phi_{c,s}^I(y_1, 0) = 0, \quad -\infty < y_1 < \infty; \quad (28)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_{c,s}^I(y_1, -H) = 0, \quad -\infty < y_1 < \infty; \quad (29)$$

$$\frac{\partial}{\partial N} \Phi_c^I[y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta)] = A_1(y_1, z_1, \theta); \quad (30)$$

$$\frac{\partial}{\partial N} \Phi_s^I[y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta)] = B_1(y_1, z_1, \theta), \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi. \quad (31)$$

Системы для амплитуд потенциалов Φ_c^I и Φ_s^I связаны принципом излучения, согласно которому дифрагированные волны расходятся в обе стороны от трубы.

Дифференциальные системы для амплитуд косинусной Φ_c^{II} и синусной Φ_s^{II} составляющих дифракционного потенциала второго порядка $\Phi^{\text{II}}(y_1, z_1, t)$ легко получаются из соотношений (27), (28) и (29) заменой в них верхнего индекса I на индекс II, а вместо граничных условий (30) и (31) имеют место такие условия:

$$\frac{\partial}{\partial N} \Phi_c^{\text{II}}[y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta)] = A_2(y_1, z_1, \theta); \quad (32)$$

$$\frac{\partial}{\partial N} \Phi_s^{\text{II}}[y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta)] = B_2(y_1, z_1, \theta), \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi. \quad (33)$$

Дифференциальные системы для амплитуд Φ_c^{II} , Φ_s^{II} также связаны принципом излучения.

3. Определение потенциала скоростей дифрагированного волнового движения

В гидродинамической теории качки часто используют метод замены плоского контура, совершающего колебания в идеальной тяжелой жидкости, системой пульсирующих гидродинамических особенностей [11].

Рассмотрим решение краевой задачи (27)-(31) для дифракционного потенциала первого порядка $\Phi^I = \Phi_c^I \cos \sigma t + \Phi_s^I \sin \sigma t$.

Будем искать потенциал Φ^I в виде суммы пяти пульсирующих особенностей, расположенных в центре трубы, т.е. в точке $y_1 = 0, z_1 = -H + r$.

$$\Phi^I(y_1, z_1, t) = \sum_{p=1}^5 \left[\varphi_{pc}^I(y_1, z_1) \cos \sigma t + \varphi_{ps}^I(y_1, z_1) \sin \sigma t \right], \quad (34)$$

где Φ_{pc}^I и Φ_{ps}^I - амплитуды косинусной и синусной составляющих потенциала $\Phi_p^I(y_1, z_1, t)$ p -ой пульсирующей особенности.

Индекс $p=1$ соответствует пульсирующему источнику, индекс $p=2$ - пульсирующему диполю с горизонтальной осью, индекс $p=3$ - пульсирующему диполю с вертикальной осью, индексы $p=4$ и $p=5$ - пульсирующим квадрупольям с горизонтальной и вертикальной осями, соответственно.

Потенциалы Φ_{pc}^I, Φ_{ps}^I ($p = 1, 2, \dots, 5$) для особенностей, расположенных в точке $y_1 = 0, z_1 = -H + r$, приведены ниже.

Итак, для пульсирующего источника $p=1$

$$\Phi_{1c}^I = \frac{Q}{2\pi} \left(\ln \frac{\rho}{H} + \ln \frac{\rho_1}{H} \right) - \frac{Q}{\pi} \text{v.p.} \int_0^{\infty} \left[\frac{k + v}{k} \frac{e^{-kH} \text{ch}k r \text{ch}k(z_1 + H)}{k \text{sh}kH - v \text{ch}kH} \cos ky + \frac{e^{-kH}}{k} \right] dk, \quad (35)$$

$$\Phi_{1s}^I = -Q \frac{\text{th}k_0 H \text{ch}k_0 r \text{ch}k_0(z_1 + H)}{vH + \text{sh}^2 k_0 H} \cos k_0 y; \quad (36)$$

для пульсирующего диполя с горизонтальной осью $p=2$

$$\Phi_{2c}^I = \frac{M}{2\pi} \left(\frac{y_1}{\rho^2} + \frac{y_1}{\rho_1^2} \right) + \frac{M}{\pi} \text{v.p.} \int_0^{\infty} \frac{(k + v) e^{-kH} \text{ch}k r \text{ch}k(z_1 + H)}{k \text{sh}kH - v \text{ch}kH} \sin ky_1 dk, \quad (37)$$

$$\Phi_{2s}^I = Mv \frac{\text{ch}k_0 r \text{ch}k_0(z_1 + H)}{vH + \text{sh}^2 k_0 H} \sin k_0 y_1; \quad (38)$$

для пульсирующего диполя с вертикальной осью $p=3$

$$\Phi_{3c}^I = \frac{m}{2\pi} \left(-\frac{z_1 + H - r}{\rho^2} + \frac{z_1 + H + r}{\rho_1^2} \right) - \frac{m}{\pi} \text{v.p.} \int_0^{\infty} \frac{(k + v) e^{-kH} \text{sh}k r \text{ch}k(z_1 + H)}{k \text{sh}kH - v \text{ch}kH} \cos ky_1 dk, \quad (39)$$

$$\varphi_{3s}^I = -mv \frac{\text{sh}k_0 r \text{ch}k_0(z_1 + H)}{\nu H + \text{sh}^2 k_0 H} \cos k_0 y_1; \quad (40)$$

для пульсирующего квадрупольа с горизонтальной осью $p=4$

$$\begin{aligned} \varphi_{4c}^I &= \frac{N}{2\pi} \left(-\frac{y_1^2 - (z_1 + H - r)^2}{\rho^4} - \frac{y_1^2 - (z_1 + H + r)^2}{\rho_1^4} \right) + \\ &+ \frac{N}{\pi} \nu \cdot p \cdot \int_0^\infty \frac{k(k + \nu) e^{-kH} \text{ch}k r \text{ch}k(z_1 + H)}{k \text{sh}k H - \nu \text{ch}k H} \cos k y_1 dk \end{aligned} \quad (41)$$

$$\varphi_{4s}^I = N \nu k_0 \frac{\text{ch}k_0 r \text{ch}k_0(z_1 + H)}{\nu H + \text{sh}^2 k_0 H} \cos k_0 y_1; \quad (42)$$

для пульсирующего квадрупольа с вертикальной осью $p=5$

$$\begin{aligned} \varphi_{5c}^I &= \frac{n}{2\pi} \left(\frac{2y(z_1 + H - r)}{\rho^4} - \frac{2y(z_1 + H + r)}{\rho_1^4} \right) + \\ &+ \frac{n}{\pi} \nu \cdot p \cdot \int_0^\infty \frac{k(k + \nu) e^{-kH} \text{sh}k r \text{ch}k(z_1 + H)}{k \text{sh}k H - \nu \text{ch}k H} \sin k y_1 dk, \end{aligned} \quad (43)$$

$$\varphi_{5s}^I = n \nu k_0 \frac{\text{sh}k_0 r \text{ch}k_0(z_1 + H)}{\nu H + \text{sh}^2 k_0 H} \sin k_0 y_1. \quad (44)$$

В приведенных формулах $\rho^2 = y_1^2 + (z_1 + H - r)^2$, $\rho_1^2 = y_1^2 + (z_1 + H + r)^2$, а k_0 - действительный положительный корень трансцендентного уравнения

$$\nu = k_0 \text{th}k_0 H, \nu = \frac{\sigma^2}{g}. \quad (45)$$

Интегралы в (35) ÷ (43) понимаются в смысле главного значения по Коши, а подынтегральная функция в интеграле, который содержится в формуле (35),

стремится к нулю в нижнем пределе.

Заметим, что производительность источника Q , моменты диполей M, m и квадруполь N, n заранее неизвестны. Они определяются так, чтобы удовлетворить граничные условия (30), (31). Эта операция выполняется следующим образом. Поскольку $\Phi_d^I = \sum_{p=1}^5 \phi_{pc}^I \cos \sigma t + \phi_{ps}^I \sin \sigma t$, эти условия можно переписать в виде

$$\sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial N} \phi_{pc}^I [y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta)] = A_1(y_1, z_1, \theta), \quad (46)$$

$$\sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial N} \phi_{ps}^I [y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta)] = B_1(y_1, z_1, \theta), \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi. \quad (47)$$

Для любого контура $\frac{\partial}{\partial N} = \cos(N, y_1) \frac{\partial}{\partial y_1} + \cos(N, z_1) \frac{\partial}{\partial z_1}$, а поскольку на окружности (рис. 1) $\cos(N, y_1) = \cos \theta$, $\cos(N, z_1) = \sin \theta$, приводим граничные условия (46), (47) к виду

$$\begin{aligned} & \sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial y_1} \phi_{pc}^I [y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta)] \cos \theta + \\ & + \frac{\partial}{\partial z_1} \phi_{ps}^I [y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta)] \sin \theta = A_1(y_1, z_1, \theta) \end{aligned} \quad (48)$$

$$\begin{aligned} & \sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial y_1} \phi_{pc}^I [y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta)] \cos \theta + \\ & + \sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial z_1} \phi_{ps}^I [y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta)] \sin \theta = B_1(y_1, z_1, \theta), \quad 0 \leq \theta \leq 2\pi. \end{aligned} \quad (49)$$

Если граничные условия (48), (49) применить в конечном числе точек на окружности – контуре трубы, т.е. при $\theta = \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_s$ ($0 \leq \theta \leq 2\pi$), получим систему $2s$ линейных уравнений относительно пяти неизвестных величин Q, M, m, N , и n .

При $s > 3$ система линейных уравнений будет переопределенной и ее решение легко найти с помощью принципа наименьших квадратов [12].

Перейдем к рассмотрению дифференциальных систем для амплитуд косинусной и синусной составляющих дифракционного потенциала второго порядка малости. Эти системы получаются из систем (27) - (31) заменой верхнего индекса I на верхний индекс II, а функций $A_1(y_1, z_1, \theta)$ и $B_1(y_1, z_1, \theta)$ в (30) и (31) на $A_2(y_1, z_1, \theta)$ и $B_2(y_1, z_1, \theta)$ соответственно. Поэтому метод гидродинамических особенностей, описанный выше для определения дифракционного потенциала первого порядка малости, можно прямо применять для решения сформулированной выше задачи о потенциале второго порядка. Для этого в формулах (35) ÷ (44), (48) и (49) вместо верхнего индекса I следует ввести верхний индекс II, вместо параметра ν ввести параметр νII , изменить соответствующим образом трансцендентное уравнение (45) и на основании граничных условий (48), (49), в которых функции $A_1(y_1, z_1, \theta)$, $B_1(y_1, z_1, \theta)$ заменены на $A_2(y_1, z_1, \theta)$ и $B_2(y_1, z_1, \theta)$, построить переопределенную линейную систему уравнений относительно неизвестных производительности $Q II$ и моментов $M III, m II, N II, n II$ гидродинамических особенностей второго порядка.

4. Определение дифракционной части гидродинамической нагрузки

Как только дифракционные потенциалы первого и второго порядков найдены, можно определить гидродинамическую нагрузку на трубопровод от дифрагированного волнения.

В неподвижной системе координат (y_1, z_1) гидродинамическое давление вычисляется из интеграла Лагранжа в виде

$$p_d(y_1, z_1, t) = -\rho \frac{\partial}{\partial t} \Phi_d(y_1, z_1, t) - \frac{1}{2} \rho \left\{ \left[\frac{\partial}{\partial y_1} \Phi_d(y_1, z_1, t) \right]^2 + \left[\frac{\partial}{\partial z_1} \Phi_d(y_1, z_1, t) \right]^2 \right\} \quad (50)$$

Учитывая (13) и (26), из (50) получаем

$$p_d(y_1, z_1, t) = p_d^I(y_1, z_1, t) + p_d^{II}(y_1, z_1, t) + o(\epsilon^3), \quad (51)$$

$$\begin{aligned}
p_d^I(y_1, z_1, t) &= \rho\sigma \left[\sum_{p=1}^5 \varphi_{pc}^I(y_1, z_1) \sin \sigma t - \sum_{p=1}^5 \varphi_{ps}^I(y_1, z_1) \cos \sigma t \right], \\
p_d^{II}(y_1, z_1, t) &= 2\rho\sigma \left[\sum_{p=1}^5 \varphi_{pc}^{II}(y_1, z_1) \sin 2\sigma t - \sum_{p=1}^5 \varphi_{ps}^{II}(y_1, z_1) \cos 2\sigma t \right] - \\
&- \frac{1}{4} \rho \left\{ \left[\sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial y_1} \varphi_{pc}^I(y_1, z_1) \right]^2 - \left[\sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial y_1} \varphi_{ps}^I(y_1, z_1) \right]^2 \right\} \cos 2\sigma t - \\
&- \frac{1}{2} \rho \left[\sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial y_1} \varphi_{pc}^I(y_1, z_1) \right] \cdot \left[\sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial y_1} \varphi_{ps}^I(y_1, z_1) \right] \sin 2\sigma t - \\
&- \frac{1}{4} \rho \left\{ \left[\sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial z_1} \varphi_{pc}^I(y_1, z_1) \right]^2 - \left[\sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial z_1} \varphi_{ps}^I(y_1, z_1) \right]^2 \right\} \cos 2\sigma t - \\
&- \frac{1}{2} \rho \left[\sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial z_1} \varphi_{pc}^I(y_1, z_1) \right] \cdot \left[\sum_{p=1}^5 \frac{\partial}{\partial z_1} \varphi_{ps}^I(y_1, z_1) \right] \sin 2\sigma t.
\end{aligned} \tag{52}$$

В выражении p_d^{II} опущена независящая от времени составляющая второго порядка малости.

Проекции Q_y, Q_z дифракционной части погонной гидродинамической нагрузки на трубопровод определяются из соотношений

$$\begin{aligned}
Q_y(t) &= -r \int_0^{2\pi} \{ p_d^I[y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta), t] + \\
&+ p_d^{II}[y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta), t] \} \cos \theta d\theta,
\end{aligned} \tag{53}$$

$$\begin{aligned}
Q_z(t) &= -r \int_0^{2\pi} \{ p_d^I[y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta), t] + \\
&+ p_d^{II}[y_1 = r \cos \theta, z_1 = -H + r(1 + \sin \theta), t] \} \sin \theta d\theta.
\end{aligned} \tag{54}$$

Так как $p_d^I = p_{dc}^I \cos \sigma t + p_{ds}^I \sin \sigma t$, $p_d^{\text{II}} = p_{dc}^{\text{II}} \cos 2\sigma t + p_{ds}^{\text{II}} \sin 2\sigma t$, а

$$Q_y(t) = Q_y^I(t) + Q_y^{\text{II}}(t), \quad Q_z(t) = Q_z^I(t) + Q_z^{\text{II}}(t), \quad \text{то}$$

$$Q_y^I = Q_{yc}^I \cos \sigma t + Q_{ys}^I \sin \sigma t; \quad Q_y^{\text{II}} = Q_{yc}^{\text{II}} \cos 2\sigma t + Q_{ys}^{\text{II}} \sin 2\sigma t;$$

$$Q_z^I = Q_{zc}^I \cos \sigma t + Q_{zs}^I \sin \sigma t; \quad Q_z^{\text{II}} = Q_{zc}^{\text{II}} \cos 2\sigma t + Q_{zs}^{\text{II}} \sin 2\sigma t.$$

Эти соображения важны для суммирования главной и дифракционной частей погонной гидродинамической нагрузки. Разложим проекции главной части погонной гидродинамической нагрузки $P_y(t)$ и $P_z(t)$, определяемые формулами (11) и (12), в ряды Фурье по параметру $\tau = \sigma t = 2\pi \frac{t}{T} = 2\pi \dot{t}$, где T - период набегающего волнения, и удержим первые пять слагаемых этих рядов

$$P_y(t) = \frac{1}{2} E_0 + E_1 \cos \sigma t + E_2 \cos 2\sigma t + F_1 \sin \sigma t + F_2 \sin 2\sigma t, \quad (55)$$

$$P_z(t) = \frac{1}{2} D_0 + D_1 \cos \sigma t + D_2 \cos 2\sigma t + G_1 \sin \sigma t + G_2 \sin 2\sigma t. \quad (56)$$

$$\left. \begin{matrix} E_0 \\ D_0 \end{matrix} \right\} = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \frac{P_y(\tau)}{P_z(\tau)} d\tau; \quad \left. \begin{matrix} E_1 \\ D_1 \end{matrix} \right\} = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \frac{P_y(\tau)}{P_z(\tau)} \cos \tau d\tau; \quad \left. \begin{matrix} E_2 \\ D_2 \end{matrix} \right\} = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \frac{P_y(\tau)}{P_z(\tau)} \cos 2\tau d\tau; \quad (57)$$

$$\left. \begin{matrix} F_1 \\ G_1 \end{matrix} \right\} = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \frac{P_y(\tau)}{P_z(\tau)} \sin \tau d\tau; \quad \left. \begin{matrix} F_2 \\ G_2 \end{matrix} \right\} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \frac{P_y(\tau)}{P_z(\tau)} \sin 2\tau d\tau.$$

Теперь легко приближенно определить как проекции, так и полную гидродинамическую нагрузку, которая действует на трубопровод со стороны набегающего волнения конечной амплитуды.

$$T_y(t) = T_y^I(t) + T_y^{\text{II}}(t), \quad T_z(t) = T_z^I(t) + T_z^{\text{II}}(t); \quad (58)$$

$$\left. \begin{matrix} T_y^I(t) \\ T_z^I(t) \end{matrix} \right\} = \left\{ \begin{matrix} t_{yc}^I \\ t_{zc}^I \end{matrix} \right\} \cos \sigma t + \left\{ \begin{matrix} t_{ys}^I \\ t_{zs}^I \end{matrix} \right\} \sin \sigma t; \quad (59)$$

$$\left. \begin{matrix} T_y^{\text{II}}(t) \\ T_z^{\text{II}}(t) \end{matrix} \right\} = \left\{ \begin{matrix} t_{yc}^{\text{II}} \\ t_{zc}^{\text{II}} \end{matrix} \right\} \cos 2\sigma t + \left\{ \begin{matrix} t_{ys}^{\text{II}} \\ t_{zs}^{\text{II}} \end{matrix} \right\} \sin 2\sigma t, \quad (60)$$

причем

$$\begin{aligned} t_{yc}^{\text{I}} &= E_1 + Q_{yc}^{\text{I}}, & t_{yc}^{\text{II}} &= E_2 + Q_{yc}^{\text{II}}; \\ t_{ys}^{\text{I}} &= F_1 + Q_{ys}^{\text{I}}, & t_{ys}^{\text{II}} &= F_2 + Q_{ys}^{\text{II}}; \\ t_{zc}^{\text{I}} &= D_1 + Q_{zc}^{\text{I}}, & t_{zc}^{\text{II}} &= D_2 + Q_{zc}^{\text{II}}; \\ t_{zs}^{\text{I}} &= G_1 + Q_{zs}^{\text{I}}, & t_{zs}^{\text{II}} &= G_2 + Q_{zs}^{\text{II}}. \end{aligned} \quad (61)$$

В заключение приведем формулы для полной гидродинамической нагрузки, действующей на трубопровод со стороны набегающего волнения

$$\begin{aligned} T(t) &= T^{\text{I}}(t) + T^{\text{II}}(t) + O(\epsilon^3), T^{\text{I}}(t) = \cos \sigma t \sqrt{(t_{yc}^{\text{I}})^2 + (t_{zc}^{\text{I}})^2} + \sin \sigma t \sqrt{(t_{ys}^{\text{I}})^2 + (t_{zs}^{\text{I}})^2}; \\ T^{\text{II}}(t) &= \cos 2\sigma t \sqrt{(t_{yc}^{\text{II}})^2 + (t_{zc}^{\text{II}})^2} + \sin 2\sigma t \sqrt{(t_{ys}^{\text{II}})^2 + (t_{zs}^{\text{II}})^2}. \end{aligned} \quad (62)$$

ЛИТЕРАТУРА

1. СНиП 2.06.04-82*. *Нагрузки и воздействия на гидротехнические сооружения (волновые, ледовые и от судов)*. М. Стройиздат, 1986. – 40 с.
2. Layton J.A., Scott J.L. *Stabilization Requirements for Submarine Pipelines Subjected to Ocean Forces; Proceedings of Civil Engineering in Oceans*. 1979. Vol IV. №1. P. 60-76.
3. Lennon G.P. *Wave-induced forces on buried pipelines; J. Waterway Part Coast and Ocean Engineering*. 1979. Vol III. №3. P. 511-524.
4. Федорова Е.Ю. *Развитие методов решения задачи о прогрессивных волнах конечной амплитуды*// *Вісник Одеського державного морського університету*. 1998. Вип. 1.- С. 62-66.
5. Федорова Е.Ю. *Приближенная гидродинамическая теория прогрессивных волн конечной амплитуды*// *Вісник Одеського державного морського університету*. 1998. Вип. 1. - С. 57-61.
6. Алешков Ю.З., Иванова С.В. *Бегущие свободные волны на поверхности жидкости постоянной глубины* // *Тр. координационных совещаний по гидротехнике*. Ленинград: Энергия, 1972. Вып. 84. – С. 18-23.

7. Иванова С.В. Кинематические характеристики бегущих волн большой высоты при ограниченной глубине жидкости// Тр. координационных совещаний по гидротехнике. Ленинград: Энергия, 1967. Вып. 75. - С. 86-98.
8. Лапко Д.Д., Иванова С.В., Каплун В.В., Мищенко С.С., Шестаков Ю.Н. Кинематические характеристики бегущих волн// Известия Всесоюзного научно-исследовательского института гидротехники, 1976. Т. 112. - С. 51-57.
9. Басин А.М. Качка судов. М.: Транспорт, 1969. - 272 с.
10. Луговский В.В. Гидродинамика нелинейной качки судов. - Л.: Судостроение, 1980. - 256 с.
11. Хаскинд М.Д. Гидродинамическая теория качки корабля. М.: Наука, 1973. - 327 с.
12. Ланцош К. Практические методы прикладного анализа. М.: ГИФМЛ, 1961. - 521 с.

УПРУГОВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЖЕСТКОЙ ПОДПОРНОЙ СТЕНКИ СОВМЕСТНО С ДЕЙСТВУЮЩИМ НА НЕЕ ГРУНТОМ

И. Г. Бугаева, С.В. Бугаева, В. А. Гришин

При проектировании взаимодействующих с грунтом жестких подпорных стенок, которые широко применяются в гидротехнических портовых сооружениях и на объектах промышленного и гражданского строительства, используются решения, базирующиеся на теории упругости или теории предельного равновесия. Имеются работы, в которых используются нелинейные упругие модели или модели деформационной теории пластичности, не позволяющие учесть процесс сложного нагружения. Практически нет работ, в которых бы одновременно учитывалась совместная работа подпорной стенки и взаимодействующей с ней грунтовой среды при упруговязкопластических свойствах их материала.

