

ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО
УНІВЕРСИТЕТУ

9

Міністерство освіти і науки України



ВІСНИК

**ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

9 ` 2002

ББК 39.42-011я43

В635

УДК 629.12.002(082)

Головний редактор:

д-р техн.наук, проф., *Ю.Л. Воробйов*

Редакційна колегія:

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

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

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

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

Друкується за ухвалою Вченої ради
Одеського національного морського університету
від 27.11.2002 р. (протокол № 4)

ISBN 966-7716-23-6

© Одеський національний
морський університет, 2002

УДК 551.466.3/6:543.42

СПЕКТРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕТРА В ОДЕССКОМ ЗАЛИВЕ

Ю. Л. Воробьев, М. Б. Косой

Изучая движение судна в стеснённых условиях, особенно важно учесть силы, вызванные погодными условиями, а потому изменяющиеся случайным образом. К числу таких сил относятся силы ветрового давления на судно. Для надёжной оценки значений этих сил необходимо знать спектральные характеристики преобладающих ветров в районе движения судна. Для изучения статистических и спектральных характеристик ветра в одесском заливе были собраны результаты систематических измерений скорости ветра на подходе к порту Одесса в период с апреля 1996 г. по октябрь 1998 г. В настоящей работе описана оригинальная методика обработки экспериментальных данных и предложены практические рекомендации по применению полученных результатов.

На основании анализа данных экспериментальных исследований в [1] и [2] представлены следующие соображения относительно структуры ветрового потока. Ветер над поверхностью моря представляет собой турбулентный поток. Турбулентность вызвана влиянием волн, развивающихся под действием ветра, и наблюдается в слое, высота которого близка к одной трети длины волн в этой части акватории моря. Поэтому надводная часть судна всегда почти полностью находится в зоне взаимодействия ветра и волнения. При изучении структуры ветрового потока его скорость удобно представить в виде суммы двух слагаемых: средней, установившейся во времени, скорости \vec{V}_{CP} и пульсационной скорости \vec{V}^n , принимающей случайные значения. Пульсационную слагаемую скорости ветра можно разложить на вертикальную и горизонтальную составляющие. Ясно, что параметры управляемости судна зависят от сил, векторы которых лежат в плоскостях, параллельных плоскости ватерлинии. Поэтому важно определить спектр горизонтальной составляющей сил, вызванных ветром, а, следовательно, и спектр горизонтальной составляющей пульсационной скорости ветра. В работе [3] рекомендован спектр горизонтальной составляющей пульсационной скорости, который имеет следующий аналитический вид:

$$S(\omega) = \frac{8\pi k \tilde{\omega}^2 \left(V_{CP}^{10}\right)^2}{\omega \left(1 + \tilde{\omega}^2\right)^3}, \quad (1)$$

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

где $\tilde{\omega} = \frac{L\omega}{2\pi V_{CP}^{10}}$ – нормированная частота;

V_{CP}^{10} – средняя скорость ветра на высоте 10 метров над невозмущенной поверхностью моря;

k – коэффициент сопротивления поверхности моря, м.;

L – линейный размер, характеризующий степень турбулентности воздушного потока и принятый Давенпортом [3] равным 1800 метров.

Для использования в расчётах характеристик движения судна спектральной плотности (1) необходимо определить величины k и L для разной бальности и различных направлений ветра в изучаемом районе моря.

Статистические данные о скоростях ветра, наблюдаемого в течение нескольких лет в Одесском заливе, были предоставлены гидрометеорологической службой Одесского порта. Согласно нормативным требованиям, замеры скорости ветра проводились анемометром четыре раза в сутки в направлении 16 румбов через равные промежутки времени с точностью до 1м/с. Ограниченное количество значений скорости ветра по каждому из 16 направлений, а также большие интервалы времени между замерами могут негативно повлиять на результаты статистической обработки данных. Поэтому необходимо путём увеличения числа замеров в выборке “улучшить” статистику, поступив, например следующим образом. Для практических нужд ограничимся 8 основными направлениями, приписав им следующие индексы-идентификаторы:

$j=1$ – север (N);

$j=2$ – северо-восток (NE);

$j=3$ – восток (E);

$j=4$ – юго-восток (SE);

$j=5$ – юг (S);

$j=6$ – юго-запад (SW);

$j=7$ – запад (W);

$j=8$ – северо-запад (NW).

Остальные восемь направлений определим как дополнительные, приписав им индексы-идентификаторы, связанные с соответствующими основными направлениями:

$j=1,5$ – северо-северо-восток (NNE);

$j=2,5$ – восток-северо-восток (ENE);

$j=3,5$ – восток-юго-восток (ESE);

$j=4,5$ – юго-юго-восток (SSE);

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

$j=5,5$ — юго-юго-запад (SSW);

$j=6,5$ — запад-юго-запад (WSW);

$j=7,5$ — запад-северо-запад (WNW);

$j=8,5$ — северо-северо-запад (NNW).

Выборки скорости ветра, полученные на каждом из дополнительных направлений, объединяются с выборками двух соседних основных направлений. Например, выборка направления $j=1,5$ включается как в выборку направления $j=1$, так и в выборку направления $j=2$; выборка направления $j=6,5$ — в выборки направлений $j=6$ и $j=7$; выборка направления $j=8,5$ — в выборки направлений $j=8$ и $j=1$.

Примем относительно полученных статистических данных следующие гипотезы:

– скорость ветра является стационарным случайным процессом;

– величины скорости в выборке являются значениями взаимно независимых случайных величин.

Теперь для улучшения статистики можно воспользоваться тем фактом, что случайная величина ошибки измерения v подчинена нормальному закону распределения с нулевым математическим ожиданием и дисперсией σ^2 . Для нормально распределённых случайных величин известна оценка вероятности события, при котором модуль разности значений случайной величины и её математического ожидания не превосходит 3σ . Эту оценку называют “правилом трёх сигм”

$$P\{|v - Mv| \leq 3\sigma\} \approx 0,997. \quad (2)$$

Если нижняя граница числовых значений, которую не превосходят значения v , равна Δ , то $\sigma \approx \Delta/3$. Учитывая точность измерения скорости ветра, которая обеспечивается гидрометеорологической службой, примем $\Delta = 1\text{ м/с}$. Определив дисперсию σ , значение ошибки v_i для i -го значения выборки V_i можно получить из соотношения

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma}} \int_0^{v_i} \exp\{-x^2/2\sigma^2\} dx = \beta_i, \quad (3)$$

где β_i случайное число из интервала (0; 1), реализуемое с помощью датчика случайных чисел. Итак, исходная статистика представляет собой конечную последовательность значений скорости ветра V_i ($i = 1, 2, \dots$) в фиксированном направлении для рассматриваемого периода времени года, а улучшенная статистика \tilde{V}_i получается из исходной по формуле

$$\tilde{V}_i = V_i + v_i, \quad i=1,2,3,\dots \quad (4)$$

Определив значение средней скорости V_{CP} улучшенной статистики $V_{CP} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \tilde{V}_i$ найдём статистический ряд пульсационной составляющей скорости ветра V_i^{Π}

$$V_i^{\Pi} = \tilde{V}_i - V_{CP}, \quad i=1,2,\dots \quad (5)$$

Этот статистический ряд получен для фиксированного направления ветра. Поскольку данные измерений скорости ветра систематизированы по восьми направлениям, в результате получаем восемь статистических рядов значений пульсационной составляющей скорости V_{ij}^{Π} ($i=1..N_j; j=1..8$), где N_j — число значений скорости ветра в выборке j -го направления.

Возвращаясь к исходной цели задачи, а именно, оценке параметров k и L , необходимо сначала найти плотность p_j распределения вероятности пульсационной составляющей скорости ветра V_j^{Π} для каждого j -го направления. Эмпирическую функцию вероятности величины V_j^{Π} возьмём в виде

$$\tilde{F}_j(v) = \frac{n(v)}{N_j}, \quad (6)$$

где N_j — количество значений V_j^{Π} , $n(v)$ — число тех значений V_j^{Π} , для которых $V_j^{\Pi} < v$. В [4] показано, что такая оценка является несмещённой и сильно состоятельной, то есть, удовлетворяет требованиям, предъявляемым к оценкам статистических характеристик. Технические условия проведения эксперимента не позволяют получить всех значений случайной величины с непрерывной областью значений, то есть найдутся такие значения v , для которых значение $n(v) = 0$. Поэтому необходимо разбить интервал W_j , включающий в себя все определённые значения пульсационной составляющей скорости ветра V_j^{Π} , на непересекающиеся интервалы $[v_s, v_s + \Delta v_s)$, $s=1..m_j$ и рассматривать частоты \tilde{p}_{js} значений случайных величин V_j^{Π} , попадающих в каждый фиксированный интервал s , то есть

$$\tilde{p}_{js}(v_s) = \frac{n(v_s)}{N_j}, \quad (7)$$

где $n(v_s)$ – число тех значений пульсационной составляющей скорости ветра V_j^H , для которых справедливо неравенство $v_s \leq V_j^H < v_s + \Delta v_s$. Длина Δv_s интервала группировки должна обеспечить ненулевое значение частот для всех интервалов $[v_s, v_s + \Delta v_s) \subset W_j$. Гистограммы полученных распределений вероятности, представленные на рис.1, позволяют выдвинуть гипотезу о том, что плотность p_j распределения пульсационной составляющей скорости ветра является плотностью распределения гауссовского типа с нулевым математическим ожиданием. Для оценки согласия между данными каждой из выборок и принятой гипотезой использован критерий Пирсона

$$\chi^2 = \sum_{s=1}^{m_j+1} \frac{(\bar{p}_{js} - p_{js})^2}{p_{js}}, \quad (8)$$

где p_{js} – теоретические частоты значений пульсаций скорости ветра для j -го направления, равные

$$p_{js} = \frac{|F_j(v_{s+1}) - F_j(v_s)|}{N_j}, \quad (9)$$

$$F_j(v_s) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_j^2}} \int_{-\infty}^{v_s} \exp\left(-\frac{x^2}{2\sigma_j^2}\right) dx,$$

$F_j(v)$ – функция распределения пульсационной составляющей скорости ветра;

σ_j – среднеквадратическое отклонение величины V_j^H для j -го направления.

Область значений пульсационных скоростей ветра разбита на $(m_j + 1) = 8$ непересекающихся интервалов: (-19;-15), [-14;-10), [-9;-5), [-4;-1), [0;4), [5;9), [10;14), [15;19). Поэтому число степеней свободы распределения “хи-квадрат” равно $m_j = 7$. Величину z , для которой $\chi^2 \geq z$ с вероятностью γ следует выбирать из условия $P(\chi^2 \geq z) = \gamma$. В табличном процессоре MS Excel существует функция ХИ2ОБР(γ, m), возвращающая значение критической точки χ^2 по значению γ и числу степеней свободы m_j . Полагая значение $\gamma=0,99$ достаточно высокой вероятностью события $\chi^2 \geq z$, получаем значение ХИ2ОБР(0,99;7)= 1,239, то есть $\chi^2 > 1,239$.