В данной статье рассматривается упруговязкопластическая модель деформируемой среды, предложенная в работе [1], применительно к совместному расчету жесткой стенки и действующего на нее грунта. На основании данной модели стенка и грунт представляют собой упруговязкопластическую упрочняющуюся среду, к которой применим ассоциированный закон пластического течения. Вязкие свойства среды проявляются только в пластических зонах, образующихся при нагружении [2]. Учитывается собственный вес стенки и засыпки, на которые может действовать нагрузка, приложенная произвольным образом.

Полученные уравнения нелинейны и могут быть решены только приближенными методами. Для их решения разработан алгоритм, в котором дискретизация уравнений выполнена методом конечных элементов, а линеаризация – методом Ньютона-Канторовича [2]. В отличие от стационарных задач, здесь необходимо выполнять, кроме дискретизации по x , дискретизацию и по времени t . При этом возникают три связанные между собой проблемы: устойчивость решения, выбор начального временного шага и последующих временных шагов. Получены неравенства, ограничивающие характерные параметры θ , Δt , $\Delta \epsilon^{(vp)}$, выполнение которых делает итерационный процесс по времени устойчивым.

Целью данной статьи является сравнение теоретических результатов с опытными данными, приведенными в работах [3; 4]. Эксперименты по определению давления грунтовой среды на стенки обычно проводятся в специ-

альных грунтовых лотках, поэтому в теоретических исследованиях возник вопрос о влиянии сцепления грунта со стенками лотков. В численном эксперименте были рассмотрены следующие условия на контакте:

схема 1 – полное сцепление грунта с передней и задней стенками лотка;

схема 2 – полное проскальзывание грунта по обеим стенкам;

схема 3 – полное сцепление грунта с передней стенкой и полное проскальзывание грунта по задней стенке.

Размеры расчетного грунтового массива принимались, исходя из размеров грунтового лотка опытной установки, на которой были проведены экспериментальные исследования взаимодействия жесткой подпорной стенки с грунтом.

В расчете были приняты следующие исходные данные: для засыпки $E=30$ МПа; $\mu=0,3$; $\varphi=33^\circ$; $c=0,015$ МПа; для стенки $E=25000$ МПа; $\mu=0,3$; $\sigma_p=1,2$ МПа; $\sigma_c=12$ МПа.

На рис.1 показаны эпюры бокового давления грунта на жесткую неподвижную стенку, построенные по результатам вычислений по предлагаемой методике при различных схемах закрепления грунтового массива. Для сравнения и удобства анализа здесь же приведены эпюры давления грунта, построенные по теории Кулона (линия 4) и при давлении покоя (линия 5).

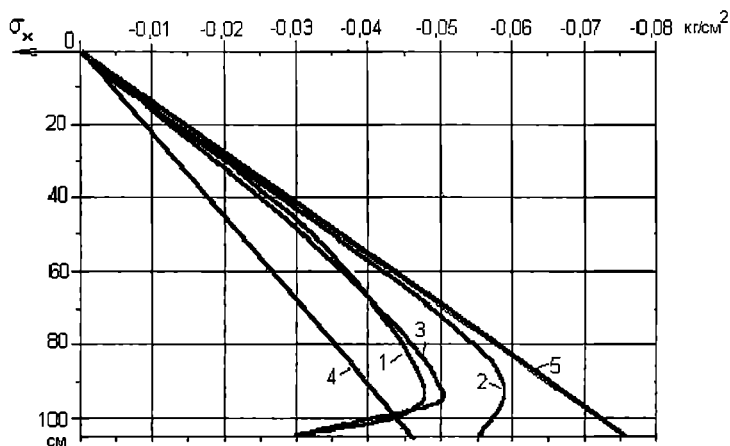


Рис.1 Расчетные эпюры бокового давления на неподвижную стенку: 1, 2, 3 – при закреплении грунтового массива по схемам 1, 2, 3, соответственно; 4 – по Кулону; 5 – давление покоя

Как видно из рис.1, при закреплении расчетного грунтового массива по второй схеме (полное проскальзывание грунта по контактными поверхностям передней и задней стенок) эпюра давления грунта (линия 2) в верхней и средней частях стенки имеет практически линейный характер и близко примыкает

ет к эпюре давления грунта при покое. Это свидетельствует о том, что грунт находится в упругой стадии. В реальных условиях такое взаимодействие грунта с контактной гранью стенки (проскальзывание) создать практически невозможно, даже если контактная поверхность будет идеально гладкой. В нижней же части стенки эта эпюра резко искривляется, интенсивность давления уменьшается и на уровне подошвы стенки давление равно примерно среднему значению между давлением, вычисленным по теории Кулона, и давлением покоя. Уменьшение интенсивности давления в нижней части стенки обусловлено условиями сцепления грунта по контакту грунта с горизонтальной плоскостью, ограничивающей расчетный массив.

При закреплении грунтового массива по схемам 1 и 3 (полное сцепление с контактной поверхностью стенки) эпюры давления грунта, вычисленные по предлагаемой методике (линии 1 и 3), практически сливаются друг с другом, имеют нелинейный характер, интенсивность давления грунта с глубиной уменьшается. В нижней части стенки эпюры также резко искривляются в сторону уменьшения давления и на уровне подошвы стенки интенсивность давления грунта на 35 % меньше, чем по теории Кулона. Очевидно, уменьшение интенсивности давления грунта в этой зоне объясняется теми же условиями сцепления грунта по контактной поверхности, ограничивающей грунтовой массив.

Проведенное сравнение эпюр, приведенных на рис. 1, показало, что наиболее близким реальным условием взаимодействия грунта с контактной поверхностью стенки является условие полного сцепления грунта со стенкой, и его следует принимать в расчетах по предлагаемой методике.

Для проверки достоверности результатов расчета по предлагаемой методике было проведено их сравнение с экспериментальными данными П.И. Яковлева [3] и З.В. Цагарели [4].

На рис.2 показаны эпюры бокового давления на неподвижную жесткую стенку, построенные по результатам расчета (линия 1) и опытными данными П. И. Яковлева (линия 2). Эксперименты проводились в лаборатории портовых гидротехнических сооружений кафедры “Морские и речные порты, водные пути и их техническая эксплуатация” ОГМУ на специальном стенде, в состав которого входили: грунтовой лоток размером 100 x 109 x 175 см, модель жесткой стенки шириной 100 см и высотой 109 см; аппаратура для измерения и регистрации давления грунта, усилий опорных устройств и перемещений стенки. В опытах в качестве грунтовой засыпки применялся мелкозернистый кварцевый песок с удельным весом $\gamma_y = 2,65 \text{ т/м}^3$; объемным весом $\gamma_{06} = 1,55 \text{ т/м}^3$; углом внутреннего трения $\varphi = 33^\circ$; $E = 30 \text{ МПа}$; $\mu = 0,3$. Эти же характеристики песка были использованы в расчете по предлагаемой методике.

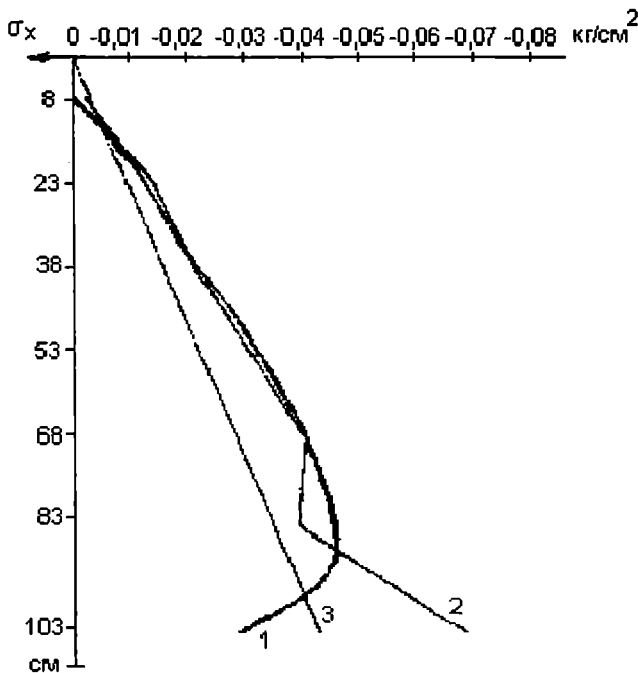


Рис.2 Эпюры давления грунта на жесткую неподвижную стенку: 1 – по предлагаемой методике; 2 – по экспериментам Яковлева П. И.; 3 – по Кулону

Как видно из рис.2, расчетная эпюра (линия 1) достаточно хорошо согласуется с эпюрой давления по эксперименту (линия 2). Только в нижней части стенки имеют место значительные качественные и количественные расхождения. Теоретическая эпюра имеет резкое искривление в сторону уменьшения интенсивности давления грунта, а экспериментальная – наоборот, в сторону увеличения давления. На уровне дна лотка интенсивность давления по расчету в 1,5 раза меньше, а по эксперименту – в 1,6 раз больше, чем по теории Кулона. Это может быть объяснено погрешностями измерений контактных датчиков в этой части стенки, т.к. трение по бетонному дну лотка должно уменьшить давление.

На рис.3 представлены эпюры бокового давления на жесткую неподвижную стенку, построенные по результатам расчета по предлагаемой методике и опытным данным З. В. Цагарели. Эксперименты проводились в лаборатории подпорных сооружений Грузинского политехнического института на круп-

номасштабной модели высотой 400 см и шириной 120 см, которая была оборудована измерительной и регистрирующей аппаратурой, позволяющей определять суммарное горизонтальное и вертикальное давление грунта, его распределение по высоте стенки, измерять перемещения модели.

В качестве грунтовой засыпки в опытах применялся крупнозернистый морской песок с $\gamma_{ог} = 1,8 \text{ т/м}^3$; $\varphi = 37^\circ$; $E = 30 \text{ МПа}$; $\mu = 0,3$. Эти характеристики песка использовались в расчетах по методике авторов.

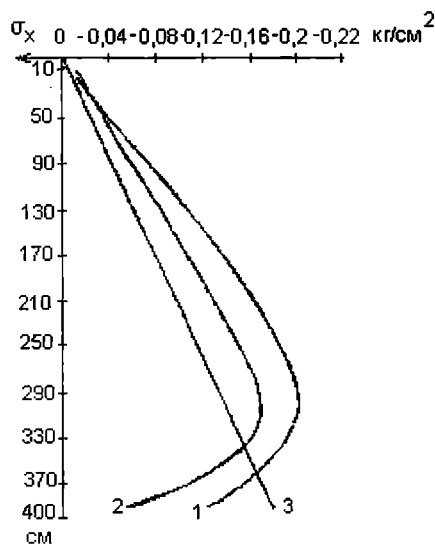


Рис.3 Эпюры бокового давления на жесткую неподвижную стенку: 1 – по предлагаемой методике; 2 – по экспериментам Цагарели З. В.; 3 – по Кулону

Сравнение приведенных на рис.3 графиков показало, что экспериментальная эпюра давления грунта (линия 2) качественно хорошо согласуется с эпюрой давления по предлагаемой методике (линия 1), это убедительно подтверждает правомерность полученного теоретического решения. Обращает на себя внимание, что интенсивность давления по расчету несколько больше (на 5-20 %), чем по эксперименту. При этом превышение интенсивности давления по расчету с глубиной увеличивается. Очевидно, это объясняется условиями на контакте стенки и грунта, которые были в опытах и применялись в расчете.

Анализируя приведенные результаты расчета и их сравнение с опытными данными, можно сделать следующие выводы:

- предлагаемая методика расчета позволяет выполнять совместный рас-

чет подпорных сооружений и взаимодействующего с ними грунта, не разбивая его на два независимых расчета по предельным состояниям на прочность и жесткость;

- разработанные алгоритм и программный комплекс позволяют производить расчеты различных сооружений, взаимодействующих с грунтовой средой, и могут быть использованы в инженерной практике;

- достоверность расчета по предлагаемой методике подтверждается экспериментальными данными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришин В.А., Бугаев В.Т. *Контактные задачи для упруговязкопластических тел.* – Одесса, 1998. – С. 73.
2. Пэжсина П. *Основные вопросы вязкопластичности.* – М.: Мир, 1968. – С. 176.
3. Яковлев П.И., Лубенов Р.В. *Некоторые новые результаты экспериментальных исследований давления грунта на жесткие стенки // Гидротехническое строительство.* –1968. №7. – С. 43 - 46.
4. Цагарели З. В. *Новые облегченные конструкции подпорных стен.* – М.: Стройиздат, 1969. – С. 105-116.

УЧЕТ ГРУНТА ОСНОВАНИЯ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ПРИШВАРТОВАННОГО СУДНА СО СВАЙНЫМ ПРИЧАЛОМ В УСЛОВИЯХ ВОЛНЕНИЯ

А.П. Тюрин, Е.Н. Лисовская

В работах [1;2;3] рассмотрена задача о взаимодействии пришвартованного судна с причалом свайной конструкции с жестким верхним строением в условиях волнения. При этом принято, что сваи жестко заделаны в основание на уровне дна. Таким образом, характеристики грунтов не учитываются.

Из полученного решения следует, что среди прочих факторов на величину перемещения верхнего строения причалов, а следовательно, и горизонтальное усилие, передающееся на причал от пришвартованного судна, существенное влияние оказывает жесткостная характеристика причала K_{xvi} .

В случае жесткой заделки свай в основании и в верхнем строении причала величина K_{xvi} равна

$$K_{xvi} = A_i \sin^2 \alpha_i + 12 B_i \cos^2 \alpha_i \quad (1)$$

В формуле (1) коэффициент A_i характеризует жесткость свайной опоры по направлению оси сваи, коэффициент B_i - тоже при поворотах и α_i - угол наклона сваи к вертикали.

Коэффициенты A_i и B_i определяются по формулам:

$$A_i = \frac{C_i}{1 + \frac{C_i L_i}{E_i F_i}}; \quad (2)$$

$$B_i = \frac{E_i I_i}{L_i}, \quad (3)$$

где E_i , F_i , I_i - соответственно, модуль упругости материала сваи, т/м²; пло-

щадь поперечного сечения, m^2 и момент инерции площади поперечного сечения сваи, m^4 ;

C_i - коэффициент упругой податливости части сваи, погруженной в грунт, по Смородинскому [3];

L_i - расчетная длина сваи, м.

Величина L_i определяется из выражения

$$L_i = L_{oi} + \Delta L_{oi}, \quad (4)$$

где L_{oi} - свободная длина сваи (от верхнего строения до дна);

ΔL_{oi} - расстояние от линии дна до точки перегиба изогнутой оси сваи (D) (рис. 1).

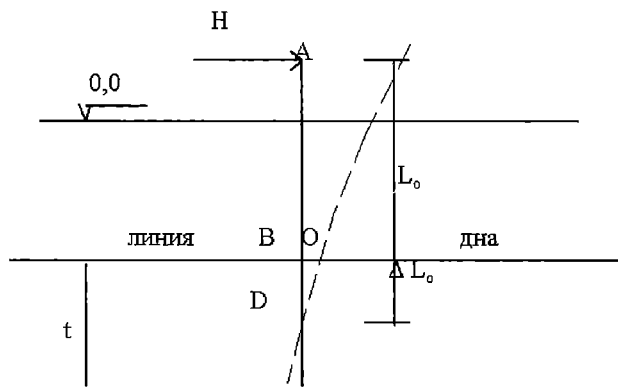


Рис.1. Схема определения ординаты точки заделки сваи в грунте:

H -горизонтальная сила,кН; L_o -свободная длина сваи, м;

t -глубина погружения сваи, м; ΔL_o -ордината точки перегиба изогнутой оси сваи D.

Рассматривая уравнения равновесия сваи с учетом действия горизонтальной силы в месте заделки в верхнее строение (RF), сил активного и пассивного давлений грунта и моментов этих сил относительно тч.D, величину

ΔL_{oi} можно определить по формуле

$$\Delta L_{oi} = t_i - \frac{e_i z_i}{e_i + f_i}, \quad (5)$$

где t_i - проектная глубина погружения i -той сваи; e_i, z_i, f_i - параметры, определяемые из выражений:

$$e_i = \frac{\Delta \sigma_i (t_i - z_i) - 2RF}{z_i}; \quad (6)$$

$$z_i = \frac{1}{2} t_i - \frac{RF}{\Delta \sigma_i}; \quad (7)$$

$$f_i = \frac{(t_i - z_i) \Delta \sigma_i}{t_i}. \quad (8)$$

В формулах (6)-(8) $\Delta \sigma$ - удельное давление грунта в точке на глубине t определяется по формуле

$$\Delta \sigma = \sigma_{pxi} - \sigma_{axi},$$

где σ_{axi} и σ_{pxi} - соответственно, горизонтальные составляющие активного и пассивного давлений грунта на сваю на глубине t .

Поскольку формулы для определения величины ΔL_{oi} содержат искомую горизонтальную силу RF , то расчет ведется методом последовательных приближений. Основным условием при этом является достижение минимального значения усилий, передающихся на причал.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тюрин А.П., Ким Ен Се. Взаимодействие пришвартованного судна с причалом в условиях волнения // Рукопись деп. в В/О Мортехинформреклама. - 1983. - №207 мф-Д 83.
2. Тюрин А.П. Взаимодействие с причалом пришвартованного судна в условиях волнения // Вісник ОДМУ. - 1988. - №4. - С. 134-139.
3. Портовые гидротехнические сооружения // Под ред. В.Е. Ляхницкого. М.: Морской транспорт, 1956.

УСТОЙЧИВОСТЬ ОСНОВАНИЙ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ ПОД ВЛИЯНИЕМ РУСЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ УСТЬЕВЫХ УЧАСТКОВ РЕК

Я.И. Каганов

Обеспечение сохранности и надежности оснований речных гидротехнических комплексов находится в прямой зависимости не только от характера временных и постоянных нагрузок непосредственно на сооружения, но и от руслового режима реки. При эрозионной направленности руслового процесса могут иметь место подмывы оснований, нарушающие устойчивость сооружений в целом. Аккумулятивная направленность создает предпосылки для отложений наносов, что при соответствующем режиме заносимости приводит к повышению отметки дна у сооружений, усложняющему эксплуатацию последних. Это создает серьезные затруднения для судоходства на данном участке реки.

Практика эксплуатации речных воднотранспортных путей определяет ряд практических задач, большинство из которых сводится к обеспечению безаварийной заносимости судоходного фарватера реки [2]. Процесс этот физически очень сложный для того, чтобы возможно было аналитическим путем прогнозировать степень заносимости реки вообще и, в особенности, выборочно очерченную часть поперечного сечения, которая примыкает к судоходному фарватеру. Поэтому в первом приближении можно говорить об общей относительной устойчивости всего поперечного сечения или той его части, где возможны русловые переформирования.

Оценка направленности и интенсивности русловых переформирований возможна по степени изменчивости продольных и поперечных характеристик водного потока [1]. Если в качестве продольной характеристики водного потока принять гидравлический уклон (уклон водной поверхности J), а поперечной – гидравлический радиус (среднюю глубину H для достаточно широких русел), то в целом для оценки рассматриваемого участка реки можно рекомендовать величину касательного напряжения или удельной влекущей силы

$$\tau_0 = \gamma H J \quad , \quad (1)$$

где γ - объемный вес жидкости.

Для каналов, проложенных в мелкозернистых легкоразмываемых грунтах (а именно такими является большинство устьевых участков равнинных рек), в качестве критерия устойчивости (неизменяемости) русла можно принять величину допустимой удельной влекущей силы $\tau_{\text{доп}}$, которую можно принять по рекомендациям В.Т.Чоу [3] в зависимости от медианного диаметра частиц d_{50} , слагающих речное дно.

Соотношение величин τ_0 и $\tau_{\text{доп}}$ определяет механизм эрозионно-аккумулятивных процессов, происходящих в пространственно-временном измерении водного потока. Введем параметр $\delta_\tau = \tau_{\text{доп}}/\tau_0$, который характеризует степень недеформируемости дна реки. При $\delta_\tau < 1$ происходит процесс размыва (влечения наносов), $\delta_\tau > 1$ соответствует аккумуляции наносов или занесению русла, условие $\delta_\tau = 1$ может быть принято для транзитного перемещения наносов.

Для оценки направленности эрозионно-аккумулятивного процесса в расчетном створе реки преобразуем параметр δ_τ

$$\delta_T = \delta_\tau - 1 \quad (2)$$

Условию транзитного перемещения наносов соответствует величина $\delta_\tau = 0$; при $\delta_\tau < 0$ происходит процесс размыва (Э); при $\delta_\tau > 1$ имеет место аккумуляции наносов (А).

При оценке эрозионно-аккумулятивного процесса на расчетном участке реки (рис. 1), ограниченном верхним и нижним по течению створами, введем параметры, характеризующие интенсивность руслового процесса

$$\varphi_T = \frac{\delta_T''}{\delta_T'} \quad ; \quad (3)$$

$$\Delta = \delta_T'' - \delta_T' = \delta_T'(\varphi_T - 1) \quad , \quad (4)$$

где δ_T' и δ_T'' – параметры направленности эрозионно-аккумулятивного процесса в верхнем и нижнем створах, ограничивающих расчетный участок реки.

При $\varphi_T > 1$ на расчетном участке реки эрозионно-аккумулятивный процесс прогрессирует в направлении течения. Соотношение $\delta_T'' > 0$ соответствует прогрессированию аккумуляции наносов. Если $\delta_T' < 1$, то увеличивается процесс размыва дна русла.

Равенство $\varphi_T = 1$ соответствует транзитному продвижению наносов на расчетном участке реки.

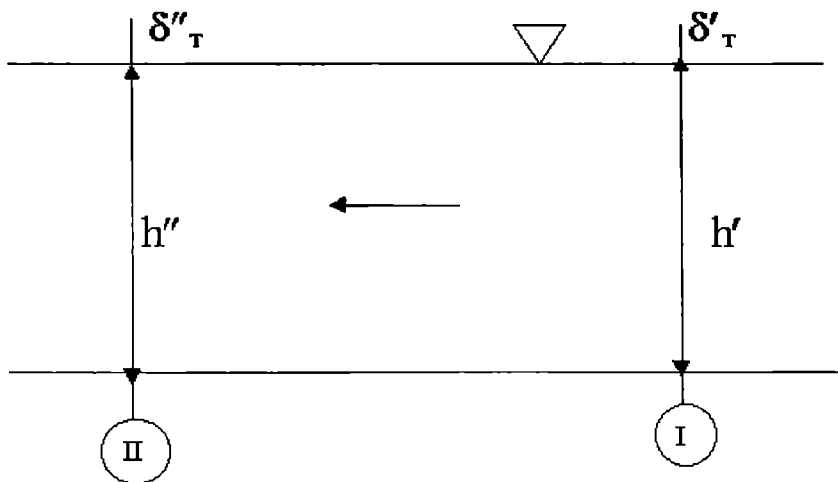


Рис.1. Схема размещения расчетных створов при оценке эрозионно-аккумулятивного процесса на участке реки

При $1 > \varphi_{\tau} > 0$ можно считать расчетный участок реки недеформируемым, а случай $\varphi_{\tau} = 0$ соответствует затуханию деформаций в нижнем створе.

Отрицательные значения параметра интенсивности ($\varphi_{\tau} < 0$) соответствует чередованию процессов размыва и занесения. При $0 > \varphi_{\tau} > -1$ на данном участке реки преобладает вид деформации, развивающейся в верхнем створе: размыв ($\delta'_{\tau} < 0$) или занесение ($\delta'_{\tau} > 0$). Случай $\varphi_{\tau} = -1$ характеризуется деформациями противоположного знака в створах, ограничивающих расчетный участок реки: переходами от размыва к аккумуляции ($\delta'_{\tau} < 0$) и от аккумуляции к размыву ($\delta'_{\tau} > 0$).

Если $\varphi_{\tau} < -1$, то на рассматриваемом участке водотока преобладают деформации, развивающиеся в нижнем створе: с преобладанием аккумуляции ($\delta'_{\tau} < 0$) и с преобладанием размыва ($\delta'_{\tau} > 0$).

Приведенный анализ типов эрозионно-аккумулятивного процесса базируется на совместном рассмотрении параметров направленности и интенсивности и их количественных соотношений в створах, ограничивающих участок реки (табл.1).

В таблице приведена классификация типов эрозионно-аккумулятивных процессов, которая базируется на совместном рассмотрении параметров направленности и интенсивности эрозионно-аккумулятивных процессов, и их количественных соотношений в створах, ограничивающих расчетный участок реки. При этом в качестве критерия недеформируемости русла может быть принят и другой критерий, отличный от τ_0 .

Таблица 1. Классификация типов эрозионно-аккумулятивного процесса (Э А П)

Интенсивность ЭАП	Φ_T	δ_T'	Тип ЭАП	Направленность русловых перестроений на расчетном участке реки
Прогрессирующие ЭАП	>1	>0	A↑	Аккумуляция наносов
	1	<0	Э↑	Размыв
Транзитное перемещение наносов	1	-	Т.П.Н.	Отсутствие деформаций
Относительно устойчивые участки русла с затухающими процессами	1...0	>0	A↓	Аккумуляция наносов
		<0	Э↓	Эрозия
Затухание русловых перестроений к концу расчетного участка русла	0	>0	A→0	Аккумуляция в верхнем створе
		<0	Э→0	Эрозия в верхнем створе
Участки русла повышенной интенсивности ЭАП	0...-1.	>0	A→Э	Преобладание аккумуляции
		<0	Э→A	Преобладание эрозии
	-1	>0	A→Э	Переход от аккумуляции к эрозии
		<0	Э→A	Переход от эрозии к аккумуляции
Преобладание деформаций в верхнем створе		>0	A→Э	Преобладание аккумуляции
		<0	Э→A	Преобладание эрозии
Преобладание деформаций в нижнем створе	<-1	>0	A→Э	Преобладание эрозии
		<0	Э→A	Преобладание аккумуляции

Приведенные параметры и типы эрозионно-аккумулятивного процесса позволяют оценить направленность и интенсивность деформаций на расчетном участке реки и вносят соответствующие коррективы при проектировании и эксплуатации речных гидротехнических сооружений. При проектировании в случае эрозионной направленности деформаций основание сооружения необходимо усиливать. Аккумулятивная направленность русловых переформирований определяет необходимость дноуглубительных работ и их периодичность на соответствующем участке реки.

ЛИТЕРАТУРА

- 1.Каганов Я.И. Размещение ограждающих сооружений на горных реках в стадии изысканий и проектирования // *Геодезия, картография и аэрофотосъемка.* 1990.-Вып.52. С.20-26.
- 2.Мирошниченко В.Г. *Эксплуатация морских каналов.* -М.: Транспорт, 1982.-136 с.
- 3.Чоу В.Т. *Гидравлика открытых каналов.* -М.: Стройиздат, 1969.-464 с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЛЕКТРООСМОСА ПРИ ПОГРУЖЕНИИ МОДЕЛЕЙ СВАЙ

В.И.Барановский, А.В.Катана, И.Н.Мироненко

Проведенные исследования на ранее созданных и всесторонне испытанных экспериментальных установках [1,2] для изучения влияния электроосмоса на трение грунта по металлической поверхности, позволили установить такие важные закономерности взаимодействия металлической пластины с грунтом при его обработке постоянным электрическим током, как зависимости сопротивления сдвигу пластины по грунту от нормального давления, скорости перемещения пластины, влажности грунта, расстояния между электродами, параметров и продолжительности действия электрического тока и других факторов, а также отработать методику проведения экспериментов, расширить круг исследуемых вопросов (например, закрепление грунта, повышение несущей способности свай, понижение уровня грунтовых вод, погружение ж/б плит и пакетов из металлического шпунта с помощью электроосмоса и др.).

Однако, как показали выполненные по программе авторов численные эксперименты на ЭВМ поля потенциалов в пространстве между сваями [3], полученные результаты на установках [1,2] не могут быть, в полной мере, использованы для решения задач, связанных с погружением свай с помощью электроосмоса, поскольку свая находится в условиях пространственного взаимодействия с грунтом.

В связи с этим появилась необходимость создания новой установки для изучения влияния электроосмоса при погружении различных моделей свай. Конструктивная схема установки показана на рис. 1. Она состоит из следующих основных частей:

- компрессионного прибора с камерой для размещения испытуемого образца грунта;
- рычажно-шарнирного механизма для создания вертикального давления на образец грунта;
- модели свай с нагрузочным устройством;
- электрической части для обработки грунта постоянным током;
- измерительной и регистрирующей аппаратуры.

Все механические части установки смонтированы на рабочем столе состоящем из станины 1, сваренной из металлических труб диаметром 50мм,

и металлической крышки панели 2.

Основной частью установки является компрессионный прибор, состоящий из корпуса 3 в виде полого цилиндра с внутренним диаметром 200мм и высотой 150мм, изготовленного из листовой нержавеющей стали толщиной 5мм; основания 4, изготовленного из диэлектрического материала – гетинакса толщиной 20мм и диаметром 220мм; штампа 5 из гетинакса толщиной 20мм и диаметром 200мм.

По центру основания 4 и штампа 5 предусмотрены отверстия для пропуска модели сваи 6, диаметр которого может меняться в зависимости от диаметра испытываемой модели сваи.

Для уменьшения трения штампа о корпус прибора и сваи со штампом и основанием, боковые кромки штампа и отверстий срезаны под углом 45° , и отшлифованы.

Компрессионный прибор устанавливается на крышку-панель стола 2 и закрепляется тремя болтами.

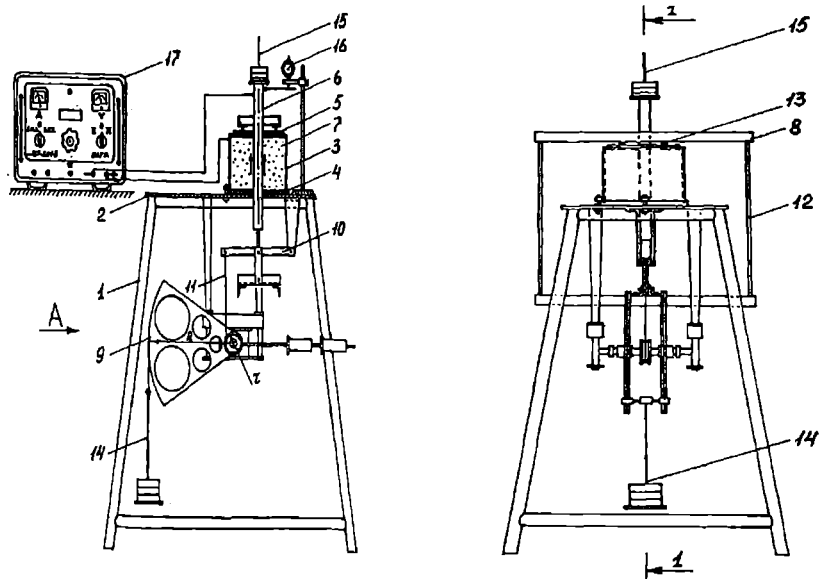


Рис. 1. Конструктивная схема установки для изучения влияния электроосмоса на погружение моделей свай

Испытываемый образец грунта 7 закладывается в камеру 3, на выровненную поверхность которого укладывается штамп 5. Сверху штампа устанавливается нагрузочная рама 8, сваренная из металлических уголков 36х36мм, которая опирается на штамп 5 в трёх фиксированных точках через конические опоры 13, закрепленные на уголках рамы, и соединена с

верхним рычагом 10 рычажного механизма с помощью двух тяг 12, изготовленных из гладкотянутой стальной арматуры диаметром 10мм.

Вертикальное давление на грунт осуществляется через штамп 5 и нагрузочную раму 8 с помощью системы рычагов 9,10 и тяг 11,12 с передаточным числом 20. Нагрузка на рычаг 9 создается гириями укладываемыми на подвеску 14 и передается на штамп 5 через рычажную систему с 20-ти кратным увеличением. Эта рычажная система позволяет создавать вертикальные давления на грунт в интервале от 0 до 250 кПа.

Модели свай изготовлены из труб с нержавеющей стали трех типов: диаметром 30мм, 20мм и 10мм, все одной длины – 400мм. Их наружная поверхность хорошо отшлифована. Сверху моделей свай крепится с помощью резьбы устройство для создания вертикальной нагрузки.

Вертикальные перемещения штампа и модели сваи контролируются индикаторами часового типа 16 с точность до 0.01мм. Электрическая часть установки предназначена для обработки образца грунта постоянным током, который подается от осветительной сети через выпрямительный прибор ВСА-5А (17), преобразующий переменный ток 220В в постоянный электрический ток необходимой величины. Для этих же целей может быть также применен аккумулятор емкостью 150А на 12В.

К корпусу компрессионного прибора подключается положительный полюс (анод), а к модели сваи – отрицательный (катод). Напряжение и сила тока устанавливаются в зависимости от задачи эксперимента и контролируются в ходе опыта вольтметром и амперметром.

Эксперименты проводятся в такой последовательности:

1. Перед каждым опытом проверяется работа всех приборов, узлов и механизмов установки;

2. В зависимости от задачи эксперимента готовится образец грунта по методике /4/, определяются его физико-механические характеристики и омическое сопротивление по методике авторов;

3. Определяются нагрузки, режим испытаний и методика проведения опытов;

4. Устанавливается в исходное положение модель сваи;

5. Приготовленный образец грунта укладывается в камеру компрессионного прибора;

6. На выровненную поверхность грунта устанавливается штамп, закрепляются индикаторы перемещения, прикладывается с помощью рычажно-шарнирного механизма заданная вертикальная нагрузка;

7. После стабилизации осадки штампа, на модель сваи прикладывается вертикальная нагрузка небольшими ступенями по 10÷50 граммов, фиксируются вертикальные перемещения сваи от каждой ступени нагрузки.

При одном и том же вертикальном давлении на образец грунта, опыты проводятся при воздействии электрического тока на грунт и без него. Сравнение полученных результатов позволяет установить влияние электроосмоса

на трение грунта по боковой поверхности сваи и изменение физико-механических характеристик испытываемого грунта.

На предлагаемой установке представляется возможным проводить моделирование процесса погружения свай в грунт с помощью электроосмоса, исследовать параметры погружения с целью установления его рациональных показателей: материала и размеров свай, глубины погружения и расстояния между ними, величины напряжения и силы тока, времени погружения свай, расход электроэнергии и т.д.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бугаев В.Т., Даркин В.В. Влияние электроосмоса на трение грунта по металлической поверхности // Вопросы портовой гидротехники и механизации перегрузочных работ. -М.: В/о «Мортехинформреклама», 1990.-с.31-34.
2. Бугаев В.Т., Катана А.В. Применение электроосмоса для снижения трения по контактной металлической поверхности // Вісник Одеського державного морського університету. 1999. Вып. 4. С.
3. Бугаев В.Т., Князев Л.В., Катана А.В./ Моделирование поля потенциалов вблизи сваи, погружаемой в условиях электроосмоса // Нові інформаційні технології навчання в учбових закладах України.-Одесса, 1999.-С.133-136.
4. Воробьев В.Л. Лабораторный практикум по общему курсу строительных материалов.-М.:Высшая школа, 1978.-205с.

ТЕОРИЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ КОСОПОДХОДЯЩИХ ВОЛН НА ВЕРТИКАЛЬНУЮ СТЕНКУ СО СЛАБЫМИ ГРУНТАМИ В ОСНОВАНИИ

В.В.Бурячок, В.И. Барановский, С.В.Косяк

Косой в плане подход волн к вертикальной стенке (рис.1, $0 < \theta < 90^\circ$) теоретически изучен слабо. Известные решения основаны на интерференции двух волн, бегущих под углом $(180^\circ - 2\theta)$ друг к другу - модели, допускающей вертикальную стенку по биссектрисе угла. Симметрия относительно стенки обеспечивает её непроницаемость, но отражение получается полным для всех θ , что противоречит действительности. Попытка уменьшить отражение, привлекая энергетические соображения, приводит к нарушению условия непроницаемости. Некоторые экспериментаторы [1,2], не отрицая монотонно затухающего отражения с ростом θ от 0 до 90° , приурочивают максимум давления на стенку к углу $30^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$. Но их опытные данные дают столь обширное и бесформенное поле точек, что по нему можно провести практически любую кривую. Современные нормы [3] отрицают наличие промежуточного максимума давления, но с явным запасом распространяют стоячую волну на углы $0 \leq \theta \leq 45^\circ$. Необходимость в теоретическом решении задачи сохраняется. Оно, видимо, должно базироваться не на сложении двух плоских волн, а на рассмотрении отражения плоской волны от стенки.

Зададимся потенциалом падающей волны

$$\Phi_1 = \frac{agchkz}{wchkd} \cos[wt + k(x \cos \theta - y \sin \theta)] \quad , \quad (1)$$

где, кроме обозначенного на рис.1, a , k , w - амплитуда, волновое число и частота волны; g , t - ускорение свободного падения и текущее время.

Начало координат 0 расположено на дне, ось OZ направлена вверх.

Потенциал F отраженной волны найдём в процессе решения задачи.

Для полученного решения

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 \quad , \quad (2)$$

граничное условие

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right|_{x=0} = 0 \quad , \quad (3)$$

даст

$$\left. \frac{\partial \Phi_2}{\partial x} \right|_{x=0} = - \left. \frac{\partial \Phi_1}{\partial x} \right|_{x=0} = \frac{agchkz}{wchkd} \sin(\omega t - ky \sin \theta). \quad (4)$$

Поместим на вертикали $A(O; l)$ пульсирующий источник с потенциалом (в цилиндрической системе координат)

$$\Phi_A = F(r, \varphi) chkz \sin(\omega t - kl \sin \theta), \quad (5)$$

и подчиним его уравнению сплошности

$$r^2 \frac{\partial^2 \Phi_A}{\partial r^2} + r \frac{\partial \Phi_A}{\partial r} + \frac{\partial^2 \Phi_A}{\partial \varphi^2} + r^2 \frac{\partial^2 \Phi_A}{\partial z^2} = 0. \quad (6)$$

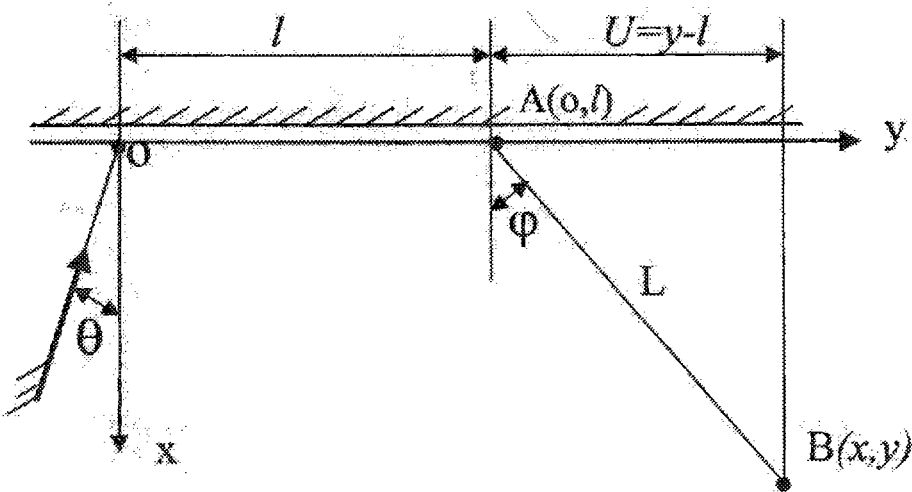


Рис. 1

Полагая

$$F(r, \varphi) = B(r)c(\varphi), \quad (7)$$

методом разделения переменных получаем в цилиндрических и декартовых (x ; $u=y-l$, z) координатах

$$F = c \cos \varphi J_1(kr) = cx(x^2 + u^2)^{-\frac{1}{2}} J_1 \left[k(x^2 + u^2)^{-\frac{1}{2}} \right], \quad (8)$$

где J_1 - функция Бесселя первого рода первого порядка.

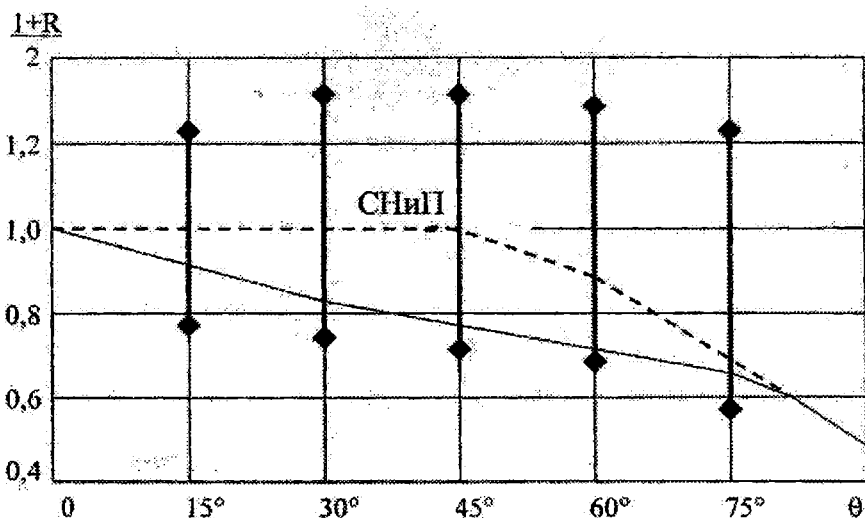


Рис. 2

Потенциал Φ_2 в произвольной точке B будем искать как результат возмущений (5), непрерывно распределённых по длине стенки

$$\Phi_2 = -chkz \int_{-\infty}^{\infty} F(x, u) \sin(\omega t - ky \sin \theta - ku \sin \theta) du. \quad (9)$$

Разделяя четную и нечетную части подынтегральной функции, имеем

$$\left. \frac{\partial \Phi_2}{\partial x} \right|_{x=0} = -2cA(\theta)chkz \sin(\omega t - ky \sin \theta), \quad (10)$$

где

$$A(\theta) = \int_0^{\infty} \frac{J_1(ku)}{ku} \cos(ku \sin \theta) d(ku) \quad (11)$$

Этот интеграл взят с погрешностью до 6 % применением у стенки ($0 \leq ku \leq p$) рядов по малому аргументу, а вдали от неё - асимптотического представления функции Бесселя и метода стационарной фазы [4]

$$A(\theta) = \frac{0,926 \sin\left(\frac{\pi}{4} \sin \theta\right)}{\sin \theta} + \frac{\sin\left(\frac{\pi}{4} \sin \theta\right) - \frac{\pi}{4} \sin \theta \cos\left(\frac{\pi}{4} \sin \theta\right)}{8 \sin^3 \theta} +$$

$$+ \sqrt{2(1 + \sin \theta)} \left\{ 1 - \sqrt{0,5(1 - \sin \theta)} \left[1 + 0,26(1 + \sin \theta) - 0,06(1 + \sin \theta)^2 - 0,01(1 + \sin \theta)^3 \right] \right\} + \quad (12)$$

$$+ \sqrt{2(1 - \sin \theta)} \left\{ 1 - \sqrt{0,5(1 - \sin \theta)} \left[1 + 0,26(1 - \sin \theta) - 0,06(1 - \sin \theta)^2 - 0,01(1 - \sin \theta)^3 \right] \right\}$$

Теперь из граничного условия (4) с учётом равенств (10) – (12) следует

$$\Phi_2 = \frac{c}{k} chkz \{ \cos[wt + k(x \cos \theta - y \sin \theta)] -$$

$$- \cos[wt - k(x \cos \theta + y \sin \theta)] \} \quad (13)$$

Представляя движение вдали от стенки суммой потенциалов (1) и (13), разделяя падающую волну высотой h и отражённую высотой Rh , получаем

$$R(\theta) = \frac{\cos \theta}{2A(\theta) - \cos \theta} \quad (14)$$

Результаты расчёта по этой формуле представлены на рис.2., там же дана кривая, рекомендуемая нормами [3], а в виде вертикальных отрезков - доверительные интервалы опытных данных [1;2], соответствующие доверительной вероятности 0,98 [5]. Для больших и малых θ согласование удовлетворительное, для средних данное решение несколько занижает значение R и устраняет излишние, как нам кажется, запасы.

Присутствие в наших формулах функций Бесселя впервые объясняет известные экспериментальные факты: увеличение высоты интерферирующей волны вблизи стенки и превышение здесь угла падения углом отражения. Действительно, функция J_1 с ростом аргумента затухает и имеет при малых x большую «длину волны» по сравнению с таковой при больших x и по сравнению с длиной волны падающей синусоиды. В силу консервативности периода это означает большую скорость бега отражённой волны вблизи стенки, что и ведёт к нарушению законов геометрической оптики.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горащенко З.А. Экспериментальные исследования взаимодействий неразбитых волн с вертикальной стенкой при косом подходе: Дис... канд. техн. наук: 04.04.1966. – Одесса, 1966, - 191 с.
2. Кожевников М.П., Ермаков В.С. Экспериментальные исследования волнового давления при разных направлениях распространения волн //Труды координационных совещаний по гидротехнике. 1968. С. 112 - 118.

3. СНиП 2.06.04.-82. Нагрузки и воздействие на гидротехнические сооружения (волновые, ледовые и от судов) - М.:Стройиздат,1986. – 40 с.
4. Кошляков Н.С. и др. Уравнения в частных производных математической физики. -М.: Высшая школа , 1970. – 712 с.
5. ГОСТ 11.004. -74. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров нормального распределения. - М.: Изд.-во стандартов, 1974. – 20 с.

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ БОКОВОГО ДАВЛЕНИЯ ГРУНТА ОТ ПОЛОСОВЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ НАГРУЗОК

О.В. Ладур, П.И. Яковлев

Опираясь на результаты экспериментальных исследований, проведенных в Одесском государственном морском университете [1-3], были подвергнуты анализу некоторые известные методы определения давления грунта на стенку от равномерно распределенных полосовых нагрузок, размещаемых на поверхности засыпки.

Из большого количества выполненных опытов ограничимся рассмотрением случая [3], когда интенсивность полосовой нагрузки составляла 3,32 кПа, а схема расположения нагрузок по ступеням 1-7 показана на рис. 1.