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

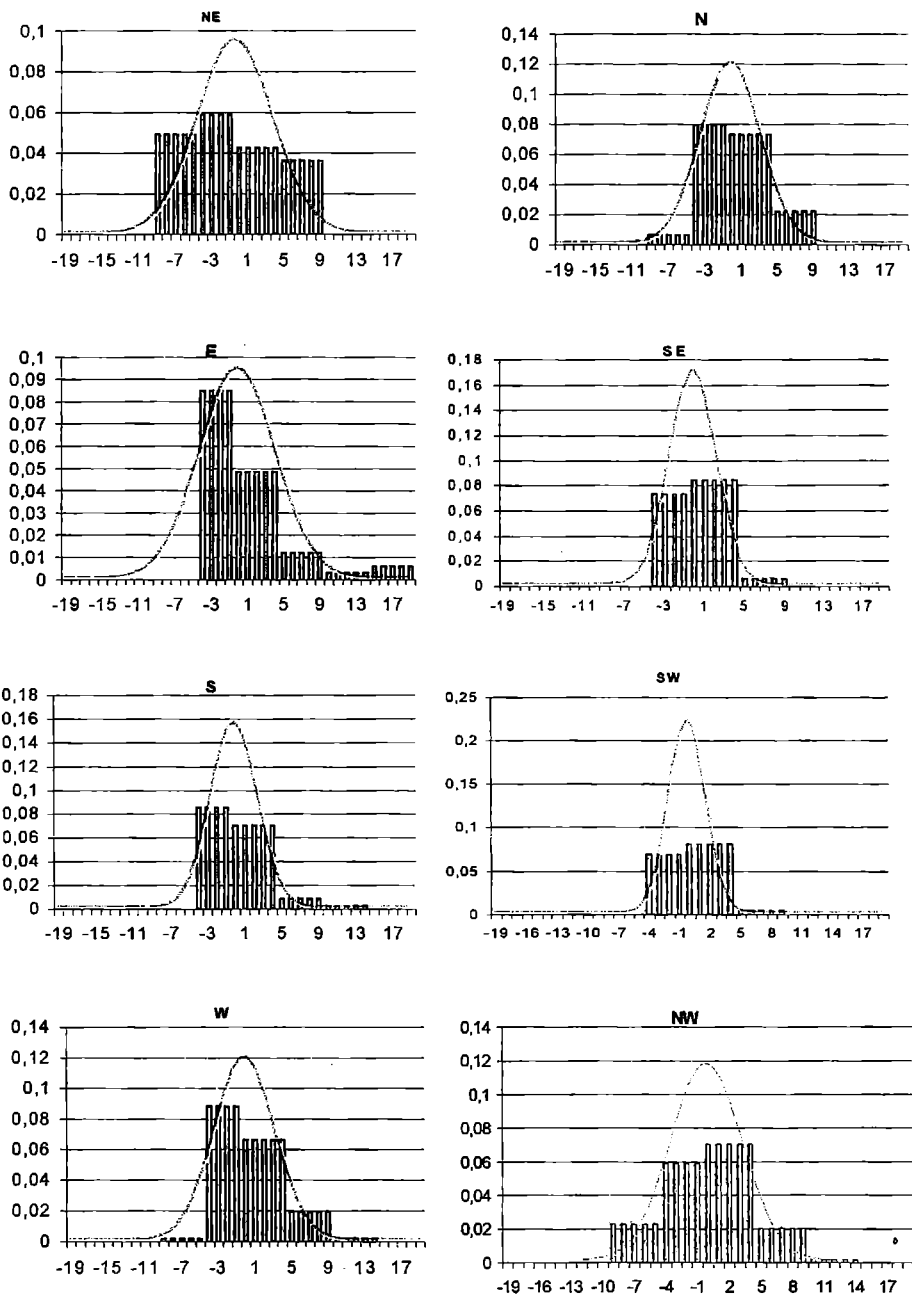


Рис.1. Гистограммы частот и аппроксимации плотности вероятности значений пульсационной составляющей скорости ветра по направлениям

В табл. 1 приведен расчет критерия χ^2 для зимнего периода 1998 года. По значениям теоретических частот p_{js} и экспериментальных частот \tilde{p}_{js} пульсаций скорости ветра для восьми направлений ($j=1..8$) рассчитаны значения

$$\chi_H^2 = \sum_1^{m_j+1} \frac{(\tilde{p}_{js} - p_{js})^2}{p_{js}}$$

Максимальное по всем направлениям значение $\chi_H^2 = 0,8335 < 1,239 < \chi^2$.

Согласно [4], если $\chi_H^2 < \chi^2$, то гипотеза о нормальном распределении пульсационной составляющей скорости ветра вполне обоснована.