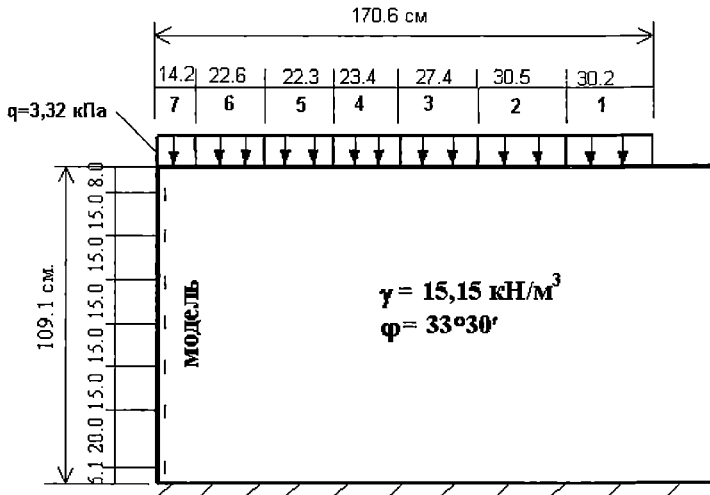


Рис. 1. Схема расположения временной полосовой нагрузки и датчиков

Опыты, как и следовало ожидать, показали, что эпюры бокового давления грунта на стенку от полосовых нагрузок на поверхности носят криволи-

нейный характер. Распределение давления по высоте стенки, а также величины равнодействующей бокового давления зависят как от характеристик грунта, так и от величины и положения нагрузки относительно задней грани сооружения и ширины полосы загрузки.

Было выполнено сопоставление результатов экспериментальных исследований [3], расчетная схема которых показана на рис. 1, с некоторыми существующими теоретическими решениями:

1. Решение теории упругости Ж.Буссинеска в интерпретации

а) Г.В. Колосова,

б) О.Фрелиха.

2. Определение давления грунта по нормативным документам.

По нормативному документу [6], принятому при проектировании причальных сооружений, горизонтальную составляющую активного давления грунта на стенку от равномерно - распределенной полосовой нагрузки рекомендуется определять по классической теории Кулона.

На смену рассмотренному выше руководству [6] с 1995 г. введен в действие новый нормативный документ [7], в котором изложен способ определения бокового давления грунта, сочетающий в себе как основные положения теории Кулона, так и некоторые зависимости теории упругости.

3. Теория Н.П. Пузыревского.

По напряжениям, полученным перечисленными выше способами, построены эпюры активного давления грунта от полосовой нагрузки (ступени 1-7) на опытную стенку.

Анализ эпюр давления грунта, полученных по опытам, и сопоставление их с теоретическими решениями позволяют сделать следующие выводы:

1. Эпюры, полученные по опытам, по своей форме сходны с эпюрами, получаемыми при расчетах по теории упругости в решениях О. Фрелиха при коэффициенте концентрации $\nu=5$.

2. По общей величине активного давления грунта на стенку эпюры, полученные в результате опытов и эпюры рассчитанные методом О. Фрелиха при $\nu=5$, сопоставимы неодинаково. Когда нагрузка расположена вблизи от стенки (ступени 5,6 и 7), общее давление по опытам приблизительно в 2 раза больше, чем по О. Фрелиху. С увеличением расстояния от стенки до нагрузки давление убывает по своей величине и мало отличается от полученного по опытам (практически совпадает).

3. В эпюрах, полученных в результате опытов, давление грунта имеет протяженность по всей высоте стенки. В случае, если нагрузка располагается вблизи от стенки, наибольшая интенсивность давления достигается в верхней части стенки и в нижней, если нагрузка находится на большом расстоянии.

Это достаточно удачно согласуется с расчетными эпюрами, но резко отличается от эпюр, рассчитанных по классическому методу Кулона [6].

Результаты опытных исследований, а также теоретические решения показывают, что применение решений по теории упругости с введением в них

некоторых поправок может дать благоприятные результаты при расчетах стенок на активное давление грунта от полосовых нагрузок.

Поэтому, при разработке нового метода расчета необходимо увязать решения теории упругости с использованием в расчете угла внутреннего трения, т.е.:

- 1) величину равнодействующей принимать по теории Кулона;
- 2) распределение давления по высоте стенки по теории упругости в решении О. Фрелиха.

Формула теории упругости в решении О. Фрелиха для горизонтального нормального напряжения σ_x , возникающего от действия равномерно распределенной полосовой нагрузки q , может быть представлена в виде

$$\sigma_x = k \frac{q}{\pi} \left[\left(\beta_2 - \frac{\sin 4\beta_2}{4} \right) - \left(\beta_1 - \frac{\sin 4\beta_1}{4} \right) \right], \quad (1)$$

где $k = \frac{1}{3}$.

Необходимо найти в выражении (1) такое значение постоянной величины k , при котором обеспечивалось бы в расчетах, с одной стороны, сохранение полностью форм эпюр, получаемых по теории упругости при коэффициенте концентрации $\nu = 5$, а с другой стороны – активное давление, отвечающее теории Кулона.

Для этого необходимо приравнять между собой выражения для определения равнодействующей активного давления грунта E по теории упругости О. Фрелиха при $\nu = 5$ и по теории Кулона.

Тогда формулы для определения коэффициента k будут иметь вид:

1 случай: при бесконечной по ширине полосе нагрузки ($b = \infty$), размещаемой непосредственно за расчетной плоскостью

$$k_1 = \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\alpha + \delta) + \operatorname{tg}(\beta + \varphi)} \right] \cdot \frac{1}{\pi \left(\operatorname{arctg} \frac{m-n}{1+mn} + \frac{m}{m^2+1} - \frac{n}{n^2+1} \right)}, \quad (2)$$

где $m = \frac{a+b}{h}$, $n = \frac{a}{h}$;

2 случай: при бесконечной по ширине полосе нагрузки ($b = \infty$), размещаемой на расстоянии a от расчетной плоскости

$$k_2 = \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta - n}{\operatorname{tg}(\alpha + \delta) + \operatorname{tg}(\beta + \varphi)} \right] \cdot \frac{1}{\pi \left(\operatorname{arctg} \frac{m-n}{1+mn} + \frac{m}{m^2+1} - \frac{n}{n^2+1} \right)}, \quad (3)$$

3 случай: при полосе нагрузки шириной b , размещаемой непосред-

ственно за расчетной плоскостью

$$k_3 = \left[\frac{m}{\operatorname{tg}(\alpha + \delta) + \operatorname{tg}(\beta + \varphi)} \right] \cdot \frac{1}{\frac{1}{\pi} \left(\operatorname{arctg} \frac{m-n}{1+mn} + \frac{m}{m^2+1} - \frac{n}{n^2+1} \right)}; \quad (4)$$

4 случай: при полосе нагрузки шириной b , размещаемой на расстоянии a от расчетной плоскости

$$k_4 = \left[\frac{m-n}{\operatorname{tg}(\alpha + \delta) + \operatorname{tg}(\beta + \varphi)} \right] \cdot \frac{1}{\frac{1}{\pi} \left(\operatorname{arctg} \frac{m-n}{1+mn} + \frac{m}{m^2+1} - \frac{n}{n^2+1} \right)}; \quad (5)$$

Зная величину коэффициента распределения давления k , можно определить интенсивности давления σ_x по формуле (1) и построить эпюры. Вычисление ординат эпюр бокового давления грунта на опытную стенку по предлагаемому методу приводится в таблице 2.

Расчеты, выполненные по приведенным формулам для условий опытов (рис. 1), показывают, что принятые закономерности вполне отражают реальную качественную и количественную картину рассеивания напряжений в грунте.

Таблица 1. Интенсивности давления грунта на стенку от полосовых нагрузок (при $\delta = \varphi$)

Степень нагружения	Угол обрушения, β	Коэф. распредел. давл., k	Напряжения σ_x в Па в датчиках, расположенных на глубине, см								
			0	8	23	38	53	68	83	103	
1	41°40'	—	0	0.08	1.7	6.9	15.9	28.0	40.0	54.0	
2	40°06'	—	0	0.2	4.0	15.3	33.0	52.0	68.0	81.0	
3	38°35'	0.2179	0	0.33	6.4	21.8	40.5	55.6	63.4	64.7	
4	37°14'	0.8966	0	3.8	67.2	187.2	279.7	312.0	298.6	252.8	
5	35°53'	0.6741	0	13.3	169.9	309.4	321.5	271.0	210.3	145.6	
6	34°27'	0.5608	0	157.8	508.1	381.9	235.5	144.7	92.5	53.8	
7	33°31'	0.5263	873.1	712.1	195.8	61.6	25.3	12.5	6.9	3.8	

ЛИТЕРАТУРА

1. Яковлев П.И. Несущая способность оснований портовых сооружений.-М.: Транспорт, 1978. – 207 с.
2. Лубенов Р.В., Яковлев П.И. Исследование давления грунта с равномерно-распределенной нагрузкой на неподвижную стенку//

- Гидротехника.1962. Вып.2. - С. 46-52.*
3. Лубенов Р.В., Яковлев П.И. Влияние поступательного перемещения вертикальной стенки на величину распорного давления грунта и на его напряженное состояние // *Гидротехника.1964. Вып.3. - С. 8-14.*
 4. Харр М.Е. Основы теоретической механики грунтов /Пер. с англ.- М.:Стройиздат,1971. – 320 с.
 5. Фрелих О.К. Распределение давления в грунте /Пер.с нем.-М., 1938. – 188 с.
 6. Руководство по проектированию морских причальных сооружений. РД 31.31.27-81.-М.: В/о Мортехинформреклама, 1984. – 400 с.
 7. Инструкция по проектированию морских причальных и берегоукрепительных сооружений. РД 31.31.55-93.Федеральная служба морского флота России.
 8. Пузыревский Н.П. Фундаменты.-Л.: Госстройиздат,1934. – 516 с.

СЕЙСМОСТОЙКОСТЬ ПРИЧАЛОВ СВАЙНОЙ КОНСТРУКЦИИ

С.М. Мадин

Как известно, статический расчет набережных и пирсов выполняется с учетом пространственной работы сооружения. Однако в практике расчетов значение сейсмической нагрузки определяется по плоской схеме, без учета крутильных колебаний сооружения в плане. Такой подход к решению задачи сейсмостойкости причалов может привести к значительным погрешностям в определении сейсмических нагрузок и прогибов торцовых элементов гидротехнического сооружения.

Переход к пространственной модели для реальных объектов первый, но важный шаг по пути сближения модели с действительным поведением сооружения. Без такого перехода не имеют практического смысла последующие уточнения работы реального объекта за счет учета нелинейного деформирования. Вопросы оптимизации конструкций также могут быть решены только на основе пространственных моделей.

В настоящей статье изложен новый метод расчета причальных сооружений как единых пространственных систем. Если вариационный метод конечных элементов исходит из весьма локального представления возможных перемещений (только в пределах конечного элемента), то данный метод частично возвращается по идее к классике: возможные перемещения охватывают всю рассчитываемую трехмерную область, но дискретно, в заданных поперечных плоскостях. Закономерности деформирования в этих плоскостях в виде возможных перемещений устанавливаются с помощью собственных векторов элементов верхнего строения. Такой подход позволяет «сжать» (редуцировать) трехмерную модель сооружения и на порядок сократить систему разрешающих уравнений.

Модели сейсмических воздействий должны соответствовать принятой динамической модели сооружения. Колебания грунта при землетрясении образуют поля возмущений, имеющих волновой характер с конечной скоростью их распространения. Эти возмущения вызывают неравномерность силовых воздействий по длине и ширине пирса. Неравномерность поля колебаний учитывалась с помощью инженерной методики разложения нагрузки по основным формам колебаний сооружения.

Результат суперпозиции стоячих волн не является снова стоячей волной. Поэтому, отказываясь от суперпозиции стоячих волн, можно эффект бегущей

волны оценить действием на сооружение отдельных стоячих волн, содержащих, однако, основную характеристику волновых процессов - время пробега сейсмической волны под фундаментом сооружения. Для этого необходимо выполнить специальный анализ набора сейсмограмм или акселерограмм, не связанных с региональными условиями. Анализ состоит в том, что сейсмограммы или акселерограммы разбиваются на участки, соответствующие времени пробега сейсмических волн под фундаментом сооружения. На каждом участке сейсмограмма или акселерограмма представляется в виде суммы импульсов определенной формы. Таким образом, могут быть получены стоячие волны, зависящие от параметра Δt . Такая методика обработки сейсмограмм и акселерограмм землетрясений позволит преобразовать частотные спектры Био-Хаузнера (Biot-Housner), используемые в нормах, в частотно-волновые спектры. Это означает, что модель Био (Biot) необходимо изменить - ансамбль парциальных осцилляторов прикреплять к нежесткой в своей плоскости платформе. Закон изменения по длине (ширине) причала амплитуд смещений или ускорений грунта и платформы определять на основании указанного выше аналитического анализа записи землетрясений с учетом параметра Δt . Этот анализ выполняется заранее и представляется в виде частотно-волнового спектра, универсального для всех конструктивных типов сооружений.

Внешнее воздействие, заданное в виде акселерограммы землетрясения, представим в виде суммы составляющих [3;5]

$$v_0(t) = \sum_k \xi_k F_1(t - kT_0 - \zeta_k, L/c) + \sum_k \bar{\xi}_k F_2(t - kT_0 - \bar{\zeta}_k, L/c) + \dots \quad (1)$$

Каждая из составляющих описывает процесс, состоящий из последовательных импульсов. Форма импульсов F_j соответствует определенным видам колебаний, например поступательным, крутильным и изгибным в плане (рис. 1). Импульсы модулированы по амплитуде, т.е. умножены на случайный множитель ξ_k и модулированы по фазе (период импульсов T_0 получает случайные приращения ζ_k). Время каждого импульса равно времени пробега сейсмической волны по длине L сооружения, т.е. $\Delta t = L/c$, где c - фазовая скорость грунтовой волны.

Поскольку каждая из составляющих ускорений грунта является функцией параметра L/c , то и соответствующие коэффициенты сейсмичности K_{cj} также являются функциями того же параметра. Для расчетов с использованием нормативного спектрального метода удобно представить функции $K_{cj}(L/c)$ в виде произведения $K_c M_j(L/c)$, где $M_j(L/c)$ - функция, характеризующая неравномерность поля колебаний грунта.

По приведенной выше методике с использованием вероятностного метода был обработан ряд акселерограмм землетрясений силой 7 и 8 баллов. На рис. 2 приведены расчетные графики для $M_j(L/c)$, осредненные по ансамблям: M_1 - для поступательных; M_2 - для крутильных; M_3 - для изгибных в плане колебаний.

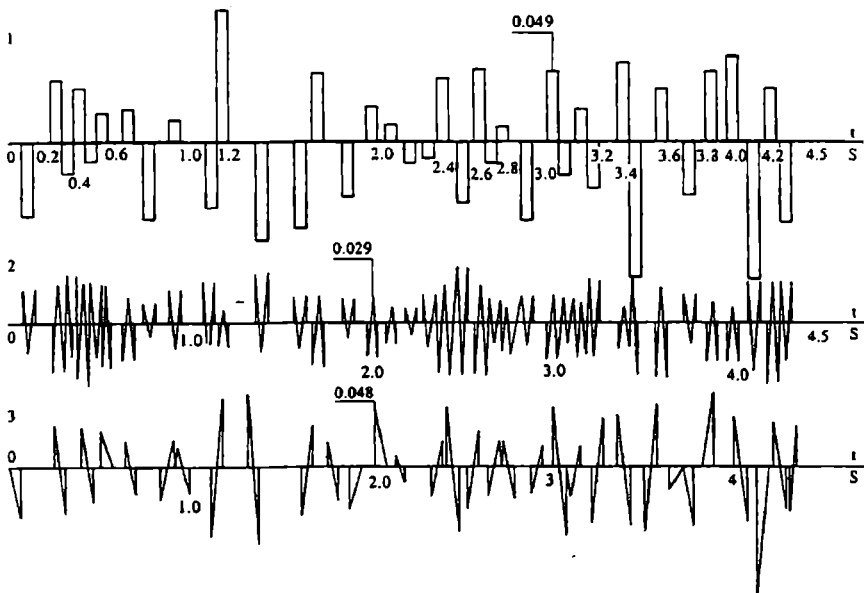


Рис. 1. Разложение ускорений колебаний грунта при землетрясении на составляющие при $L/c=0.06$ для учета форм колебаний: (1)- поступательных; (2)- изгибных; (3)- крутильных

Схема действия бегущей сейсмической волны на причалы эстакадного типа приведены на рис. 3. Эффект воздействия зависит от времени пробега сейсмической волны под фундаментом сооружения

$$\Delta t = L \tilde{n}_j^{-1} = L \lambda_j^{-1} T_s^j,$$

где c_j - скорость распространения сейсмической волны в верхних слоях грунта;

T_s^j - преобладающий период расчетной группы сейсмических волн.

Время Δt равно длине сооружения L , деленной на скорость c_j сейсмической волны (для разных типов грунтов она различна). Если имеется соответствующая сейсмологическая информация, то Δt может быть определено как отношение длины сооружения L к длине сейсмической волны λ_j , умноженное на ее преобладающий период T_s^j . При отсутствии таковой расчетные параметры полей колебаний грунта могут определяться на основе численных исследований как величины, соответствующие наибольшим внутренним усилиям в конструкциях зданий.

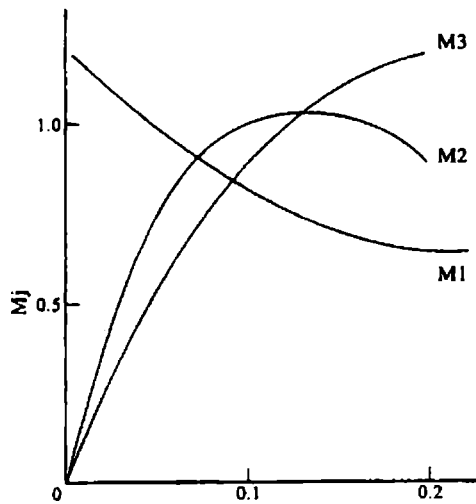


Рис. 2. Спектральные коэффициенты по длинам сейсмических волн: M1-для поступательных; M2-для крутильных; M3- для изгибных в плане колебаний сооружения

В более общем случае (конструкции нерегулярного типа) закономерности поля колебаний грунта определяются функцией $f(x)$

$$f(x) = M_1(\Delta t) + M_2(\Delta t)\left(1 - \frac{2x}{L}\right) + M_3(\Delta t) \cos 2\pi\left(\frac{x}{L} - \frac{1}{2}\right), \quad (2)$$

где M_1, M_2, M_3 - спектры по длинам волн (рис. 2).

Парадоксы, о которых говорилось выше, при определении сейсмических нагрузок с использованием трехмерной модели будут устранены, если учитывать неравномерность поля колебания грунта.

Для дискретной модели составляющие горизонтальных сейсмических сил в направлении оси x (вдоль причала) и оси y (поперек причала) в узле kd

$$S_{ex} = K_c \beta(T_e) \eta_{ex}(kd) M_{kd}; \quad (3)$$

$$S_{ey} = K_c \beta(T_e) \eta_{ey}(kd) M_{kd}, \quad (4)$$

где $\eta_{ex}(kd) = U_e(kd) \eta_e$; $\eta_{ey}(kd) = V_e(kd) \eta_e$,

$$\eta_e = \frac{\sum_{t=1}^N \sum_{p=1}^m f(p) [U_e(tp) \sin \alpha + V_e(tp) \cos \alpha]}{\sum_{t=1}^N \sum_{p=1}^m M_{tp} [U_e^2(tp) + V_e^2(tp)]}$$

e - номер тона собственных колебаний причала;

M_{kd} - масса, сосредоточенная в узле kd ;

N - число узлов в одном плоском сечении uoz (в поперечном направлении);

m - число сечений;

α - угол между направлением сейсмического воздействия и осью u (поперечное направление);

$U_e^{(kd)}$, $V_e^{(kd)}$ - две компоненты перемещений при собственных горизонтальных колебаниях.

Вертикальные сейсмические силы определяются аналогично, но с учетом одной компоненты $W_e^{(kd)}$ перемещений собственных вертикальных колебаний и угла β между направлением сейсмического воздействия и осью z .

Учет пространственных эффектов показан на примере расчета секции эстакады размером $50 \cdot 19,5$ м на призматических сваях сечением $0,4 \cdot 0,4$ м со сборным верхним строением. Выполнено сравнение результатов расчета по созданной методике с результатами расчетов по МКЭ.

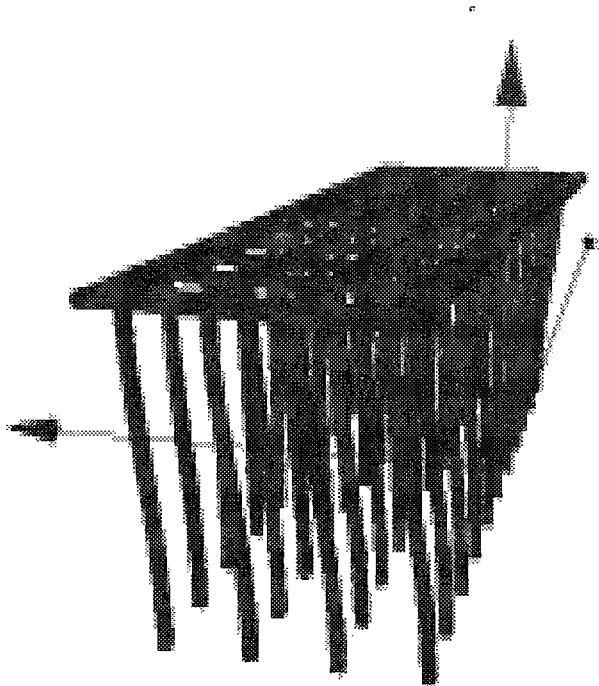


Рис. 3. Схема действия бегущей сейсмической волны на причал эстакадного типа

Анализ пространственной работы свайного пирса показал, что при наличии эксцентриситета между центром масс и центром жесткости существен-

но перераспределяется сейсмическая нагрузка между свайными рядами. Сейсмическая нагрузка, воспринимаемая крайней сваей, увеличивается примерно в 1,3-1,5 раза по сравнению с расчетом по плоской схеме. При расчете секции по пространственной схеме с учетом конечной скорости распространения сейсмической волны крутильные эффекты возникают даже в абсолютно симметричных конструкциях. Показано, что плоская расчетная схема дает завышенные результаты по прочности и не может использоваться при расчете морских свайных сооружений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Езупов В.К., Командрина Т.А. Расчет зданий на сейсмические воздействия. - Киев.:Будивельник, 1969. - 208 с.
2. Yegupov K.V. Seismic loads and soil conditions// VI symposium on Earthquake Engineering, University of Roorkee, Oct.5-7. 1978. Vol.1. P. 301-304.
3. Езупов В.К., Езупов К.В., Лукаш Э.П. Практические методы расчета зданий на сейсмостойкость. - Киев.:Будивельник, 1982. - 232 с.
4. Yegupov V.K., Yegupov K.V., Starodub V.I. Taking into account three-dimensional deformations of buildings in normsetting calculations// Ninth European conference on earthquake engineering. Moscow, 1990. Vol. 7-a. P. 44-51.
5. Yegupov K.V.&Kostrjitskiy A.V. Building configuration and seismic design// Proceedings of the Eleventh European Conference on Earthquake Engineering. Abstract Volume. Paris, 1998. - P. 662.
6. Мадин С.М. Оценка сейсмостойкости морских свайных сооружений // Международная научно-техническая конференция "Строительство в сейсмических районах Украины" - Крым, г. Алушта. - 18-21мая 1999г. - С.163.