Теперь остаётся определить параметры k и L , используемые в формуле (1) спектральной плотности пульсационной составляющей скорости ветра. С этой целью применён метод максимального правдоподобия, суть которого состоит в следующем. Всевозможные пары $(v_e; v_l)$ элементов выборки, где v_e предшествует v_l , рассматриваются как значения независимых двумерных случайных величин с одинаковой плотностью распределения вероятности $f(v_e, v_l, t_e, t_l, k, L)$, где t_e, t_l – моменты времени фиксирования значений скорости ветра в эксперименте, k, L – оцениваемые параметры. Функция правдоподобия имеет вид

$$\Lambda(v_1, \dots, v_N, k, L) = \prod_{e=1}^{N-1} \prod_{l=e+1}^N f(v_e, v_l, t_e, t_l, k, L) \quad (10)$$

и её смысл – совместная плотность распределения вероятности $\frac{N(N-1)}{2}$ независимых случайных двумерных величин $(v_e; v_l)$ с одинаковыми плотностями распределения $f(v_e, v_l, t_e, t_l, k, L)$. В качестве оценки параметров k и L следует принять те значения \tilde{k} и \tilde{L} , при которых функция правдоподобия $\Lambda(v_1, \dots, v_N, \tilde{k}, \tilde{L})$ принимает максимальное значение. Выше было показано, что одномерная плотность распределения пульсационной составляющей скорости ветра является нормальной, следовательно, нормальной является и двумерная плотность, а корреляционную функцию $K_j(\tau)$ пульсационной скорости V_j^H можно определить обратным преобразованием Фурье спектральной функции (1) при условии, что пульсационная составляющая скорости ветра является стационарным случайным процессом.

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

Таблица 1. Расчёт критерия правдоподобия гипотезы о нормальном законе распределения пульсационной составляющей скорости ветра различных направлений

Ветер направления N				
S	интервалы группировки	p_s	\tilde{p}_s	$\frac{(\tilde{p}_s - p_s)^2}{p_s}$
1	(-19;-15]	0,0000	0,0000	0,0000
2	(-14;-10]	0,0005	0,0000	0,0005
3	(-9;-5]	0,0075	0,0250	0,0407
4	(-4;-1]	0,0090	0,0781	0,5309
5	(0;4]	0,0098	0,0562	0,2202
6	(5;9]	0,0075	0,0250	0,0407
7	(10;14]	0,0005	0,0000	0,0005
8	(15;19]	0,0000	0,0000	0,0000
χ_n^2				0,8335

Ветер направления NE				
S	интервалы группировки	p_s	\tilde{p}_s	$\frac{(\tilde{p}_s - p_s)^2}{p_s}$
1	(-19;-15]	0,0000	0,0000	0,0000
2	(-14;-10]	0,0006	0,0000	0,0006
3	(-9;-5]	0,0076	0,0346	0,0969
4	(-4;-1]	0,0085	0,0615	0,3330
5	(0;4]	0,0092	0,0577	0,2556
6	(5;9]	0,0076	0,0154	0,0081
7	(10;14]	0,0006	0,0038	0,0179
8	(15;19]	0,0000	0,0000	0,0000
χ_n^2				0,7121

Ветер направления E				
S	интервалы группировки	p_s	\tilde{p}_s	$\frac{(\tilde{p}_s - p_s)^2}{p_s}$
1	(-19;-15]	0,0000	0,0000	0,0000
2	(-14;-10]	0,0001	0,0000	0,0001
3	(-9;-5]	0,0057	0,0000	0,0057
4	(-4;-1]	0,0163	0,0844	0,2840
5	(0;4]	0,0181	0,0667	0,1306
6	(5;9]	0,0057	0,0133	0,0104
7	(10;14]	0,0001	0,0000	0,0001
8	(15;19]	0,0000	0,0000	0,0000
χ_n^2				0,4308

Ветер направления SE				
S	интервалы группировки	p_s	\tilde{p}_s	$\frac{(\tilde{p}_s - p_s)^2}{p_s}$
1	(-19;-15]	0,0000	0,0000	0,0000
2	(-14;-10]	0,0000	0,0000	0,0000
3	(-9;-5]	0,0034	0,0000	0,0034
4	(-4;-1]	0,0235	0,0759	0,1171
5	(0;4]	0,0265	0,0785	0,1017
6	(5;9]	0,0034	0,0076	0,0053
7	(10;14]	0,0000	0,0000	0,0000
8	(15;19]	0,0000	0,0000	0,0000
χ_n^2				0,2275

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ
БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ**

Продолжение таблицы 1

Ветер направления S				
S	интервалы группировки	P_S	\tilde{P}_S	$\frac{(\tilde{P}_S - P_S)^2}{P_S}$
1	(-19;-15]	0,0000	0,0000	0,0000
2	(-14;-10]	0,0000	0,0000	0,0000
3	(-9;-5]	0,0031	0,0000	0,0031
4	(-4;-1]	0,0243	0,0750	0,1060
5	(0;4]	0,0275	0,0781	0,0934
6	(5;9]	0,0031	0,0125	0,0278
7	(10;14]	0,0000	0,0000	0,0000
8	(15;19]	0,0000	0,0000	0,0000
χ_n^2				0,2303

Ветер направления SW				
S	интервалы группировки	P_S	\tilde{P}_S	$\frac{(\tilde{P}_S - P_S)^2}{P_S}$
1	(-19;-15]	0,0000	0,0000	0,0000
2	(-14;-10]	0,0000	0,0000	0,0000
3	(-9;-5]	0,0011	0,0000	0,0011
4	(-4;-1]	0,0332	0,0731	0,0477
5	(0;4]	0,0392	0,0846	0,0528
6	(5;9]	0,0011	0,0038	0,0069
7	(10;14]	0,0000	0,0000	0,0000
8	(15;19]	0,0000	0,0000	0,0000
χ_n^2				0,1085

Ветер направления W				
S	интервалы группировки	P_S	\tilde{P}_S	$\frac{(\tilde{P}_S - P_S)^2}{P_S}$
1	(-19;-15]	0,0000	0,0000	0,0000
2	(-14;-10]	0,0000	0,0000	0,0000
3	(-9;-5]	0,0040	0,0017	0,0013
4	(-4;-1]	0,0214	0,0696	0,1086
5	(0;4]	0,0240	0,0800	0,1308
6	(5;9]	0,0040	0,0104	0,0102
7	(10;14]	0,0000	0,0000	0,0000
8	(15;19]	0,0000	0,0000	0,0000
χ_n^2				0,2509

Ветер направления NW				
S	интервалы группировки	P_S	\tilde{P}_S	$\frac{(\tilde{P}_S - P_S)^2}{P_S}$
1	(-19;-15]	0,0000	0,0000	0,0000
2	(-14;-10]	0,0001	0,0000	0,0001
3	(-9;-5]	0,0062	0,0150	0,0127
4	(-4;-1]	0,0148	0,0692	0,2007
5	(0;4]	0,0163	0,0797	0,2474
6	(5;9]	0,0062	0,0165	0,0174
7	(10;14]	0,0001	0,0000	0,0001
8	(15;19]	0,0000	0,0000	0,0000
χ_n^2				0,4784

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ
БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ**

В [1] отмечено, что при установившемся под действием ветра нерегулярном волнении горизонтальная пульсационная составляющая скорости ветра стационарна. Поэтому корреляционную функцию $K_j(\tau)$ получаем из соотношения

$$K_j(\tau) = 16\pi k \int_0^{\infty} \frac{\tilde{\omega}_j^2 (V_{jCP}^{10})^2}{\omega (1 + \tilde{\omega}_j^2)^3} \sin(\omega \tau) d\omega, \quad (11)$$

где $\tilde{\omega} = \frac{L\omega}{2\pi V_{jCP}^{10}}$, $\tau = t_l - t_e$ — моменты времени фиксирования значений

скорости ветра в эксперименте, V_{jCP}^{10} — средняя скорость ветра на высоте 10 метров над невозмущенной поверхностью моря для j -го направления. Для упрощения процедуры вычисления интеграла проинтегрируем его по частям дважды. Получим

$$K_j(\tau) = \frac{16\pi k (V_{jCP}^{10})^2}{\tau} \left\{ \frac{-\omega \cos(\omega \tau)}{(1 + \tilde{\omega}_j^2)^{4/3}} \Big|_0^{\infty} + \frac{1}{3\tau} \left[\frac{(3 - 5\tilde{\omega}_j^2) \sin(\omega \tau)}{(1 + \tilde{\omega}_j^2)^{7/3}} \right] \Big|_0^{\infty} + \frac{1}{9\tau} \int_0^{\infty} \frac{(40\tilde{\omega}_j^2 - 72) A_j^2 \omega \sin(\omega \tau)}{(1 + \tilde{\omega}_j^2)^{10/3}} d\omega \right\}, \quad (12)$$

где $A_j = \frac{L}{2\pi V_{jCP}^{10}}$.

Последний интеграл рассчитывается численно на конечном интервале $(0; \Omega)$, где Ω определяется из условия

$$\left| \frac{16\pi k (V_{CP}^{10})^2}{9\tau^2} \int_{\Omega}^{\infty} \frac{(40\tilde{\omega}^2 - 72) \left(\frac{L}{2\pi V_{CP}^{10}} \right)^2 \omega \sin(\omega \tau)}{(1 + \tilde{\omega}^2)^{10/3}} d\omega \right| < \varepsilon$$

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ
БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ**

для любого $\varepsilon > 0$ и

$$\Omega > \left(\left(\frac{2\pi V_{jCP}^{10}}{L} \right)^4 \frac{2\pi k (V_{jCP}^{10})^2}{3\tau^2 \varepsilon} \right)^{3/8}. \quad (13)$$

Формула для численного определения значений $K_j(\tau)$ имеет следующий вид:

$$K_j(\tau) = \frac{16\pi k (V_{jCP}^{10})^2}{\tau} \left\{ \frac{-\Omega \cos(\Omega\tau)}{\left((1+A_j^2\Omega^2) \right)^{4/3}} + \frac{1}{3\tau} \frac{\left[(3-5A_j^2\Omega^2) \sin(\Omega\tau) \right]}{\left((1+A_j^2\Omega^2) \right)^{7/3}} + \right. \\ \left. + \frac{1}{9\tau} \sum_{t=1}^{T+1} \frac{(40A_j^2\Omega_t^2 - 72) A_j^2 \Omega_t \sin(\Omega_t \tau)}{\left((1+A_j^2\Omega_t^2) \right)^{10/3}} \Delta\Omega_t \right\}, \quad (14)$$

где $T = Rz$, $R = \left[\frac{\Omega}{\pi} \right]$ – количество полупериодов функции $\sin(\Omega\tau)$ на интервале $[0; \Omega)$, z – количество точек суммирования на полупериоде. Двумерная плотность распределения значений пульсационной составляющей скорости ветра получается в виде

$$f(v_e, v_l, \tau) = \frac{1}{2\pi D_j \sqrt{1 - \left(\frac{K_j(\tau)}{D_j} \right)^2}} \exp \left\{ - \frac{\left[\frac{v_e^2}{D_j} + \frac{v_l^2}{D_j} - 2 \frac{K_j(\tau) v_e v_l}{D_j} \right]}{2D_j \left(1 - \left(\frac{K_j(\tau)}{D_j} \right)^2 \right)} \right\} \quad (15)$$