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ТРАНСПОРТА

УДК 656.614.3.076.32

THE ORGANIZATION OF CONSECUTIVE VOYAGES OPERATION BY THE UKRAINIAN SHIPOWNERS

A. Lapkin

Розглянуті особливості організації роботи флоту в різноманітних формах судноплавства. Досліджені й обгрунтовані відмітні ознаки роботи флоту послідовними рейсами – транспортні характеристики вантажів, техніко-експлуатаційні характеристики суден, особливості портового господарства. Обгрунтовані можливості використання роботи флоту послідовними рейсами для перевезень експортно-імпортних вантажів українськими судовласниками в сучасних умовах.

In the conditions of the negative tendencies of the development of main types of transport of Ukraine, including the marine one, the priority is given to the economic changes in the transportation branch and to the increasing of its effectiveness. This requires the elaboration of a law basis that corresponds to the present economic conditions and also the improved structures of management of transportation system [1]. Such measures are to be orientated to the providing the vital needs of economy of the country and its population with the transport to defend the interests of Ukrainian carriers and cargo owners.

In the world and national practice there is a classification of transportation and of the work of fleet based on the organization forms of shipping, that reflects the usage of vessels during the process of transportation.

The main factor that defines the possible form of the organization of shipping is the nature of the operating cargo flows. The mass and stable in time cargo flows create the favorable conditions for the corresponding specialization of technical and technological links of the process of transportation (vessels, handling facilities), and that in turn makes it possible to fix the certain vessels to the specific transportation directions.

The classification of the organizing forms of the shipping that has been used in the specialized literature during last decades implies both regular and irregular forms of vessel traffic [2-5]. The regular forms of fleet movement are liner service and consecutive voyages, and the irregular form is the tramp service. The main features

of the regular forms of vessels movement are appointed and permanent transportation directions, fixing of the tonnage and its work in accordance with the stable scheme of movement specified in advance, the maintenance of the definite order of movement with the specified degree of accuracy.

Though no questions arise while defining the work of vessels in tramp and liner services, the situation with consecutive voyages is different. The accepted classification does not give the clear single-meaning definition of the work of fleet in consecutive voyages, interpreting it either as part of liner or tramp services, or as noting that it is not a part of any of the mentioned forms. At the same time though having the difference of opinions both view points have the common conclusion, that it is the form of the regular shipping based on the great number of the different general cargo without declared schedule.

Let us examine the consecutive voyages regulation accepted in the world practice. It is mentioned in [6] that organizations that need to transport the large volumes of their own cargoes have to operate their vessels in this very unique form of shipping.

Basing on the above features we can define that consecutive voyages is a form of organization of transportation when one or several vessels work on transportation of general cargoes between permanent ports within the specified time period [7].

Such organization form allows gaining the high specialization of the whole transportation process from the specialization of handling facilities in ports of loading and discharging and till the creation of highly specialized fleet for such transportation. The features of such organization form create the conditions for providing the rhythmic transportation and equal capacity of ports.

The transportation by consecutive voyages is being organized in accordance with long term Contracts or intergovernmental agreements, basing on which the cargo flows are made by cargo of the mutual necessity of the parties. These cargo flows are based on the general cargoes, such as equipment, metals, constructions, raw coffee, raw tea, rubber, paper, etc.

As is obvious, the cost of such cargoes can be different. This can be said also about parcels: in some cases a consignment can be substantial, though sometimes there can be small consignments. The dependence of cargo flow on consignors of goods also varies. It is impossible to define in single-meaning the amount of expenses for packing, its appearance and cost. The expenses for the safety of the cargoes can be substantial, but considering the common demands, they are lower than for liner services. The cargo flow is variable, and is defined by the requirements of parties.

The peculiarities of consecutive voyages operation make their own demands to the types of trading vessels used for transportation. The most general classification divides the vessels in three main groups: liner, tramp and specialized vessels.

In a number of cases when the trading vessels have no work, they can be moved to work in another form of shipping. For example, the tramp vessel can be berthed at the liner berth to be loaded with the liner cargo, and on the contrary, the

liner vessel can be completely or partially used to transport tramp cargoes. For substantial transportation of cargoes of mutual trade that are provided by consecutive voyages operation tramp vessels are often being used after the previous work in this region.

Among the vessels used to for consecutive voyages the multipurpose vessels are the first to be named. The necessity in multipurpose vessels arises either when the simultaneous transportation of various vessels is needed, for example: bulk and heavy cargo, or when the situation in trading is not stable, and such vessels allow more flexible operating. The availability of such vessels allows not only to widen the assortment of cargoes carried on the specific voyage, but also to change the form of shipping while operating, moving it from one form of shipping into another. Though the building of such vessels costs more to shipowners, it allows to minimize the total tonnage for operating the whole cargo flow during consecutive voyages operation, and also to provide the transportation of the whole volume of tramp and liner cargoes.

The simultaneous specialization of ports in different trends of sea shipping and in cargo suppliers provides the minimum of shipping cost on the way of cargo movement from the place of its manufacturing (suppliers) to the place of its consumption (customers). The obtained results of the specialization of ports are being corrected by the terms of purchase of goods, technical means of ports and organization forms of shipping.

The transportation of cargoes is being done on the Contract basis. The Charter Party specifies the movement of cargo by the carrier (the freighter) in accordance with the agreement with cargo owner (the charterer). At that the parties undertake the following main obligations:

- The carrier undertakes to accept from the freighter (consignor of goods) the cargo on board of the vessel, to deliver it safely to the destination agreed by parties and to hand it to the freighter or to any other party nominated by freighter (consignee) for the agreed payment (freight);
- The freighter undertakes to deliver the specified cargo on board in time in the place of shipment, and also to accept this cargo from vessel in the destination and to pay the agreed sum (freight) for transportation.

The work of fleet in different forms of shipment generated the different types of Charter Parties.

The simplest type of Charter Party is Bill of Lading (B/L) used in the liner services. While shipping the cargo on liner vessels with the preliminary agreed schedule the cargo is being delivered against the applications of consignors of goods accepted by the shipowners or their agents. In such cases the Bill of Lading is being issued after the cargo is delivered to stocks of the shipowners or their agents, and a remark is being done on the Bill of Lading (shipped on board), or the Bill of Lading is being issued after loading on board.

Tramp vessels are being chartered for a voyage on a Charter Party basis or for

a period of time on a Time-Charter Party basis. The charter of vessels for one voyage from one or several ports of loading to one or several ports of discharging is being laid out in Charter Party for each voyage. In case of chartering a vessel for a time period, the Time-Charter Party is being issued. In this type of charter the shipowner puts a vessel in the disposal of the charterer not for one or several specified voyages but for a time agreed. Recently the tendency appeared to issue long term Time-Charter Parties for a period from 5 to 10 years.

As it is mentioned in clause 128 of The Merchant Shipping Code of Ukraine “the Carrier and Cargo Owner, in case there is a necessity of arranging regular carriage of cargoes, may draw up long-term contracts on arrangement of carriage by sea”. To transport a large amount of general cargo a general agreement is being signed, according to which the shipper (charterer) undertakes to deliver, and the carrier undertakes to accept an agreed amount of cargo within the specified period of time to transport between specified ports. The necessity to transport the large amount of cargo usually arises as a result of long-term Contracts or intergovernmental trade agreements. In former USSR this form was widely spread in the form of the direct agreements between foreign trade associations and shipping companies and became a basis for organization of work of vessels in consecutive voyages. As a rule, the agreements are being made for a year. Usually the name of the vessel is not mentioned there, and the shipowner has a right to make voyages on any vessel belonging to him or any other shipowner if such vessel meets the requirements of such transportation in construction and technical condition.

In any form of shipping in accordance with clause 137 of The Merchant Shipping Code of Ukraine “the Carrier, the Master or the Agent of Carrier shall hand in to the Shipper the Bill of Lading, which shall be a proof of the receipt by the Carrier of the cargo indicated in B/L”. It is also an evidence of the drawing of the Contract. The content of the B/L defines the law relations between the Carrier and the consignee. The terms of the contract not included in the B/L shall be obligatory for the Consignee only if there is a note in the B/L referring to a document wherein they are included, as stipulated by clause 135 of The Merchant Shipping Code of Ukraine.

Irrespective of the specific terms of the mentioned documents, all of them or their Addenda usually have a number of general clauses, given below:

- The name of the parties;
- Indication and description of cargo;
- Sort of cargo and its quantity;
- Ports of loading and discharging;
- Geographic rotation of ports (schedule);
- Time of call of the vessel to ports;
- Conditions of loading and discharging;
- Payment for idle time, bonus for prescheduled loading / discharging of the vessel;

- Agent and his duties;
- Freight payment and freight or broker commission.

Let us consider in more details some peculiarities of the Charter Parties issued for loading / discharging of vessels in different types of shipping that were not illustrated above.

The basis of liner services of the fleet is the availability of the schedule where arrivals and departures of the vessel to (from) ports of the line are shown. As a rule in the consecutive voyages operation the order of the departures is made on the main port basis, and the ports of discharging are defined basing on the destination of cargoes to load, and the time of arrival to these ports is not fixed.

In tramp services, if the vessel is going to be loaded or discharged in several ports, it is mentioned in the Charter Party that these ports are to be in such consequence to be on route of the vessel. Often a provision is made in the Charter Party for a charterer to have an option to send the vessel to another port or ports at his discretion. At that, if the port of loading or discharging is not specified in the Charter Party, the deadline should be determined for submitting such notice to the shipowner.

In tramp services the arrival of the vessel to the port of loading is limited by the earliest (laydays) and the latest date (canceling).

Usually the interval between the laydays and canceling makes 10 - 11 days.

Taking into consideration that in the liner services form of shipping the vessels go to the same ports, where the crew is familiar with the conditions of cargo operations and the cost of the stevedore works, it is clear that the terms of loading / discharging are liner, as a rule. That means that the payment for stevedore works is done by the shipowner, there is no fixed norm and accordingly no penalty for idle time nor bonus for prescheduled loading / discharging. This is caused also by the fact that in liner services mostly small parcels of cargo are being transported, and the number of the shippers (consignees) is substantial, that makes it impossible to calculate lay time. Thus it is possible to say that in liner services the shipowner provides the shipper (consignee) with the maximum of the services that are compensated by the higher freight rates.

In tramp services when at the discretion of the charterer the vessels can be sent to any port, where the shipowner often is not familiar with the terms of loading / discharging, it is clear that the latter tries to secure himself from any unexpectedness relating cargo operations. That's why the shipowner tries to avoid payment for stevedore works, and the norms of loading (discharging) are mentioned in the Charter Party either as an hourly or daily rate, or as stipulated number of days or hours offered for loading and discharging.

The rate can apply to the vessel as a whole independently of the number of hatches or to each working hatch. In the Charter Party not only the rate of the cargo works is shown but also the rules of applying of rate or the way of calculation of the laytime.

The charterer is to pay to the shipowner for the idle time more than laytime to reimburse the expenses borne by the shipowner for maintenance of the vessel during the berthing. Sometimes such payment is less than the actual expenses of the shipowner.

In case if the vessel is handled earlier than shown by the Charter Party, the Charter Party stipulates payment to the charterer of the agreed amount for the early loading (discharging) usually equal to the half of the demurrage.

In the consecutive voyages operation the stevedore works can be either paid by the shipper (consignee) or to be included in the vessel expenses. But in case of large amount of different shipments the rate of loading (discharging) usually is not stipulated, and accordingly there is no payment for idle time and dispatch.

Sometimes the shipowner makes the separate agreement for loading / discharging directly with the port authorities with indication of cargo rates and dispatch (demurrage) calculation.

As a rule in all forms of shipping for operation of vessel in ports of loading and discharging the agent is being nominated by the carrier. The scope of their obligations is usually stipulated by the agency agreement and depends on the following: type of shipping, sort of cargo, freight terms, vessel type, etc.

But the number of duties carried out by the agent has a general character for all types of shipping and all types of vessels. This includes the registration of arrival and departure of vessel, the organization of pilot and tug services, crew services, transportation and forwarding duties, vessel supply, cargo operations control, payment for all kinds of services offered by the third parties to the shipowner, control over the remittance in time to the shipowner of the freight.

Also the common duties of the agent can include the issuance of the sea protests and the declaration of general average. And if a vessel decides to make a sea protest, the agent is to render all necessary assistance: to register the sea protest with a notary or in any other official institution depending on the local rules and demands.

Together with such general duties the agent can produce a number of specific ones that are typical only for separate types of cargo, types of vessels and types of shipping.

In tramp services in separate cases the charterer lays down a condition for a vessel to use the agent nominated by him. It is necessary to admit that such demand has no business basis as the agent services for the vessel is not a duty of the shipper or consignee of cargo and is caused only by the aspiration to make a profit.

As the practice shows, if the vessel interests are not secured enough if the agent is nominated by the charterer, that's why sometimes it is necessary to nominate the second, protecting agent.

While drawing out the Charter Party the shipowner pays the freight commission to the freight broker for his services in cargo search.

The most important role is the one of the agents that provide services for the

vessels in the liner services, when the agents not only perform the duties of servicing the vessel in port (granting of “free pratique”, arranging for stevedore works, survey and ship-chandler services), but also a duty of booking of cargoes. For these additional services the agent receives a commission for booking of cargoes from the shipowner.

In consecutive voyages operation the duties of the agent are not so influential as in liner services, as cargoes are already specified by the general agreement. The agent can deal with the booking of cargoes but not in such wide range as a liner agent. If the vessel is not loaded up to full capacity, he should book additional cargoes for the most rational loading. At that the main criterion of efficiency of work of the agent is his ability to provide the loading of vessel with high freight rate cargoes. For that the agent is to hold a firm position in the world market and to realize the marketing measures – they are not only the agent work in booking the cargoes, but also advertising, study of the potential cargo flows and the specific cargo customers.

The agent asks for the confirmation of the principal for the given booking. It relates to the cargoes that are doubted to be compatible with other cargoes, to the heavyweight and long-length cargoes, dangerous cargoes, and also in case of delivery to outport.

The agent accepts the booked cargoes for loading checking the quantity, packing condition, marking, transport documents. The agent can deal with the booking cargoes for the return voyage by special instructions of shipowner.

The duties of the agent relating to the organization of the stevedore works can differ depending on the terms of freight. Thus, on terms of FIOS (Free in and out and stowed), FIOT (Free in and out, stowed and trimmed), the shipowner is free from the expenses for cargo operations. Accordingly the agent deals only with the coordination of stevedore works and exercises the constant control over the cargo works in case of damaging of cargo, vessel, etc. by the stevedore. He renders assistance to the ships administration in preparation and timely handing (before vessel’s departure) of the demand in writing to the stevedore about the compensation of losses borne by the shipowner. If the freight is on “liner”, “gross” terms, the shipowner pays for the cargo operations and thus the agent’s duty is their organization. If using the specialized or combined vessels that have a high daily maintenance cost, their efficiency depends first of all on the maximum reduction of time of their being in port. The agent is to provide all services for the vessel and cargo in a short time: to organize the control over the cargo operations including tally services, to issue cargo documents, to make applications for all types of supply and to control its delivery. It demands the high professional training, accuracy and good organization of work.

The consecutive voyages operation provides the regular transportation of goods to the fixed destination, proceeding from the customers’ demands on the basis of the long-term intergovernmental or commercial agreements.

According to this definition the consecutive voyages operation is the form of shipping the main object of which is the maximum providing of the carrying of cargoes proceeding from the customers' demands. The object of the company-shipowner is receiving the maximum profit owing to the optimization of carrying of cargo quantity. This indicates that the most important place in consecutive voyages operation takes the study of cargo flows.

The volume, the structure and the direction of cargo flow is specified by the following factors:

- The level of industrial and agriculture production in the country,
- Allocation of the productive forces in separate economical regions of the country, the economical relations within the region and between regions,
- Development of separate types of transport and their allocation on the territory of the country.

The cargo basis for the consecutive voyages operation is the various cargoes that are specified by the intergovernmental or commercial agreements. The study of the cargo flows is being carried out in two directions.

First of all, the quality characteristics of cargo flows are studied. That includes the definition of the cargo flow extension, analysis of the tendencies of its development and the seasonal factors, and also the determination of the distribution of cargo flows through the ports.

The existing methods of analysis of the cargo basis for the consecutive voyages operation provided the following stages. First of all, the plan applications of the Ministry of Foreign Trade were being considered, the existing commercial agreements, long-term contracts, and also the scientific works of the main institutes dedicated to the prognostication of perspectives of cargo flows.

On the following stage the return on the foreign trade and cargo carriage of Ministry of Foreign Trade on the concerned destination was analyzed. According to the results of summarization of the statistics the dynamic rows were built to discover the following tendencies:

- Change in structure of the main groups of goods to foreign trade (for export and import separately);
- Changes of the geographic distribution of carriages to countries and ports of the given region;
- Correlation of the volumes of exports and imports for the region as a whole and for each country separately.

The results were tabulated and diagrams were made. As a whole the analysis of the return cargo carriages by the Ministry of the Foreign Trade for the last period allowed to precise and to work out in details the information on the cargo flows shown in the plan applications. On this basis the medium-dated prognosis of the development of the cargo basis of the consecutive voyages operation was elaborated, and the problems were defined to book the cargoes of foreign charterers to raise the loading of the vessels on the less loaded direction.

In order to define the geographic distribution of the carriages the summary matrix was made where the quantity of loaded cargo to each port of destination was shown for each port. As a result the total amount of cargo for each port of loading and discharging for a destination as a whole was defined. The analysis of the results allowed to specify ports through which the main part of the cargo flow passed; the largest cargo flow for each port and the correlation for each port in direct and return destination.

Secondly, the study of the characteristics of each goods from the viewpoint of the carriage demands and freight rate is being held.

From the general cargo flow in each carriage direction the most typical cargoes are picked out, the ones that possess no less than 65 % of the total volume of carriages, and the cargoes that demand the special room and equipment: dangerous, perishable, liquid, heavyweight, wheeled technique, etc. The distribution of these cargoes to ports is analyzed. The results are used to define the demands to the technical-operating characteristics of vessels fixed to work in consecutive voyages, to choose the most important problems of the technology of carriages and the organization on cargo operations of vessels in ports.

Analyzing the seasonal carriages the quarter and month volumes are being studied. If analysis shows the substantial seasonal oscillations of cargo flow, then the respective changes of the carriages organization are to be provided on this direction, such as fleet structure, movement schemes, frequency of vessels departures, etc.

The analysis of the conditions of the consecutive voyages operation in Ukraine allows to conclude that there is a stable cargo basis for such carriages as for the Ukrainian ports the working up of general cargoes has been being the top-priority one. The foundation of the cargo flow of general cargo in Ukraine make metals, such bulk cargoes as chemicals, fertilizers, ore, coal, building materials, grain, and also equipment, constructions, raw coffee, tea, rubber, jute, etc. For such cargo flows the cheap cost of cargo and its packing, the variable character of the cargo flow (seasonal or long term Contract) are typical. Those very characteristics of the cargo flows define the consecutive voyages operation.

The Ukrainian shipowners have the necessary multi-purpose fleet that is most suitable for such carriages. But the tendency of the booking of cargo flow of Ukrainian export and import cargoes by the vessels of foreign shipowners remains stable. Thus in the first half year of 1998 in the ports of Ukraine 8,6 thousand of vessels were handled, including 4,8 thousand of foreign vessels, that is 55,8% of the total amount. In some ports the number of vessels under the foreign flag exceed 50% of the total amount of vessels calling these ports. Thus, for example, 25 of 47 vessels called the departmental port of "Azovstal" from April till September 1997 were the foreign vessels, the amount of disbursement accounts for such vessels exceeds the amount of the similar accounts for the Ukrainian shipowners for 100-350 USD only. The vessels of the foreign companies carry Ukrainian export-import

cargoes, and at the same time the national tonnage is being forced out from its own cargo basis.

Such situation is caused by the considerable age of the national fleet, the absence of the state support of the building and renewal of the national fleet, and also the lack of the programs aimed to create the favorable terms for national shipowners while carrying export-import cargoes.

The analysis of the present conditions and also the distinctive features and peculiarities of different types of shipping allows to conclude that the consecutive voyages operation has a reasonable foundation for effective applying in conditions of the contemporary cargo flows of Ukraine. And the practical usage of the mentioned above statements of the consecutive voyages operation is the way to guarantee employment for the vessels of national shipowners.

BIBLIOGRAPHY

1. *Концепція реформування транспортного сектора України/ Ю.М.Цветов, Л.М.Соколов, Ю.М.Федюшин та ін. – К.: ІКТП-Центр, 1999. – 67 с.*
2. *Бакаев В.Г. Эксплуатация морского флота - М.: Транспорт, 1965. - 559 с.*
3. *Организация и планирование работы морского флота. / Под ред. А.А.Союзова. - М.: Транспорт, 1979. - 416 с.*
4. *Белозеров Г.И., Гаськов Л.М. Экономика, организация и планирование работы морского транспорта. - М.: Транспорт, 1984. - 333 с.*
5. *Панарин П.Я. Организация работы линейного флота. - М.:Транспорт,1980. -192 с.*
6. *Economics Of Shipping Practice And Management. Alan Branch. - London, New York: Chapman and Hall, 1995. -360 p.*
7. *Лапкин А.И., Лапкина И.А. Работа флота последовательными рейсами. - Одесса: ОГМУ, 1995. - 161 с.*

СИСТЕМА ПОДДЕРЖКИ РЕШЕНИЙ ПО УПРАВЛЕНИЮ ПЕРЕВОЗКАМИ И РАБОТОЙ ФЛОТА

А.Г. Шибаев

Изменения экономической среды, в которой осуществляет работу морской транспорт Украины, вызывают необходимость пересмотра концепций формирования его системы управления.

Одним из перспективных направлений следует признать разработку диалоговых систем поддержки решений по управлению перевозками и работой флота, которые снабжены пакетом (библиотекой) вновь разработанных, либо известных моделей и методов, подобранных по критерию близости к предметным задачам, для решения которых предназначена система [1;2].

Разработка и внедрение подобного рода систем управления существенно повысит экономическую эффективность производственных связей субъекта и объектов транспортного процесса, улучшит конечные результаты деятельности пароходств. Для решения данной проблемы сформулирован и исследован соответствующий комплекс задач.

В результате решения первой задачи, которая посвящена анализу перевозочного процесса и системы управления работой флота:

- выявлены особенности морского транспорта как объекта управления;
- выполнена декомпозиция системы перевозки грузов флотом морского пароходства;
- проведен синтез отдельных задач в систему управления транспортным процессом;
- дана характеристика существующих подходов к созданию автоматизированных систем как одному из ведущих направлений совершенствования управления на морском транспорте.