Дисперсию D_j пульсационной скорости для j -го направления в формуле (15) можно определить из статистики, зная $\tilde{M}(V_j^n)$, по формуле

$$D_j = \frac{\sum_{i=1}^{N_j} (V_{ij}^n - \tilde{M}(V_{ij}^n))^2}{N_j}, \quad (16)$$

где i – номер элемента в выборке;

j принимает любое значение от 1 до 8 согласно введённому выше обозначению.

Таким образом, задача сводится к поиску точек максимума функции $\Lambda(v_1, \dots, v_N, k, L)$ как функции k и L . Так как $f(v_e, v_l, t_e, t_l, k, L) = \varepsilon_{el} \leq 1$, то при больших N_j и малых ε_{el} величина функции $L(v_1, \dots, v_N, k, L)$ очень мала. Поэтому удобнее исследовать функцию $\ln(\Lambda(v_1, \dots, v_N, k, L))$. Экстремальные точки этой функции определяются из уравнений

$$\frac{d \ln(\Lambda(v_1, \dots, v_N, k, L))}{dk} = 0, \quad \frac{d \ln(\Lambda(v_1, \dots, v_N, k, L))}{dL} = 0. \quad (17)$$

В выражение $\ln(\Lambda(v_1, \dots, v_N, k, L))$ входит корреляционная функция, зависящая от средней скорости ветра V_{jCP}^{10} . Следовательно, оценка коэффициента сопротивления поверхности моря также зависит от V_{jCP}^{10} . С целью практического использования полученных результатов необходимо провести оценку параметров k и L для различных ветров, главной характеристикой которых, кроме направления, является бальность или средняя скорость ветра. Ветровые условия, зафиксированные в принятых к обработке выборках, не исчерпывают достаточного количества возможных ветровых режимов. Поэтому в процедуре оценки параметра k и L были использованы данные, полученные линейным преобразованием значений элементов исходных выборок скорости ветра. Суть этих преобразований заключается в следующем. Пусть V_{CP1} средняя скорость ветра исходной выборки, $p_1(v)$ — плотность распределения пульсационной составляющей скорости ветра, D_1 — дисперсия этой составляющей. С изменением средней скорости изменяется плотность вероятности и дисперсия пульсаций скорости ветра. Примем в качестве гипотезы, что вид плотности вероятности пульсаций слабо зависит от средней скорости ветра. Эта гипотеза хорошо согласуется с полученными выше результатами. Структура пульсаций также не меняется с изменением скорости ветра. Принятая гипотеза также логична, так как структура пульсаций характеризуется корреляционной функцией, аналитический вид которой не зависит от величины средней скорости ветра. Таким образом, в начальном приближении можно полагать, что с изменением средней скорости ветра изменяются лишь значения статистических характеристик пульсационной составляющей скорости ветра. При этом будем считать, что изменение среднеквадратического отклонения пульсаций скорости ветра пропорционально изменению его средней скорости, то есть

$$\frac{V_{CP2}}{V_{CP1}} = \frac{\sigma_2}{\sigma_1},$$

где σ_2, σ_1 среднеквадратические отклонения, соответствующие ветрам со средними скоростями V_{CP2}, V_{CP1} . Тогда новую выборку, соответствующую ветру со средней скоростью V_{CP2} , получим, умножая каждый элемент исходной выборки со средней скоростью V_{CP1} на отношение $\frac{V_{CP2}}{V_{CP1}}$. Конструируя таким образом выборки для различных

значений средних скоростей ветра, получаем исходный материал для определения величин k и L , соответствующих различным средним скоростям и, следовательно, бальностям ветров фиксированного направления j . Рассмотрим результаты численного определения точек максимума функции максимального правдоподобия $\Lambda(u_1, \dots, u_N, k, L)$ методом градиентного спуска. Расчёты показали, что значение параметра L меняется очень слабо. Учитывая величину начального приближения, принимаем $L = 1800$ м. В табл. 2 и 3 представлены оценки коэффициента k для пяти значений средних скоростей ветра от 2 м/с до 14 м/с и для восьми основных направлений, определённые по пяти исходным выборкам: по трём выборкам скорости ветра летнего периода, и двум выборкам зимнего периода. Параметр k является случайной величиной, так как был получен в результате преобразований случайных величин $V_j^n, (j=1..8)$. Поэтому для использования k в формуле спектральной плотности (1) можно воспользоваться средними по совокупности выборок для каждого сезона значениями k . Эти значения представлены в табл. 4 и 5. Определив спектральную плотность пульсационной составляющей скорости ветра по формуле (1) с учётом найденных выше значений L и k , можно решать многие важные задачи динамики судна, связанные с обеспечением безопасности плавания судов и повышением эффективности эксплуатации морских портов.