Установлено, что перевозочный процесс представляет собой экономическую систему, которая входит составной частью в более общую - морской транспорт. Подсистемами, оказывающими основное влияние на функционирование перевозочного процесса на море являются грузы и флот («ГРУЗ», «СУДА»). Дальнейшая декомпозиция системы позволила получить полный перечень задач и связей между ними для обеспечения повышения эффективности транспортного процесса.

Анализ автоматизированных систем управления морским транспортом

показал, что им присущи значительные недостатки. Прежде всего это нарушение целостности системы.

Анализ литературы и исследований по вопросам моделирования транспортного процесса показал, что существующие модели, как правило, статичны, в совокупности не обеспечивают комплексное решение проблемы и реализуют действующую на момент их создания централизованную систему управления перевозками и работой флота.

В результате решения второй задачи, которая направлена на разработку основных положений системы управления транспортным процессом:

- сформулированы и обоснованы предпосылки построения модели системы управления;
- разработана концептуальная модель автоматизированной системы управления;
- сформулированы методологические основы моделирования процессов в системе.

Концепция системности предполагает изучение проблемы проектирования АСУ основной (эксплуатационной) деятельностью парохозяйства (ОЭДП) как системы. Установлено, что она является большой и сложной. Первое определяется тем, что имеется значительное количество элементов и связей, второе - неоднородностью этих элементов и связей, многообразием их свойств и признаков выделения. Поэтому описание модели системы дано в двух непосредственно несводимых к одному аспектах: морфологическом и функциональном.

Сложность системы управления перевозочным процессом определяет целесообразность ее рассмотрения с учетом иерархии, то есть в виде совокупности парных уровней с соответствующими им объектами управления и степенью агрегирования входных и выходных данных. Следовательно, возникает необходимость формирования задач в подсистемах таким образом, чтобы обеспечить оптимальное решение для системы в целом.

Моделирование взаимодействия субъекта управления с функционированием отдельных подсистем нижнего уровня (объекта управления) основано на реализации «жесткого» (прямого) и «нежесткого» способов.

В результате решения третьей задачи, которая посвящена проблеме распределения грузопотоков на бассейне и моделирования движения тоннажа:

- установлены достоинства, недостатки и основные направления исследований проблемы формирования транспортной сети и планирования перевозок;
- сформулированы особенности, значение и методические положения прогнозирования структуры грузопотоков;
- разработана модель распределения грузопотоков на бассейне на базе неантагонистической конфликтной ситуации в рамках кооперативной игры;
- предложены оптимизационная и имитационная модели формирования

схем движения, вариантов работы и маршрутов судов в каботаже и заграничном плавании.

Рассмотренный подход к прогнозированию объемов перевозок базируется на методе экспоненциального сглаживания динамических рядов. Он позволяет давать упреждающие сведения об изменениях в структуре грузопотоков, что в свою очередь дает возможность:

- вести рациональную тарифную и фрахтовую политику в регионе деятельности судоходного предприятия;
- установить соотношение провозной способности флота и объема транспортной работы;
- выполнить распределение грузопотоков между портами и определить перспективные схемы движения тоннажа.

Известно, что генеральные грузы могут перерабатываться в большинстве портов бассейна. Экономическая самостоятельность портов позволяет им проводить погрузочно-разгрузочные работы на договорных условиях. Такого рода отношения грузовладельцев и портов формализованы моделью кооперативной игры. Определены значения характеристической функции и множество платежей. В результате решения задачи установлены расходы грузовладельцев и уровень ставок за переработку грузов в портах бассейна.

Моделирование движения судов производится на базе разработанной имитационной модели. К ее основным достоинствам относится то, что формируется совокупность допустимых вариантов работы судна в предстоящем периоде времени. Нет фиксированного закрепления за подпериодами грузопотоков и схем движения. Это позволяет учесть сроки поступления и вывоза грузов. Наряду с этим, система логических проверок позволяет выделить из всего множества вариантов работы те, которые отвечают требованиям их практической реализации, что значительно снижает размерность задачи оптимизации работы флота.

Для крупнотоннажного флота, выполняющего рейсы в различных регионах мирового океана, задаются лишь отдельные направления с указанием рода груза, либо признака, что здесь должен выполняться балластный переход. Построение маршрутов судов с учетом их позиции производится в результате решения задачи расстановки флота. При этом рассматриваются все теоретически возможные варианты маршрутов судов и устанавливается оптимальный.

В результате решения четвертой задачи разработан и исследован комплекс моделей и методов формирования загрузки судов парокходства.

Установлено, что при широкой номенклатуре грузов возникает необходимость промежуточного агрегирования информации о грузопотоках для снижения общей размерности задачи оптимизации работы флота. Загрузка судов формируется в следующей последовательности:

- агрегирование информации о грузопотоках и определение на ее основе допустимых вариантов загрузки тоннажа;
- оптимизация решений по закреплению судов за маршрутами и уточнение их загрузки с учетом сроков, очередности подхода в порты и времени готовности грузов к отправке;
- дезагрегирование информации о загрузке судов.

Для определения вариантов загрузки судов на основе агрегированной информации о грузопотоках предложена имитационная модель. Дезагрегирование информации о загрузке выполняется в границах отдельной схемы движения, либо по группе судов с учетом оптимального закрепления их за маршрутами.

К основным достоинствам предложенных моделей относится то, что они комплексно решают проблему загрузки судов. При этом в отличие от известных подходов:

- обеспечивается экономически оправданный заход судна в порты, схемы движения, что соответствует современным взаимоотношениям судоходных предприятий с портами;
- загрузка производится непосредственно по схеме движения;
- учитываются пункты возможной бункеровки судов;
- исключается попадание в загрузку судна количества груза, не кратного массе грузового места;
- учитываются неоднородность и неопределенность информации о структуре грузопотоков.

В результате решения пятой задачи разработан и исследован комплекс моделей и методов оптимизации перевозок и работы флота при различных уровнях достоверности исходной информации. При этом получены следующие основные результаты:

- теоретико-игровая постановка задачи управления работой флота;
- теоретические основы моделирования процесса работы флота;
- экономико-математические модели, методы и алгоритмы решения задач оптимизации перевозок и работы флота судоходного предприятия при различных уровнях достоверности исходной информации.

Подход к разработке модели оптимизации графика работы судов при наличии информации, имеющей высокий уровень достоверности, основан на декомпозиции технологического процесса перевозки грузов флотом на ряд подпроцессов по каждому конкретному судну. При этом каждое судно рассматривается как самостоятельный экономический объект с присущими ему интересами. Это позволило рассматривать задачу формирования графика работы флота в рамках неантагонистической бескоалиционной игры нескольких лиц с полной информацией. Такой подход к решению задачи формирования графика работы флота дает возможность применить для оптимизации многошагового процесса дискретный принцип максимума. В ходе

решения задачи осуществляется поочередное улучшение параметра управления каждым подпроцессом работы судна. При этом выполняется имитация реализации графика и определяется взаимное влияние работы судов, которое уточняется по принципу обратной связи после прохождения каждой очередной оптимизации. В результате устанавливается оптимальный график работы судов, который учитывает наилучшую загрузку флота и наименьшие его простои в ожидании освобождения причалов в портах. В работе дано теоретическое обоснование предложенного алгоритма и его сходимости.

Оптимизация работы судов на основе информации, имеющей «месячный» уровень достоверности осуществляется с использованием предложенных математических моделей линейного целочисленного и динамического программирования. Решение задачи выполняется разработанным эвристическим методом. Проведенные экспериментальные расчеты по предложенной модели и методу показывают, что решение отличается от результатов расчета на основе строгих методов оптимизации в среднем на 10% при затратах времени в несколько десятков раз меньших. Основными достоинствами предложенных математической модели и алгоритма формирования графика работы морского флота при «месячном» уровне достоверности оперативной информации о структуре и объемах перевозок являются:

а) экономико-математические модели: отражают типичную для настоящего времени производственную ситуацию, когда объем транспортной работы не превышает провозной способности флота судоходной компании; учитывают сформировавшиеся новые взаимоотношения судовладельческих предприятий с портами; формализуют динамику развития перевозочных процессов;

б) алгоритмы решения задачи обеспечивают: целенаправленный поиск наилучшего варианта закрепления судов за маршрутами; оперативность при подготовке и принятии решений о предстоящей работе флота; экономию вычислительных ресурсов, связанных с проведением расчетов; объединяют достоинства эвристического подхода и метода динамического программирования, и нивелируют их недостатки.

Оптимизация работы флота с использованием информации, имеющей «квартальный» и «годовой» уровни достоверности, производится на основе математических моделей расстановки типов морских судов по направлениям.

К основным достоинствам предложенного подхода относится то, что:

- в целом, он имеет комплексный характер. Учитываются условия перевозок и работы судов различных видов плавания (каботажные, заграничные). Также нашли отражения трамповая и линейная формы использования судов при выполнении перевозок;

- в зависимости от грузоподъемности судов (малотоннажный и крупнотоннажный флот) и региона деятельности судоходного предприятия исполь-

зуются различные по содержанию математические модели;

- предварительная оценка потенциальной провозной способности флота позволяет эффективно решить вопрос о выборе критерия оптимальности при расстановке флота в каждом конкретном случае;

- учитывается неоднородность исходной информации о структуре грузопотоков;

- ввод в модели переменных коэффициентов, определяющих возможность использования отдельных типов судов на тех или иных маршрутах (направлениях), обеспечивает соответствие технико-эксплуатационных характеристик судов условиям их предстоящей работы, а также опыт эксплуатации флота;

- для малотоннажного флота маршруты формируются предварительно. Это значительно сокращает объем работ по подготовке исходной информации и, как следствие, время проведения расчета. Варьирование же значениями переменных коэффициентов модели позволяет в целом значительно сузить границы поиска оптимального решения задачи;

- учитывается возможность пополнения флота судоходного предприятия в случае, если его потенциальная провозная способность не превышает объем транспортной работы;

- для крупнотоннажного флота построение замкнутых маршрутов судов производится в ходе решения задачи. При этом, рассматриваются все теоретически возможные варианты маршрутов судов и устанавливается из них наилучший.

В случае, когда требуется установить показатели работы флота парокходства на основе информации «квартального» и «годового» уровней достоверности, применяется стохастическая модель, в которой варианты структуры грузопотоков формируются на базе соответствующей морфологической матрицы. Ее элементы устанавливаются, исходя из предполагаемых значений грузопотоков и отклонений, полученных в результате статистической обработки информации. На основе детерминированной модели определяется матрица выигрышей парокходства в зависимости от стратегий «внешней среды» (структуры грузопотоков). Переход к смешанным стратегиям и применение принципа максимина дает возможность решить задачу в рамках матричной игры. Предложенный подход используется и при «пятилетнем» уровне достоверности. В этом случае дополнительно устанавливается программа списания и пополнения флота судоходного предприятия.

В результате решения шестой задачи сформулированы основные положения методического обеспечения и разработана управленческая игровая модель принятия решений в автоматизированной системе управления перевозками и работой флота морского парокходства.

Ведение информационной модели системы реализует формирование, сбор, накопление и корректировку данных, отражающих процессы производствен-

ной деятельности судов - перевозки грузов и обработки тоннажа в портах. Функционирование отдельных подсистем «ГРУЗ» и «СУДА» основано на раздельном, но взаимосогласованном ведении баз данных перечисленных процессов. При этом выполняется замещение плановых долгосрочных сведений о состоянии подсистем на уточненные - оперативные, документальные и фактические данные по мере развития процессов и поступления информации.

Предложенная управленческая игровая модель (деловая игра) имитирует взаимодействие участников системы управления перевозочным процессом. Заложенные правила взаимодействия позволяют использовать ее как лабораторный полигон для экспериментальных исследований и обучения производственного персонала.

Таким образом, рассмотренные результаты характеризуют основные теоретические положения и прикладные задачи системы поддержки решений по управлению процессами перевозки и работы флота, которые направлены на совершенствование и повышение эффективности производственной деятельности судоходных морских компаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фролов К.В., Резер С.М., Казаров Ю.К. *Состояние и перспективы формирования концепции развития транспорта мира до 2000 г.* // *Транспорт: наука, техника, управление.* 1995. - N 3. - С. 2-21.
2. Шибает А.Г. *Подготовка и обоснование решений по управлению перевозками и работой флота морской судоходной компании.* - Одесса: ХОРС, 1998. - 208 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ СКВОЗНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ОБСЛУЖИВАНИЯ ГРУЗОВ В МОРСКОМ ПОРТУ

А.С. Лесник

Деятельность каждой стивидорной компании оператора может быть организована в одном из двух направлений:

1) компания занимается своими традиционными обязанностями (погрузка/выгрузка груза в/из транспортных средств);

2) компания организует доставку груза до назначенного пункта через порт. Очевидно, что в современных условиях второе направление наилучшим образом соответствует задаче привлечения грузопотоков в порт. Действительно, грузовладельцу может быть предоставлен большой набор услуг, и ответственность за груз на определенном участке его перемещения лежит на одном лице. Эти факторы имеют для грузовладельцев, как известно, весьма большое значение. Развивая второе направление, компания реализует принцип непрерывности операций, который должен соблюдаться при выполнении функции обработки грузов.

Организация доставки груза от заданной исходной точки до точки назначения предусматривает несколько вариантов реализации. Например, предприятие может самостоятельно осуществить доставку, используя собственное оборудование и транспортные средства на всех ее этапах. В другом варианте предприятие, не располагая собственными средствами, заключает договоры на необходимые виды работ с соответствующими компаниями, которые становятся его контракторами на данную доставку или на какой-либо оговоренный срок. В обоих вариантах оператор должен выдать грузовладельцу некоторый документ, подтверждающий принятие им на себя ответственности за груз до момента его доставки в место назначения и передачи грузополучателю. Одновременно документально оформляется ответственность всех контракторов перед оператором.

Оператор самостоятельно, не согласовывая с грузовладельцем, определяет схему прохождения груза через порт и маршрут его доставки до обозначенного пункта по внепортовой территории. Он также решает вопросы упаковки, маркировки, комисионирования, хранения грузов и т.д. Оператор осуществляет постоянный контроль над прохождением партии груза по логистической цепи и знает, где она находится в любой фиксированный момент времени.

Функции, которые может взять на себя оператор, следующие:

- организация погрузочно-разгрузочных работ на причалах порта, включая их выполнение;
- оформление в таможенных и других контролирующих и надзорных организациях соответствующих свидетельств и сертификатов на груз;
- оформление перевозочных документов и организация их движения (оборота);
- складирование и хранение грузов в порту;
- доставка груза из порта на склад получателя и со склада отправителя в порт;
- консолидация грузов;
- коммиссионирование грузов;
- выбор наиболее рациональных транспортных средств для выполнения перевозки и т.д.

Из набора функций следует, что оператору придается еще и нагрузка экспедитора, поэтому, пользуясь терминологией из [1], его можно называть в дальнейшем оператором-экспедитором.

Организация работы оператора по всем возможным схемам доставки груза, независимо от их конфигурации и условия оптимизации, должна подчиняться некоторым единым принципам. Очевидно, что среди них должны быть и общие логистические принципы, которые можно сформулировать следующим образом:

- оператор полностью отвечает за доставку конкретной партии груза, а значит, осуществляет ее на основе принципа системности;
- оператор обеспечивает решение всех проблем, связанных с доставкой партии груза, т.е. реализует принцип комплексности;
- оператор создает оптимальную структуру системы доставки грузов (соотношение между ее частями) и обеспечивает ее функционирование в заданном режиме (принцип оптимальности);
- управление поддерживает оптимальный режим функционирования системы доставки грузов, т.е. является эффективным. Это достигается за счет качества отдельных управленческих функций, а также их интеграции;
- созданная оператором система доставки грузов отвечает запросам клиентуры в любой фиксированный момент времени, а значит, ее характеристики (показатели качества обслуживания, перечень выполняемых работ и т.д.) меняются вслед за изменением этих запросов или даже в отдельных случаях упреждая их.

Уточним вначале используемые термины.

Оператор-экспедитор – это лицо, которое заключает договор на обслуживание груза и берет на себя обязательство выполнить согласованные в договоре операции.

Грузовладелец – означает любого владельца груза, который заключает с

оператором-экспедитором договор на обслуживание груза.

Договор на обслуживание груза – это договор, по которому оператор-экспедитор обязуется обеспечить необходимое обслуживание груза во время его нахождения в порту (перегрузка, хранение, документальное оформление и др.), а также доставить груз в определенное договором место из порта или из определенного договором места в порт, а грузовладелец обязуется уплатить оператору вознаграждение.

Груз – это собственность, включая как животных так и контейнеры, паллеты и подобные средства перевозки или пакетирования, не предоставляемые оператором-экспедитором.

Расписка оператора-экспедитора – это документ, подтверждающий принятие оператором в свое распоряжение конкретной партии груза и его обязательство доставить груз в место назначения или загрузить в определенное транспортное средство в соответствии с инструкциями, полученными от грузовладельца.

Обслуживание экспортных грузов оператором-экспедитором должно, на наш взгляд, осуществляться на таких условиях:

1. Грузовладелец заблаговременно сообщает оператору уточненные данные об объеме и наименовании груза, на который имеется договор, и дату прихода судна под погрузку.

2. Грузовладелец выдает оператору всю необходимую информацию о грузе и способе его перевозки, в том числе: требования в торговом контракте к таре и маркировке, физико-химические свойства груза, особые условия хранения, перегрузки и перевозки, порядок определения веса груза и т.д. Одновременно грузовладелец предоставляет в распоряжение оператора надлежащие сопроводительные документы, включая карантинные и прочие сертификаты.

3. Грузовладелец предъявляет оператору груз в стандартной, соответствующей требованиям транспортно-технологической схемы, прочной исправной таре, пригодной для перевозки всеми видами транспорта до порта и перегрузки в порту, с нанесением на грузовые места установленной маркировки, а также с указанием при необходимости мест застропки и предупредительных знаков. Грузовладелец может поручить упаковку груза, маркировку и др. оператору-экспедитору, обеспечив последнего тарой (мешками, ящиками, коробками, бочками и др.) в необходимом количестве.

4. Оператор-экспедитор осуществляет осмотр, прием груза по количеству в указанном грузовладельцем месте. Может по заявке грузовладельца производить затаривание груза, маркировку и др. В подтверждение того, что оператор принял груз в свою ответственность, он выдает грузовладельцу расписку. Этот документ является необоротным, выдается только один экземпляр его оригинала и он не требуется для оформления коносаментов.

Грузовладелец вручает оператору поручение на отгрузку экспортных грузов

и инструкции, оформленные в виде документа определенной формы.

5. Если перевозка экспортных грузов предусматривается в контейнерах, то оператор может предоставлять для этой перевозки свои контейнеры по заявке грузовладельца.

6. Загрузка экспортных грузов в контейнеры для дальнейшей отправки в порт может осуществляться самим грузовладельцем. В этом случае контейнеры пломбируются грузовладельцем, и все данные о грузе в транспортных документах указываются с оговоркой «по заявлению отправителя». По заявке грузовладельца загрузка груза и пломбирование контейнеров могут быть произведены оператором. Если в этом процессе участвует сюрвейер, то оператор не несет ответственности за количество и состояние груза, определенное сюрвейером.

7. Оператор свободен в выборе метода и маршрута доставки груза в порт. Не извещая грузовладельца, он самостоятельно решает, какие средства использовать для обработки, укладки, хранения и перевозки груза, на палубе или в трюме судна размещать груз.

8. Оператор самостоятельно, от своего имени и за свой счет заключает договоры с третьими лицами на оказание услуг, необходимых ему для выполнения договора на обслуживание груза. При этом, он отвечает за действия и упущения своих служащих или агентов, выполняющих служебные обязанности, или других лиц, чьими услугами он пользуется, как за свои собственные. В качестве базиса ответственности оператора принимается принцип презумпции его вины.

9. Оператор организует и осуществляет выгрузку экспортных грузов, прибывших в порт, из вагонов, автомобилей и других транспортных средств, разборку специальных приспособлений, выгрузку запасной тары, и документально оформляет все перечисленные операции в соответствии с установленной практикой.

10. В необходимых случаях оператор обеспечивает хранение груза в закрытом складе или на открытой площадке в соответствии с правилами и требованиями его складирования и хранения.

11. Оператор совместно с перевозчиком составляет предварительный каргоплан на конкретное судно, учтя в нем инструкции грузовладельца. В соответствии с каргопланом, действующими правилами, положениями и инструкциями по перевозке грузов оператор осуществляет в оптимальном режиме погрузку договорных партий груза на судно, а также их надлежащую укладку и сепарирование в трюмах, крепление на палубе и в трюмах. Эти операции могут осуществляться под контролем независимого сюрвейера.

12. Оператор обеспечивает правильное оформление всех перевозочных документов. По поручению судовладельца составляет коносамент на погруженную на судно партию груза, указывая в нем все необходимые данные по установленной форме. Оператор должен заботиться о том, чтобы данные о

грузе в коносаменте и в его расписке совпадали. Он может получить оригинал коносамента для последующей передачи его грузовладельцу или осуществления с ним определенных действий по указанию грузовладельца.

13. Оператор объявляет грузовладельцу ставку тарифа за весь комплекс предоставляемых им услуг с момента приема груза в свою ответственность и до момента получения коносаментов от морского перевозчика.

Условия, на которых должно осуществляться обслуживание импортных грузов, в основном повторяют перечисленные выше. Поэтому отметим далее только те из них, которые имеют специальный характер.

1. При прибытии судна с импортным грузом оператор получает от капитана все перевозочные и сопроводительные документы на груз, в том числе экземпляры коносамента. Одновременно с этим он выдает грузополучателю расписку о приеме данной грузовой партии в свою ответственность до момента ее доставки в пункт назначения, обусловленный договором на обслуживание груза.

2. Оператор обеспечивает исследование ввозимого через порт импортного груза по нормам качества, микробиологическим, радиохимическим, токсикологическим и санитарно-гигиеническим показателям и на этой основе своевременно согласовывает с соответствующими службами разрешения на разгрузку судна и использование груза. Для реализации этих операций может привлекаться независимый сюрвейер.

3. Оператор осуществляет прием груза от судна в соответствии с указаниями, внесенными в коносамент. В процессе выгрузки может организовывать выборочную, контрольную или сплошную перевеску отдельных партий груза. Все операции оформляются документально согласно действующим правилам и инструкциям.

4. Исходя из оговоренных с грузополучателем сроков доставки конкретной партии груза и производственной необходимости, оператор может осуществлять складирование и хранение груза на складах и открытых площадках по установленным нормам и правилам.

По поручению грузовладельца оператор может организовать товарное хранение конкретной грузовой партии, разместив ее на складе или открытой площадке. Товарное хранение оформляется складской распиской оператора, которой может быть придан характер оборотного документа.

5. Оператор осуществляет погрузку импортного груза в транспортные средства для вывоза его из порта и доставки в пункт назначения, крепление и сепарирование груза. Выбор транспортных средств и маршрут доставки груза по-прежнему остается за оператором.

6. Оператор извещает грузополучателя о прибытии импортного груза в порт, сроках его отправки из порта и расчетном времени доставки в пункт назначения. В идеальном случае информирование грузополучателя осуществляется в режиме непрерывного времени по его запросу.

7. Груз считается доставленным, когда он передан в установленном договоре месте грузополучателю или уполномоченному им лицу.

8. Расчеты между грузовладельцем и оператором производятся по согласованной сторонами схеме и в согласованные сроки. Договор на обслуживание груза может предусматривать кредитование грузовладельца оператором.

Сформулированные принципы и условия могут быть положены в основу моделирования организации работы оператора-экспедитора в морском торговом порту.

Примем, что оперирование грузовой партией осуществляется по одной из следующих схем доставки:

- 1) судно→ наземное транспортное средство→ пункт назначения
- 2) судно→ склад→ наземное транспортное средство→ пункт назначения;
- 3) пункт отправления→ наземное транспортное средство→ судно;
- 4) пункт отправления→ наземное транспортное средство→ склад→ судно.

В элементе «наземное транспортное средство» возможна передача груза с одного вида транспорта на другой.

Будем в своих дальнейших рассуждениях ориентироваться на такой показатель качества обслуживания грузопотока при организации оператором сквозного технологического процесса, как время доставки некоторой партии груза от исходной до конечной точки в одной из выбранных схем доставки. Этот показатель учитывает затраты времени на всех этапах процесса, а также возможные задержки и перерывы по различным причинам.

Для того чтобы увязать временной показатель с показателем прибыли оператора, можно предположить, что сквозная ставка его тарифа является функцией от времени доставки партии груза. Наивысшая ставка соответствует кратчайшему из возможных сроку доставки.

Для того чтобы рациональным образом организовать работу оператора по доставке грузов, обеспечивающую требуемое грузовладельцам время доставки, необходимо для каждой схемы описать ее технологический процесс. Этот процесс состоит из следующих операций, последовательность и набор которых может быть различным: документальное оформление прихода (отхода) судна и движения груза; подача судна под погрузку/выгрузку; подача наземных транспортных средств под погрузку/выгрузку; погрузочно-разгрузочные работы, складские операции, хранение, движение наземных транспортных средств и т.д.

Примем, что началом отсчета времени доставки, за которое отвечает оператор, является подача капитаном нотиса о готовности судна к грузовым работам (импортный груз) и принятие оператором груза под свою ответственность в обусловленном грузоотправителем месте (экспортный груз). Соответственно, конечным моментом времени доставки будет передача импортного груза получателю в обусловленном договором месте, подтвержденная

документально, и выдача коносамента перевозчиком по партии экспортного груза.

Тогда время работы оператора по конкретной схеме будет равно:

$$t_i = t_i^{n/s} + t_i^{\text{движж}} + t_i^{\text{пер}} + t_i^{\text{дон}}, i = 1,3;$$
$$t_i = t_i^{n/s} + t_i^{\text{скл}} + t_i^{\text{хран}} + t_i^{\text{движж}} + t_i^{\text{пер}} + t_i^{\text{дон}}, i = 2, \quad (1)$$

где i – номер схемы.

Последовательность операций, которые оператор выполняет с партией груза в рамках заданной схемы доставки, назовем графиком доставки конкретной партии груза, а множество этих графиков, реализуемых в последовательно-параллельном режиме – графиком работы оператора в фиксированный период времени.

Организация работы оператора по доставке конкретной партии груза может быть подчинена одному из следующих требований:

1) $t_i \leq T$, если грузовладельцем четко заданы сроки доставки (T – максимально допустимое время операций);

2) $t_i \rightarrow \min$, если пожелания грузовладельца сформулированы нечетко.

Кроме того, можно записать другие соотношения между технологическими показателями, выполнение которых обеспечивает реализацию указанных требований. Имеется в виду, прежде всего, сбалансированность входящих и выходящих потоков во всех структурных элементах при прохождении груза по выбранной схеме доставки. Вопрос сбалансированности входящих и выходящих грузопотоков решался, например в [2], но только применительно к порту.

Рассмотрим первую схему доставки. Согласно ей принимаемая с судна партия груза не подлежит хранению, и минимальное время ее доставки получателю обеспечивается за счет согласованной работы различных видов транспорта. Основная задача, которую решает оператор – выбор оптимального маршрута заданной партии груза и режима движения по нему. В рамках этой задачи осуществляется:

- выбор причала, на котором должно обрабатываться судно с обслуживаемой партией груза;
- определение необходимого количества перегрузочной техники различных типов и транспортных единиц при условии обеспечения непрерывности производственного процесса;
- выбор оптимального состава технических средств.

Простейший случай реализуется, если оператор на рассматриваемом временном интервале организует доставку только одной партии груза.

Выбор оптимального маршрута и режима движения по нему может быть произведен по критерию

$$Z^* = \min_j \{t_j\}, \quad (2)$$

где t_j - время доставки по рассматриваемой схеме через j -й причал.

Если нотис о готовности судна к грузовым работам подается на рейде, то в критерии может быть учтено время ожидания судном причала

$$Z^* = \min_j \{t_j + t_j^{\text{ож.прич}}\}. \quad (3)$$

Может также использоваться стоимостной критерий

$$Z^* = \min_j \{C_j(t_j)\}, \quad (4)$$

$$Z^* = \min_j \{C_j(t_j + t_j^{\text{ож.прич}})\},$$

при условии $t_j \leq T$.

Затраты в связи с ожиданием причала оцениваются с точки зрения грузо-владельца. Будем полагать, что потери судовладельца соответствующим образом компенсируются.

Проблема выбора причала возникает в ситуации, когда такой выбор существенно влияет на качество предоставляемых оператором услуг. Это может быть обусловлено как различием в техническом оснащении причалов, так и их территориальным расположением и состоянием подъездных путей.

Оператор либо обладает собственными причалами, либо получил их от порта во временное пользование. Для чистоты рассуждений также предположим, что он может пользоваться услугами других операторов (их причалами, техническим оборудованием и т.д.) для обработки некоторых своих грузопотоков. Таким образом, выбор осуществляется на множестве «собственных» и «привлеченных» средств и сооружений. И оператор, обеспечивая минимальные расходы своему клиенту (грузовладельцу), одновременно способен учесть и собственные интересы

$$S = \min_j \{R_j(t_j)\}, \quad (5)$$

где R_j – расходы самого оператора на организацию доставки партии груза по j -му маршруту.

Обеспечение минимального уровня собственных издержек оператора позволяет ему при той же ставке тарифа, объявляемой грузовладельцу, повысить норму своей прибыли.

Мы предполагаем, что процесс доставки партии груза по каждому из рассматриваемых маршрутов (через j -й причал) организуется по одним и тем же правилам оптимальным образом, т.е. сравнительное время прохождения по нему t_j зависит только от технических, но не организационных факторов.

Минимальное время доставки груза по выбранной схеме может быть рассчитано, исходя из следующих предпосылок: 1) интенсивность грузовых

работ является максимально возможной с учетом типа обрабатываемого судна, рода груза, количества технологических линий; 2) наземные транспортные средства движутся от борта судна до места назначения по кратчайшему маршруту; 3) скорость движения транспортных средств равна нормативной; 4) непроизводительные простои оборудования и транспортных средств отсутствуют.

Время выгрузки партии груза с судна определяется количеством технологических линий, наиболее целесообразных для данного груза. Для принятия решения относительно продолжительности этого этапа процесса доставки оператор может воспользоваться известными методическими разработками, в которых установлена зависимость времени перегрузки от концентрации технологических линий на судне. В соответствии с ними интенсивность грузовых работ определяется по формуле

$$M_{\alpha i} = p_{1i} \cdot (n_{1i} + n_{\alpha i}) \cdot \beta_{\alpha}, \quad (6)$$

где i – индекс груза;

p_{1i} – расчетная производительность одной технологической линии;

n_{1i} – количество технологических линий при базовом варианте организации работ;

$n_{\alpha i}$ – количество дополнительных технологических линий;

β_{α} – коэффициент снижения производительности для разного количества технологических линий на одном судне.

Тогда время выгрузки партии груза i при наличии дополнительных линий определяется таким образом:

$$t_{\alpha i} = \frac{Q_i}{M_{\alpha i}}. \quad (7)$$

Для того чтобы процесс выгрузки из судна был непрерывным, оператору необходимо обеспечить достаточное количество наземных транспортных средств, в которые этот груз загружается. В качестве наземных транспортных средств оператор может выбрать либо железнодорожные вагоны, либо автомобили. Непрерывность процесса обеспечивается при условии, что к моменту окончания погрузки какого-либо транспортного средства подходит следующее, свободное. Количество подошедших под погрузку транспортных средств определяется, исходя из продолжительности погрузки груза в каждое из них (t) и числа одновременно находящихся под погрузкой единиц (n_0),

$$a = \frac{t^{\text{выгр}}}{\tau} \cdot n_0. \quad (8)$$

При этом количество фактически задействованных в перевозке транспортных средств определяется продолжительностью их оборота с грузом до места назначения и обратно. Время движения одного транспортного сред-

ства от борта судна до места назначения равно

$$t^{до} = \frac{L}{V} + t^{дон}. \quad (9)$$

Полное время доставки партии груза в пункт назначения от борта судна определяется с момента начала погрузки в первое транспортное средство в порту и до момента окончания выгрузки последнего транспортного средства в пункте назначения. Если все транспортные средства работают последовательно, то это время определяется, как сумма продолжительностей оборота каждого из них минус время совмещения операций. Если транспортные средства работают в групповом режиме, то суммируются продолжительности оборота групп параллельно работающих транспортных средств.

Оператор в процессе своей работы обязательно должен обеспечивать равномерную выгрузку груза из судна, погрузку в транспортные средства, их равномерное движение по маршруту с допустимой скоростью и выгрузку в пункте назначения. Средством достижения этого условия является равенство производственных мощностей элементов логистической цепи, по которой передается партия груза, за все время ее обслуживания и на каждом временном отрезке единичной длины. Можно записать для всего периода обслуживания грузовой партии (T)

$$Q^T = P_{пртч}^T = P_{нмс}^T = P_{млн}^T, \quad (10)$$

для временного отрезка единичной длины

$$q^t = Q^{t-1} - Q^t = p_{пртч}^t = p_{нмс}^t = p_{млн}^t, t \in T. \quad (11)$$

Так как известно время движения транспортных средств вне пределов порта, то значит, известен и допустимый срок пересечения первым и последним транспортным средством границы порта.

Доставка груза может быть организована таким образом, что транспортные средства будут выходить из порта через равные промежутки времени, вывозя одинаковое количество груза. Выход последнего транспортного средства происходит за время, равное $t_{лв}$, до установленного срока доставки. Частота отправок и количество груза определяются числом и грузоподъемностью задействованных транспортных средств.

Процесс доставки груза может иметь и неравномерный характер. В таком случае можно показать, какое количество груза должно выйти из порта в некотором единичном временном отрезке, принадлежащем рассматриваемому периоду обслуживания данной партии груза, а также в последнем

$$N_0 + p_t^{пртч} - N_t \leq V_t \leq N_0 + p_t^{пртч}, t \in T, \quad (12)$$

$$0 \leq V_t \leq p_t^{млн} + s_t - \Delta p_0^{млн}, t \in T, \quad (13)$$

где N_0 – часть выгруженного с судна в транспортные средства груза, переходящего с предыдущего временного отрезка;

p_i – выгруженный с судна груз в течение единичного временного отрезка;

N_i – часть выгруженного в транспортные средства груза, переходящего на следующий временной отрезок;

s_i – количество груза в транспортных средствах, которые можно разместить на терминале места назначения в ожидании выгрузки;

Δp_0 – мощность терминала места назначения, используемая для обработки груза, прибывшего в предшествующем периоде.

При этом должны выполняться такие граничные условия:

$$V_0 = 0, \quad \sum V_i = Q_T$$

Организация работы оператора в определенной степени усложняется по сравнению с рассмотренным случаем, если на некотором временном интервале по той же схеме доставки он обслуживает несколько грузовых партий, влияющих друг на друга. Влияние заключается в том, что между ними необходимо перераспределять те средства, которые используются оператором. При этом обязательства оператора по каждой грузовой партии, в том числе по временным и стоимостным показателям, должны быть безусловно выполнены.

Ясно, что техническая производственная мощность ресурсов оператора должна быть не меньше общего объема принятых им к обслуживанию грузов в рассматриваемом периоде. Оценка собственных возможностей позволяет ему определить величину ресурсов, которые необходимо привлечь извне. В то же время, этот объем груза должен быть таким, чтобы обеспечить оператору заданный уровень прибыли. Сказанное выше можно записать в виде следующего соотношения:

$$\gamma F^T \leq \sum_i Q_i^T \leq F^T. \quad (14)$$

Выполнение этого соотношения, как и в предыдущем случае, является необходимым, но недостаточным с точки зрения эффективной организации работы оператора. Требуется также чтобы графики обслуживания отдельных грузовых партий удовлетворяли такому условию: для каждого отрезка времени единичной длины суммарное количество обрабатываемого груза в каждом элементе логистической цепи не превышает единичной пропускной способности этого элемента. В принципе, если все партии груза начинают и заканчивают обслуживаться одновременно, то этот случай повторяет предыдущий (обслуживание одной партии груза).

Если обработка грузовых партий начинается и заканчивается в разное время, то можно зафиксировать момент, когда начинает обрабатываться первая из них (он будет началом рассматриваемого периода времени), и момент, когда заканчивается обработка последней грузовой партии (он будет оконча-

нием рассматриваемого интервала времени). Для прочих грузовых партий моменты начала и окончания их обработки являются внутренними точками рассматриваемого интервала. Как и в предыдущем случае, для каждой грузовой партии может быть рассчитан предельно допустимый срок выхода последней ее части за границу порта и предельный размер этой последней части. Тогда для эффективной организации работы оператора должны выполняться такие соотношения:

$$\sum_i N_{i0} + \sum_i P_{it}^{npuch} - \sum_i N_{it} \leq \sum_i V_{it} \leq \sum_i N_{i0} + \sum_i P_{it}^{npuch} \quad t \in T, \quad (15)$$

$$0 \leq \sum_i V_{it} \leq \sum_i P_{it}^{m\max} + \sum_i s_{it} - \sum_i \Delta P_{i0}^{m\max}, \quad t \in T, \quad (16)$$

$$0 \leq V_{jt \lim} \leq \sum_i P_{it \lim}^{m\max} + \sum_i s_{it \lim} - \sum_{i \neq j} V_{it \lim}, \quad \forall j \quad (17)$$

В общем случае для оператора является допустимым любое решение, удовлетворяющее данной системе неравенств.

Аналогичным образом формулируются условия эффективной организации работы оператора по схеме вывоза грузовой партии из порта с ее временным (транспортным) хранением, а также по схемам завоза в порт экспортного груза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Резер С.М. *Централизованное транспортно-экспедиционное обслуживание в логистических системах.* – М.: Наука, 1988. – 224 с.
2. Левицкий А.Г. *Исследование модели проверки сбалансированности плана передачи грузов между различными видами транспорта в морском порту// Развитие и эксплуатация морских портов.* – М.: Транспорт, 1991. – С. 68-75.

ЗАДАЧА ОПТИМИЗАЦИИ ГРУЗОПОТОКОВ В МУЛЬТИМОДАЛЬНОЙ СИСТЕМЕ С ДВУСТОРОННИМИ ПЕРЕВОЗКАМИ

С. Райя

Как известно, разработка оптимальных планов перевозок по различным критериям является одной из основных проблем планирования работы транспорта. Важную роль при решении этой проблемы сыграла и продолжает играть классическая транспортная задача (ТЗ) линейного программирования, как наиболее простая экономико-математическая модель оптимального планирования перевозок. В то же время, совершенствование организационных форм линейного судоходства, взаимодействия разных видов транспорта, в частности, появление интермодальных перевозок, требует и уточнения моделей. Эффект взаимодействия смежных видов транспорта, в принципе, может быть учтён в рамках многоэтапных ТЗ линейного программирования [1], где предусматривается перевалка груза по складскому варианту в промежуточных пунктах. Такие модели могут быть использованы для разработки оптимальных планов перевозок в мультимодальной системе с односторонним направлением грузопотока. При этом алгоритм решения таких ТЗ большой размерности остаётся таким же, как и алгоритм решения классической ТЗ, например, метод потенциалов.

В настоящее время теория многоиндексных ТЗ, к которым относится и многоэтапная ТЗ, ещё только разрабатывается и пока далека от уровня теории обычной ТЗ и её непосредственного обобщения – распределительной задачи линейного программирования [2;3]. Основной проблемой при разработке указанной теории является проблема снижения размерности исходной задачи путём, например, тех или иных методов декомпозиции [4;5].

В данной работе мы остановимся подробно на одном типе многоэтапных ТЗ, которые учитывают наличие двусторонних перевозок с промежуточной перевалкой грузов в транспортных узлах, где происходит взаимодействие потоков смежных видов транспорта. Простейшая экономико-математическая модель такого рода, учитывающая взаимодействие двух видов транспорта в одном промежуточном перевалочном пункте при наличии встречных грузопотоков предложена в работе [5]. Однако в реальных мультимодальных системах, например, типа «Landbridge» или «Minilandbridge», имеется как минимум два множества перевалочных пунктов (морские порты одного материка и порты другого материка). Это обстоятельство необходимо учитывать при

моделировании мультимодальных перевозок.

Пусть имеется два множества начальных (конечных) пунктов $A = \{A_1, A_2, \dots, A_n\}$ и $B = \{B_1, B_2, \dots, B_m\}$. В пунктах A_1, A_2, \dots, A_n находится груз 1-го рода, подлежащий вывозу в множество пунктов B , соответственно, в количествах a_1', a_2', \dots, a_n' . В пунктах B_1, B_2, \dots, B_m находится груз 2-го рода, подлежащий вывозу в множество пунктов A , соответственно, в количествах b_1', b_2', \dots, b_m' . Потребность пункта A_i в грузе 2-го рода составляет a_i'' , а потребность пункта B_j в грузе 1-го рода равна b_j'' . Весь груз, следующий в обоих направлениях, проходит через два множества промежуточных перевалочных пунктов, например, портов $D = \{D_1, D_2, \dots, D_p\}$ и $E = \{E_1, E_2, \dots, E_q\}$. Общая вместимость складов в пункте D_k равна d_k , а в пункте E_r – e_r (см. рисунок).

Как обычно, считаются известными стоимости перевозки 1 т груза 1-го и 2-го родов из каждого пункта вывоза в пункты перевалки множеств D и E – C'_{1ik} , C''_{2jr} , а также из пунктов D и E – в каждый пункт назначения – C''_{1ki} , C'_{2rj} . Стоимости перевозки 1 т груза 1-го рода из пункта D_k в пункт E_r обозначены через C'_{kr} , а в обратном направлении – через C''_{rk} .

Введем искомые параметры управления:

- X_{1ik} (X_{2jr}) – количество груза 1-го (2-го) рода, перевозимого из конечного пункта A_i в пункт D_k (из конечного пункта B_j в пункт E_r);
- Y_{1kr} (Y_{2rk}) – количество груза 1-го (2-го) рода, перевозимого из пункта перевалки D_k в перевалочный пункт E_r (из пункта перевалки E_r в пункт перевалки D_k);
- Z_{1rj} (Z_{2ki}) – количество груза 1-го (2-го) рода, перевозимого из перевалочного пункта E_r в пункт назначения B_j (из перевалочного пункта D_k в пункт назначения A_i).

Суммарные транспортные расходы, связанные с перевозкой грузов в обоих направлениях, составят:

$$\begin{aligned}
 S = & \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^p C'_{1ik} X_{1ik} + \sum_{k=1}^p \sum_{r=1}^q C'_{kr} Y_{1kr} + \sum_{r=1}^q \sum_{j=1}^m C'_{2rj} Z_{1rj} + \\
 & + \sum_{j=1}^m \sum_{r=1}^q C''_{2jr} X_{2jr} + \sum_{r=1}^q \sum_{k=1}^p C''_{rk} Y_{2rk} + \sum_{k=1}^p \sum_{i=1}^n C''_{1ki} Z_{2ki}
 \end{aligned} \quad (1)$$

Запишем теперь ограничения задачи, которые сгруппируем, исходя из их физического смысла:

1. Ограничения по вывозу грузов 1-го и 2-го родов из множества пунктов вывоза A и B :

$$\sum_{k=1}^p X_{1ik} = a'_i, \quad i=1,2,\dots,n; \quad (2)$$

$$\sum_{r=1}^q X_{2jr} = b'_j, \quad j=1,2,\dots,m. \quad (3)$$

2. Ограничения по завозу грузов, следующих в обоих направлениях в конечные пункты множеств А и В:

$$\sum_{r=1}^q Z_{1rj} = b''_j, \quad j=1,2,\dots,m; \quad (4)$$

$$\sum_{k=1}^p Z_{2ki} = a''_i, \quad i=1,2,\dots,n. \quad (5)$$

3. Ограничения по вместимости складов в пунктах перевалки множеств D и E:

- ограничения по завозу грузов обоих родов на склады:

$$\sum_{i=1}^n X_{1ik} + \sum_{r=1}^q Y_{2rk} \leq d_k, \quad k=1,2,\dots,p; \quad (6)$$

$$\sum_{j=1}^m X_{2jr} + \sum_{k=1}^p Y_{1kr} \leq e_r, \quad r=1,2,\dots,q; \quad (7)$$

- ограничения по вывозу грузов обоих родов со складов:

$$\sum_{i=1}^n Z_{2ki} + \sum_{r=1}^q Y_{1kr} \leq d_k, \quad k=1,2,\dots,p; \quad (8)$$

$$\sum_{j=1}^m Z_{1rj} + \sum_{k=1}^p Y_{2rk} \leq e_r, \quad r=1,2,\dots,q. \quad (9)$$

Необходимо также учесть условия неотрицательности параметров управления:

$$X_{lik}, X_{2jr}, Y_{1kr}, Y_{2rk}, Z_{1rj}, Z_{2ki} \geq 0. \quad (10)$$

Таким образом, мы пришли к следующей задаче линейного программирования транспортного типа: необходимо найти план перевозок, который бы минимизировал функцию (1) при условиях (2)-(10).

Выясним теперь условия разрешимости задачи (1)-(10). Просуммировав ограничения (2) по i , а ограничения (3) по j , получим равенства:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^p X_{lik} = \sum_{i=1}^n a'_i ;$$

$$\sum_{j=1}^m \sum_{r=1}^q X_{2jr} = \sum_{j=1}^m b'_j . \quad (11)$$

С другой стороны, суммируя ограничения (6) по k и ограничения (7) по l , придём к следующим двум неравенствам:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^p X_{lik} + \sum_{r=1}^q \sum_{k=1}^p Y_{2rk} \leq \sum_{k=1}^p d_k ;$$

$$\sum_{j=1}^m \sum_{r=1}^q X_{2jr} + \sum_{k=1}^p \sum_{r=1}^q Y_{1kr} \leq \sum_{r=1}^q e_r . \quad (12)$$

Сравнение соотношений (11) и (12) с учётом условий (10) показывает, что для непротиворечивости задачи (1)-(10) необходимо выполнение неравенств:

$$\sum_{i=1}^n a'_i \leq \sum_{k=1}^p d_k$$

$$\sum_{j=1}^m b'_j \leq \sum_{r=1}^q e_r. \quad (13)$$

Поступая аналогичным образом с ограничениями (4), (5), (8), (9), получим ещё два необходимых условия непротиворечивости нашей задачи:

$$\sum_{i=1}^n a_i'' \leq \sum_{k=1}^p d_k ;$$

$$\sum_{j=1}^m b_j'' \leq \sum_{r=1}^q e_r. \quad (14)$$

Формально ТЗ с двусторонними перевозками сводится к двухэтапной ТЗ с односторонними перевозками, но большей размерности. Транспортные таблицы в такой ТЗ имеют размер $(n+m+p+q) \times (n+m+p+q)$, причем часть клеток в этих таблицах должна быть запрещённой, поскольку запрещаются прямые перевозки, минуя перевалочные пункты, а также перевозки из пунктов множества А (множества В) в эти же пункты. По существу, в такой новой ТЗ рассматриваются перевозки (прямые и обратные) из множества пунктов $A \cup B$ в это же самое множество, но с запрещением перевозок из подмножества А в подмножество А и из подмножества В в подмножество В.