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ
БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ**

Таблица 2. Значения оценок параметра k , определённых по выборке I, II и III летнего периода для различных направлений скорости ветра

Ветер направления N			
V _{ср} м/с	k		
	I	II	III
2	0,018	0,018	0,027
5	0,017	0,02	0,027
8	0,022	0,026	0,026
11	0,016	0,018	0,025
14	0,017	0,023	0,024

Ветер направления NE			
V _{ср} м/с	k		
	I	II	III
2	0,022	0,0192	0,02
5	0,026	0,0191	0,022
8	0,022	0,0206	0,022
11	0,023	0,0233	0,023
14	0,023	0,0181	0,023

Ветер направления E			
V _{ср} м/с	k		
	I	II	III
2	0,0342	0,0213	0,0127
5	0,0333	0,02	0,022
8	0,0345	0,0204	0,0121
11	0,0323	0,0196	0,0323
14	0,0327	0,0241	0,0327

Ветер направления SE			
V _{ср} м/с	k		
	I	II	III
2	0,014	0,013	0,012
5	0,018	0,013	0,012
8	0,018	0,015	0,011
11	0,014	0,016	0,014
14	0,015	0,012	0,015

Ветер направления S			
V _{ср} м/с	k		
	I	II	III
2	0,02	0,0165	0,02
5	0,019	0,0172	0,018
8	0,023	0,0206	0,018
11	0,026	0,0166	0,026
14	0,024	0,0244	0,024

Ветер направления SW			
V _{ср} м/с	k		
	I	II	III
2	0,0259	0,016	0,0188
5	0,0239	0,0139	0,0204
8	0,0228	0,0178	0,0171
11	0,0235	0,016	0,0235
14	0,0251	0,0139	0,0251

Ветер направления W			
V _{ср} м/с	k		
	I	II	III
2	0,019	0,01	0,016
5	0,029	0,01	0,015
8	0,018	0,012	0,013
11	0,021	0,013	0,021
14	0,018	0,011	0,018

Ветер направления NW			
V _{ср} м/с	k		
	I	II	III
2	0,014	0,0098	0,018
5	0,012	0,0105	0,013
8	0,013	0,0113	0,017
11	0,015	0,0107	0,015
14	0,016	0,0101	0,016

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ
БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ**

Таблица 3. Значения оценок параметра k , определённых по выборке I и выборке II зимнего периода для различных направлений скорости ветра

Ветер направления N			Ветер направления NE			Ветер направления E			Ветер направления SE		
V _{ср} м/с	k		V _{ср} м/с	k		V _{ср} м/с	k		V _{ср} м/с	k	
	I	II		I	II		I	II		I	II
2	0,019	0,0215	2	0,0141	0,0138	2	0,016	0,0143	2	0,0178	0,0175
5	0,0149	0,0184	5	0,0116	0,0204	5	0,01	0,013	5	0,0174	0,0154
8	0,0109	0,0177	8	0,0085	0,0145	8	0,01	0,0124	8	0,0199	0,0177
11	0,0113	0,0143	11	0,0114	0,0117	11	0,01	0,0121	11	0,0196	0,0149
14	0,0107	0,0148	14	0,0097	0,0136	14	0,012	0,011	14	0,0185	0,0139

Ветер направления S			Ветер направления SW			Ветер направления W			Ветер направления NW		
V _{ср} м/с	k		V _{ср} м/с	k		V _{ср} м/с	k		V _{ср} м/с	k	
	I	II		I	II		I	II		I	II
2	0,0194	0,0168	2	0,0332	0,0194	2	0,016	0,0143	2	0,0178	0,0175
5	0,0203	0,017	5	0,0334	0,0207	5	0,01	0,013	5	0,0174	0,0154
8	0,0205	0,0149	8	0,0345	0,021	8	0,01	0,0124	8	0,0199	0,0177
11	0,0195	0,0173	11	0,0341	0,0208	11	0,01	0,0121	11	0,0196	0,0149
14	0,0187	0,0168	14	0,034	0,019	14	0,012	0,011	14	0,0185	0,0139

Таблица 4. Средние по совокупности выборок летнего периода значения коэффициента k по направлениям скорости ветра

V _{ср} м/с	k							
	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
2	0,02124	0,02058	0,02276	0,01309	0,01886	0,02021	0,01455	0,01787
5	0,021	0,02249	0,02509	0,01431	0,01779	0,01942	0,01802	0,01841
8	0,02466	0,02159	0,02233	0,01458	0,02066	0,01926	0,01444	0,01812
11	0,01988	0,02314	0,0281	0,01479	0,02279	0,02099	0,01852	0,02077
14	0,021	0,02157	0,0298	0,01358	0,02404	0,02136	0,01577	0,02039

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ
БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ**

Таблица 5. Средние по совокупности выборки зимнего периода значения коэффициента k по направлениям скорости ветра

Vср м/с	k							
	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
2	0,02022	0,01393	0,01498	0,01769	0,0181	0,02631	0,01498	0,01769
5	0,01664	0,01597	0,01134	0,01641	0,01864	0,02703	0,01134	0,01641
8	0,01431	0,01146	0,0111	0,01881	0,01772	0,02777	0,0111	0,01881
11	0,01277	0,01152	0,01124	0,01724	0,01841	0,02749	0,01124	0,01724
14	0,01273	0,01165	0,01139	0,01617	0,01776	0,02648	0,01139	0,01617

ЛИТЕРАТУРА

1. Бреббиа К., Уокер С. Динамика морских сооружений. Пер. с англ. Л.: Судостроение, 1983. — 232 с.
2. Ветер и волны в океанах и морях: Справочные данные. Регистр СССР. - Л.: Судостроение. - 1974. — 218 с.
3. Filling I.J., Analysis of Towline Forces in Ocean Towing Systems. Rept. Dep. Mar. Technol. Norv. Inst. Technol. Univ. Trondheim, 1979. No. 5. XII. - 240 p.
4. Гихман И.И., Скороход А.В., Ядренко М.И. Теория вероятности и математическая статистика. 2-е изд., перераб. и доп.— К.: Вища школа. Головное изд-во, 1988. — 439 с.
5. Коваленко И.Н., Гнеденко Б.В. Теория вероятностей: Учебник. — К.: Вища школа, 1990. — 82 с.
6. Некрасов В.А. Вероятностные задачи мореходности судов. Л.: Судостроение, 1978. — 303 с.