Будем считать, что выполнены следующие условия:

$$\sum_{i=1}^n a'_i + \sum_{j=1}^m b'_j = \sum_{i=1}^n a_i'' + \sum_{j=1}^m b_j'' \quad (15)$$

$$\sum_{k=1}^p d_k = \sum_{r=1}^q e_r \quad (16)$$

Условие (15) является обычным условием баланса, а условие (16) выражает требование согласованности пропускных способностей обоих множеств перевалочных пунктов.

Поскольку склады должны обладать определенным резервом емкости, то необходимо также выполнение условия:

$$\sum_{r=1}^q e_r = \sum_{k=1}^p d_k \geq \sum_{i=1}^n a'_i + \sum_{j=1}^m b'_j.$$

Пример транспортной таблицы, соответствующей случаю $n=m=p=q=2$,

приведен ниже (через M обозначено очень большое положительное число). Таблица состоит из 9 блоков, причем один блок в этой таблице полностью не используется (блок III).

Кроме того, часть клеток оставшихся 8 блоков будут запрещенными в силу запрещения перевозок, минуя перевалочные пункты. В блоках IV и VIII на главных диагоналях записываются остатки неиспользуемых складских емкостей в перевалочных пунктах множеств D и E соответственно.

Описанная ТЗ может быть решена методом потенциалов. Вначале строится исходный опорный план каким-либо известным методом (например, методом минимального элемента) в фиксированном порядке следования блоков (например, I - VI - V - VIII - IX (полные перевозки), II - VIII - VII - IV - VI (обратные перевозки)). Затем вычисляются потенциалы, соответствующие данному опорному плану, и пустые клетки проверяются на потенциальность. При наличии непотенциальных клеток делается пересчет по циклу и т.д.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Экономико-математические методы и модели в управлении морским транспортом* / Воеводский Е.Н., Коневцева Н.А., Мухуренко Г.С., Тарасова И.П., под ред. Воеводского Е.Н. - М.: Транспорт, 1988. - 384 с.
2. Шибяев А.Г. *Обобщение и развитие моделей оптимальной расстановки флота морской судоходной компании* // Вісник ОДМУ. - 1998. Вып. 2. - С.66-72.
3. Емеличев В.А., Кравцов М.К. *Полиэдральные аспекты многоиндексных аксиальных транспортных задач* // Дискретная математика. - 1991. - Т.3. Вып. 2.- С.3-24.
4. Кравцов М.К., Крачковский А.П. *Асимптотический подход к решению многоиндексной транспортной задачи* // ЖВММФ. - 1998. - т.38, Вып. 7. - С.1133-1139.
5. Цурков В.И. *Декомпозиция в задачах большой размерности*. - М.: Наука, 1981. - 352 с.
6. Яценко А.В. *Экономико-математическая модель мультимодальной системы со встречными грузопотоками*. В кн.: *Розвиток методів управління та господарювання на транспорті* / Вісник ОДМУ. 1999. Вип. 4. С. 204-209.

Таблица 1. Транспортная таблица для задачи со встречными грузопотоками

Пункт выезда	D_1	D_2	E_1	E_2	B_1	B_2	A_1	A_2	Запасы по требности
Пункт выезда									
A_1	c'_{111}	c'_{112} I	M	II	M	M	M	A_2	a'_1
A_2	c'_{121}	c'_{122}	M	M	M	III	M	M	a'_2
B_1	M	M	" c_{211}	" c_{212}	M	M	M	M	b'_1
B_2	M	M	" c_{221}	" c_{222}	M	M	M	M	b'_2
D_1	0	M IV	c'_{11}	V c'_{12}	M	VI	" c'_{111}	" c'_{112}	d_1
D_2	M	0	c'_{21}	c'_{22}	M	M	" c'_{121}	" c'_{122}	d_2
E_1	" c_{11}	" c_{12}	0	VIII M	c'_{211}	c'_{212}	M	M	e_1
E_2	" c_{21}	" c_{22}	M	0	c'_{221}	c'_{222}	M	M	e_2
По требности, запасы	d'_1	d'_2	e_1	e_2	" b'_1	" b'_2	" a'_1	" a'_2	

К ВОПРОСУ О ПРАВОВОМ РЕГУЛИРОВАНИИ СПАСАНИЯ НА МОРЕ

А.О. Балобанов

Состояние аварийности морского флота, ее динамика за последние годы, человеческие жертвы морских катастроф позволяют квалифицировать аварийность как общественно-опасное явление.

Аварийно-спасательная служба является важным звеном в системе морских предприятий, работающих на безопасность судоходства. В ее функции входит обслуживание предприятий, организаций, эксплуатация которых связана с потенциальной опасностью возникновения чрезвычайных ситуаций (судоходные компании, порты и др.). Объектами обеспечения безопасности являются в первую очередь, морские суда, деятельность которых может быть связана с опасностью для находящихся на них людей, с возможностью загрязнения моря.

Конвенция 1972 г. по поиску и спасанию на море, к которой Украина присоединилась 19 ноября 1992 г., содержит положения об обязанности государств вести поисково-спасательные работы касательно любого морского пространства, где возникает опасность для людей, живых ресурсов моря. Наиболее приспособлены к этим работам - аварийно-спасательные компании.

Спасание людей, безусловно, должно производиться бесплатно, за счет выделенных государством ассигнований на эту деятельность подразделений. Что касается спасания имущества, а также ликвидации угрозы причинения ущерба окружающей среде, то по нашему мнению, вопрос вознаграждения за проделанную работу должен решаться в зависимости от ряда факторов, в частности, в зависимости от вины лиц в возникновении чрезвычайной ситуации, обязанности ее ликвидации со стороны судовладельцев.

В соответствии с международной Конвенцией 1979 г. установлено, что спасание в море терпящих бедствие судов, грузов, другого имущества осуществляется на возмездной основе и судовладельцы /грузовладельцы/ обязаны выплачивать спасательное вознаграждение, в том числе покрывающее все расходы спасателей. При этом выплата спасательного вознаграждения должна производиться независимо от вины судовладельца /грузовладельца/ в возникновении аварии. Аналогичным образом решается вопрос и при ликвидации в море аварийных разливов нефтепродуктов. Однако размер спасательного вознаграждения имеет ограничения. Он не может превышать сто-

имости спасенного имущества. Решение вопроса спасательного вознаграждения нормативно закреплено в случаях, если судно или груз, несмотря на все усилия спасателей по объективным причинам не были спасены, но законодательство не определяет источник весьма значительных затрат спасателей. При нефтеразливах в море в ряде случаев невозможно установить источник разлива, либо расходы по ликвидации нефтеразлива столь значительны, что не могут быть покрыты виновной стороной. В этом случае также в нормативном порядке должен быть определен источник покрытия расходов участников ликвидации нефтеразлива.

В соответствии с Международной Конвенцией о спасании 1979 г. спасание судов и грузов в море является обычной гражданско-правовой сделкой, т.е. спасание судов и грузов производится только при наличии просьбы, или в крайнем случае согласия на это владельца аварийного судна.

Спасатели вправе требовать спасательное вознаграждение, если имелась просьба либо согласие судовладельца на спасание (так называемое договорное спасание). Между тем, в ряде случаев могут возникать ситуации, когда аварийное судно угрожает интересам прибрежного государства (угроза затопления судна у причала или на судоходном канале, угроза взрыва или пожара на судне с пожароопасными грузами в порту и т.д.) и по каким-либо соображениям капитан аварийного судна или его судовладелец отказывается от подписания спасательного контракта. В таких случаях в интересах прибрежного государства должно наступать так называемое принудительное спасание.

Ниже предлагается примерная проформа договора о спасании, разработанная с учетом уже принятых в Украине нормативных актов в области торгового мореплавания.

Решение вопросов связанных с правом и обязанностью спасания, размеров спасательного вознаграждения составляет важнейшую практическую задачу и требует дальнейшего нормативного решения в национальном морском законодательстве.

Договор о спасании
(без спасания нет вознаграждения)

« ____ » _____ 199 г.

Настоящий договор заключен между _____ капитаном аварийного т/х _____, принадлежащего _____, именуемым в дальнейшем «КАПИТАН», действующим от имени судовладельца, грузовладельца, фрахтователя и _____ капитаном т/х _____, принадлежащего _____,

именуемым в дальнейшем «СПАСАТЕЛЬ» о следующем:

1. «СПАСАТЕЛЬ» обязуется приложить все усилия для спасения т/х _____, находящегося на его борту имущества.

2. «СПАСАТЕЛЬ» обязуется также принять все возможные меры для предотвращения загрязнения окружающей среды либо уменьшения ущерба в случае разлива нефтепродуктов из аварийного судна.

3. «СПАСАТЕЛЬ» производит работы по спасению т/х _____ наиболее оптимальным в сложившейся ситуации способом.

4. С целью достижения полезного результата по спасению т/х _____ «СПАСАТЕЛЬ» по согласованию с капитаном аварийного судна вправе привлечь в качестве соспасателей другие суда, дополнительные силы и средства, в том числе принадлежащие иным предприятиям и организациям.

5. В тех случаях, когда для спасения судна необходимо удалить за борт часть груза или весь груз, либо запасы и/или принадлежности судна, прорезать отверстия в бортах или других конструкциях судна, частично или полностью затопить отдельные отсеки, преднамеренно посадить судно на мель или причинить другие повреждения/ущерб судну или грузу «СПАСАТЕЛЬ» может осуществить такие действия только с согласия спасаемого судна.

6. В случае отказа капитана т/х _____ от выполнения рекомендаций «СПАСАТЕЛЯ», имущественную ответственность за удлинение сроков спасательной операции, а также недостижение полезного результата и затраты спасателя несет владелец спасаемого судна.

7. Для выполнения операции по спасению «СПАСАТЕЛЬ» с учетом разумности и целесообразности вправе безвозмездно пользоваться механизмами, цепями, якорями, другими механизмами и оборудованием спасаемого судна.

8. После завершения спасательной операции «СПАСАТЕЛЬ» и «КАПИТАН» подписывают «Акт об окончании помощи аварийному судну».

9. Время, затраченное на проведение спасательной операции исчисляется с момента начала подготовки и проведения спасательной операции или с момента выхода «СПАСАТЕЛЯ» с места стоянки либо изменения курса для следования к аварийному судну, включая время, затраченное на переход к аварийному судну, его поиск до возвращения «СПАСАТЕЛЯ» в пункт выхода на спасательную операцию либо возвращения его в точку изменения курса для следования к месту нахождения аварийного судна либо выхода «СПАСАТЕЛЯ» в иную точку, однако расположенную не далее расстояния до точки изменения курса.

10. Размер спасательного вознаграждения за спасение аварийного судна, его груза, топлива, запасов, другого имущества, фрахта, а также за предотвращение ущерба от загрязнения окружающей среды либо значительного уменьшения от такого загрязнения, определяется после завершения спасательной операции соглашением сторон либо решением Морской арбитражной комиссии при Торгово-промышленной палате Украины с учетом:

- достижения полезного результата;
- труда и заслуги спасателей;
- опасности, которым подвергалось аварийное судно, его груз и экипаж;
- опасности, которым подвергались спасатели;
- времени, затраченного за проведение спасательной операции;
- понесенных «СПАСАТЕЛЕМ» издержек и убытков;
- стоимости спасенного имущества;
- предотвращение ущерба от загрязнения окружающей среды либо значительное уменьшение такого ущерба разливов нефтепродуктов и других загрязняющих веществ и аварийного судна;
- другие, имеющие значение для дела обстоятельства и последствия спасателей.

11. Размер спасательного вознаграждения не может превышать стоимости спасенного имущества/интереса.

12. Однако, если без проявления небрежности со стороны «СПАСАТЕЛЯ», спасательная операция не привела к спасению аварийного судна и/или другого подвергавшегося опасности имущества или что-либо препятствует «СПАСАТЕЛЮ» завершить спасательную операцию, однако положительный результат спасательной операции благодаря принятым «СПАСАТЕЛЕМ» мерам выразился в предотвращении ущерба от загрязнения окружающей среды от разлива нефтепродуктов или других вредных веществ с аварийного судна либо значительному уменьшению такого ущерба, то «СПАСАТЕЛЬ» имеет право на получение от владельца аварийного судна специальной компенсации в размере разумно понесенных расходов.

13. В случае, когда капитан или владелец аварийного судна после заявления просьбы об оказании помощи аварийному судну либо принятия услуг по оказанию помощи, безосновательно, откажутся от его услуг, спасатель име-

ет право на получение возмещения разумно понесенных расходов.

14. Если «СПАСАТЕЛЬ» пожелает обеспечить свои требования по настоящему договору, то он до завершения спасательной операции либо сразу после ее завершения заявляет об этом владельцам спасенного имущества/интереса.

В случае непредставления надлежащей банковской/страховой гарантии, «СПАСАТЕЛЬ» в соответствии с действующим законодательством вправе обеспечить свои требования наложением ареста на спасенное судно, груз либо другое имущество судовладельца/грузовладельца.

15. Споры, вытекающие из настоящего договора, разрешаются на основании действующего на территории Украины законодательства в Морской арбитражной комиссии при Торгово-промышленной палате Украины.

«СПАСАТЕЛЬ»

«КАПИТАН»

Содержание

СУДОСТРОЕНИЕ И СУДОРЕМОНТ 3

Ю.Л. Воробьев, М.Я. Постан

К ПРОБЛЕМЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ БЕЗОПАСНЫХ ГАБАРИТОВ
ПОДХОДНЫХ КАНАЛОВ К АКВАТОРИЯМ МОРСКИХ
ПОРТОВ 3

В.В. Козляков

АНАЛИЗ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ ОЦЕНОК УСТАЛОСТНОЙ
ДОЛГОВЕЧНОСТИ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ 17

Н. В. Ефремова

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК КАЧКИ МАЛОГО ПЛАВУЧЕГО
ОБЪЕКТА НА МОРСКОМ ВОЛНЕНИИ ВБЛИЗИ КРУПНОТОН-
НАЖНОГО СУДНА 29

А. Е. Нильва

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЛНОВОЙ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ГИДРОДИНА-
МИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ НА СУДНО, КОТОРОЕ НАХОДИТСЯ
НА ЗНАЧИТЕЛЬНОМ МЕЛКОВОДЬЕ 37

В.И. Тонюк

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ЗАДАЧА ИЗЛУЧЕНИЯ ДЛЯ ПРОДОЛЬ-
НОЙ КАЧКИ ТРИМАРАНА НА ГЛУБОКОЙ ВОДЕ 43

В. М. Бондарь

НЕПОТОПЛЯЕМОСТЬ В СИСТЕМЕ БЕЗОПАСНОСТИ МОРЕП-
ЛАВАНИЯ 53

В.Г.Сизов

О ВОЛНОВОМ СОПРОТИВЛЕНИИ СУДНА НА НЕРЕГУЛЯРНОМ
ВОЛНЕНИИ 60

С. В. Бугаев

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ ГУСЕ-
НИЧНОЙ ПЛАВАЮЩЕЙ МАШИНЫ 69

А.В. Демидюк

МЕТОД ВЫЧИСЛЕНИЯ ИНТЕГРАЛОВ ТИПА ФУРЬЕ В РЕШЕ-
НИИ КРАЕВЫХ ЗАДАЧ ГИДРОДИНАМИКИ СУДНА 77

Г. В. Егоров

ОСОБЕННОСТИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОРПУСОВ
СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ 83

Д.В. Евдокимов

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА КОНУСНОСТИ И КОМПЕНСАТОРОВ ИЗНОСА НА УТЕЧКИ В ИЗНОШЕННЫХ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВЫХ ПАРАХ ГИДРОМАШИН 96

Л.В. Кошарская

УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ТРИБОМАГНИТНЫМ МЕТОДОМ 103

В.А. Гришин, В.И. Снисаренко 108

РАСЧЕТ ПЛИТ, ЛЕЖАЩИХ НА ДЕФОРМИРУЕМОМ ОСНОВАНИИ С ОТВЕРСТИЯМИ И ВЫЕМКАМИ 108

ВОДНОТРАНСПОРТНЫЕ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИЕ СООРУЖЕНИЯ..... 115

М.П. Дубровский, А.В. Калужный, С. Габи, А. Белакруф

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ПОРТОВОГО ПРИЧАЛЬНОГО СООРУЖЕНИЯ РАСПОРНОГО ТИПА (ЧАСТЬ 2) 115

Н.В. Соколова

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАНОСИМОСТИ КЕРЧЬ-ЕНИКАЛЬСКОГО КАНАЛА С ПОЗИЦИЙ ТЕОРИИ ВЕРОЯТНОСТИ 125

Е.Ю. Федорова

ВОЛНОВЫЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ТРУБОПРОВОД, ЛЕЖАЩИЙ НА ДНЕ 132

И. Г. Бугаева, С.В. Бугаева, В. А. Гришин

УПРУГОВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЖЕСТКОЙ ПОДПОРНОЙ СТЕНКИ СОВМЕСТНО С ДЕЙСТВУЮЩИМ НА НЕЕ ГРУНТОМ 148

А.П. Тюрин, Е.Н. Лисовская

УЧЕТ ГРУНТА ОСНОВАНИЯ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ПРИШВАРТОВАННОГО СУДНА СО СВАЙНЫМ ПРИЧАЛОМ В УСЛОВИЯХ ВОЛНЕНИЯ 154

Я.И. Каганов

УСТОЙЧИВОСТЬ ОСНОВАНИЙ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ ПОД ВЛИЯНИЕМ РУСЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ УСТЬЕВЫХ УЧАСТКОВ РЕК 157

В.И. Барановский, А.В. Катана, И.Н. Мироненко

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЛЕКТРООСМОСА ПРИ ПОГРУЖЕНИИ МОДЕЛЕЙ СВАЙ 162

В.В.Бурячок, В.И. Барановский, С.В.Косяк
ТЕОРИЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ КОСОПОДХОДЯЩИХ ВОЛН НА ВЕРТИКАЛЬНУЮ СТЕНКУ СО СЛАБЫМИ ГРУНТАМИ В ОСНОВАНИИ 166

О.В. Ладур, П.И. Яковлев
К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ БОКОВОГО ДАВЛЕНИЯ ГРУНТА ОТ ПОЛОСОВЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ НАГРУЗОК 171

С.М. Мадин
СЕЙСМОСТОЙКОСТЬ ПРИЧАЛОВ СВАЙНОЙ КОНСТРУКЦИИ.....176

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ТРАНСПОРТА..... 182

A. Larkin
THE ORGANIZATION OF CONSECUTIVE VOYAGES OPERATION BY THE UKRAINIAN SHIPOWNERS 182

А.Г. Шибаев
СИСТЕМА ПОДДЕРЖКИ РЕШЕНИЙ ПО УПРАВЛЕНИЮ ПЕРЕВОЗКАМИ И РАБОТОЙ ФЛОТА 192

А.С. Лесник
ОРГАНИЗАЦИЯ СКВОЗНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ОБСЛУЖИВАНИЯ ГРУЗОВ В МОРСКОМ ПОРТУ 199

С. Райя
ЗАДАЧА ОПТИМИЗАЦИИ ГРУЗОПОТОКОВ В МУЛЬТИМОДАЛЬНОЙ СИСТЕМЕ С ДВУСТОРОННИМИ ПЕРЕВОЗКАМИ 211

А.О. Балобанов
К ВОПРОСУ О ПРАВОВОМ РЕГУЛИРОВАНИИ СПАСАНИЯ НА МОРЕ 218



СУДОСЕРВИС-УКРАИНА

Украина 65078, г. Одесса, ул. Гайдара 13, офис №200
Тел.: + 380482661092 / 647041 / 342915 / 343020
/ 647057
Факс: + 380482 342627 / 615174

Телекс (VIA UK) : 94070443 STSO G
E-mail Comtext A33SU685
E-mail internet: strongsys@paco.net

«Судосервис-Украина» - частная компания, основанная в 1993 году в соответствии с действующим законодательством Украины.

Компания специализируется на морских видах деятельности. С момента своего создания «Судосервис-Украина» осуществляет полномасштабный коммерческий и технический менеджмент судов, являясь надежным партнером в организации перевозок различных грузов морским транспортом.

Центральный офис компании удобно расположен в центре морской столицы Украины - городе Одессе и оборудован всеми видами связи: телексной, факсимильной, электронной почтой, интернет, X-400, Comtext, что позволяет поддерживать круглосуточный контакт как с судами, так и с фрахтователями, судовладельцами, надзорными органами.

Персонал компании состоит из высококвалифицированных специалистов с огромным опытом практической работы как в Украине, так и за ее пределами.

Сфера деятельности компании охватывает основные судовые операции и включает собственно эксплуатацию судов, судовое снабжение, поставку СЗЧ, бункеровку топливом и маслом, агентирование в портах Украины.

Сертификация компании в рамках GSM / ISO кодов позволяет ей достойно встретить любые требования судовладельцев в части безопасной эксплуатации судов и качества услуг по перевозке грузов. Мы дорожим своим авторитетом и добрым именем судовладельца.

Компания «Судосервис-Украина» в кооперации с лучшими судоремонтными заводами производит все виды технического обслуживания и ремонта судов и плавсооружений всех типов и назначений как в Украине, так и за ее пределами.

Имея в своем составе специалистов-ремонтников высокого класса и обладая современным технологическим оборудованием, компания в состоянии выполнять ремонтные работы как на судоремонтной базе, так и в ходе грузовых операций в портах Ильичевск, Одесса, Южный.

Отличительной особенностью компании при высоком качестве выполняемых работ и услуг является оперативность, корректность и производственная культура.

СУДОСЕРВИС-УКРАИНА

Для заметок

Наукове видання

ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

Випуск 5

Збірник наукових праць

*Українською, російською
та англійською мовами*

Комп'ютерну верстку та розробку оригінал-макету збірника
було здійснено на ІОЦ ОДМУ

Т. Д. Панченко, В. М. Савченко

Підписано до друку 26.06.2000.

Формат 70x108/16

Папір офсетний. Ум. друк. арк 19,8. Фіз. друк. арк 19,8.

Тираж 300 прим. Зам. № 1046

Видавництво і друкарня ОДМУ
65029, м. Одеса, вул. Мечникова, 34
тел. 7-39-55-53