УДК 629.12.073.243.4;532.59;123.563.157:551,446.327

ЗАЛИВАЕМОСТЬ КРУПНОТОННАЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СУДОВ В УСЛОВИЯХ ЭКСТРЕМАЛЬНОГО МОРСКОГО ВОЛНЕНИЯ

И.Ф. Давыдов

Безопасность крупнотоннажных транспортных судов в условиях экстремального морского волнения по-прежнему является предметом пристального внимания специалистов. Причиной тому являются продолжающиеся случаи внезапной гибели этих судов вместе со всем экипажем во время жестоких штормов. До сих пор неясен механизм подобных катастроф из-за невозможности проведения наблюдений в подобных условиях. Тем не менее, появляются все новые и новые данные о таких происшествиях, изучаются их обстоятельства. По мнению многих авторитетных специалистов одной из причин гибели крупных судов является встреча с ненормальными волнами высотой свыше 30 м [1, 2], при этом заливаемость считается одним из важнейших динамических факторов, подлежащих первоочередному учету. Признанием этого факта является увеличение расчетных нагрузок для люковых крышек судов-навалочников, принятое в унифицированных требованиях Международной ассоциации классификационных обществ [3].

В настоящей статье содержатся результаты численной оценки заливаемости люковых крышек двух представительных крупнотоннажных судов.

В качестве меры заливаемости принимались перемещения продольных комингсов люков в различных сечениях по длине судна относительно волнового профиля.

Характеристики судов-представителей определялись на основе анализа соответствующих показателей существующих судов рассматриваемого типа. Характеристики первого принимались по данным судов пр. 15941 [4], прототипом второго явилось судно, модель которого была испытана Дж. Далзеллом в рамках исследовательской программы Комитета по судовым конструкциям США [5].

Расчеты выполнялись для различных скоростей и курсовых углов при движении судов в полном грузу на регулярном и нерегулярном трехмерном волнении.

Суда-представители являются однопалубными, одновинтовыми теплоходами с баком и кормовым расположением машинного отделения. Основные характеристики судов приведены в табл. 1.

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

Таблица 1. Расчетные характеристики объектов исследования

ХАРАКТЕРИСТИКА	ПРОТОТИП	
	Пр. 15941	Модель Дж. Далзелла
Длина, м	201,60	273,00
Ширина, м	31,80	40,24
Высота борта, м	16,95	21,60
Осадка в полном грузу, м	12,30	14,91
Поперечная метацентрическая высота в полном грузу, м	5,00	4,71
Коэффициент общей полноты	0,817	0,800
Продольный радиус инерции масс, отнесенный к длине судна	0,253	0,230

Форма подводной части корпуса представлена на рис. 1 и 2, расчетное а распределение весовой нагрузки – на рис. 3 и 4.

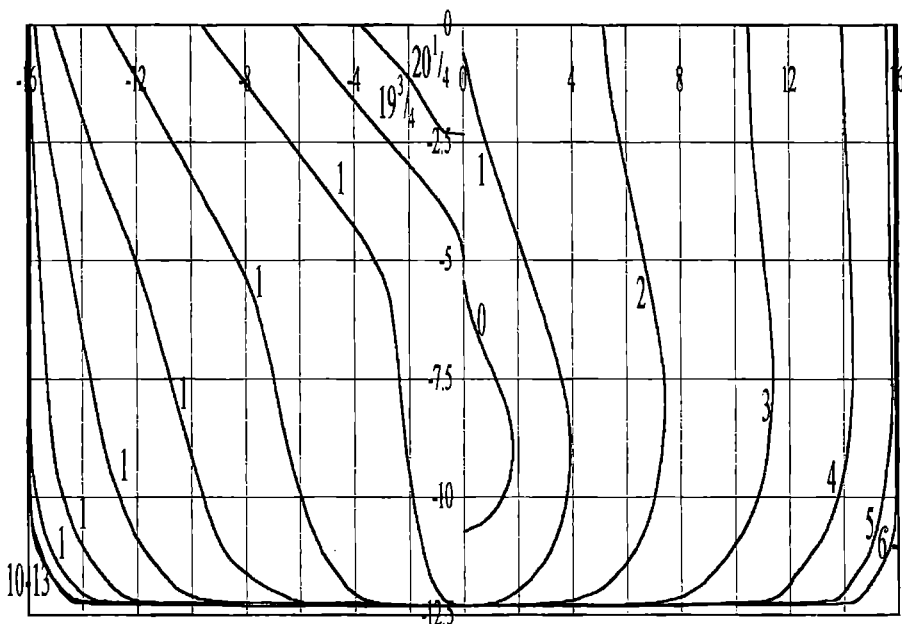


Рис. 1. Форма корпуса судна пр. 15941

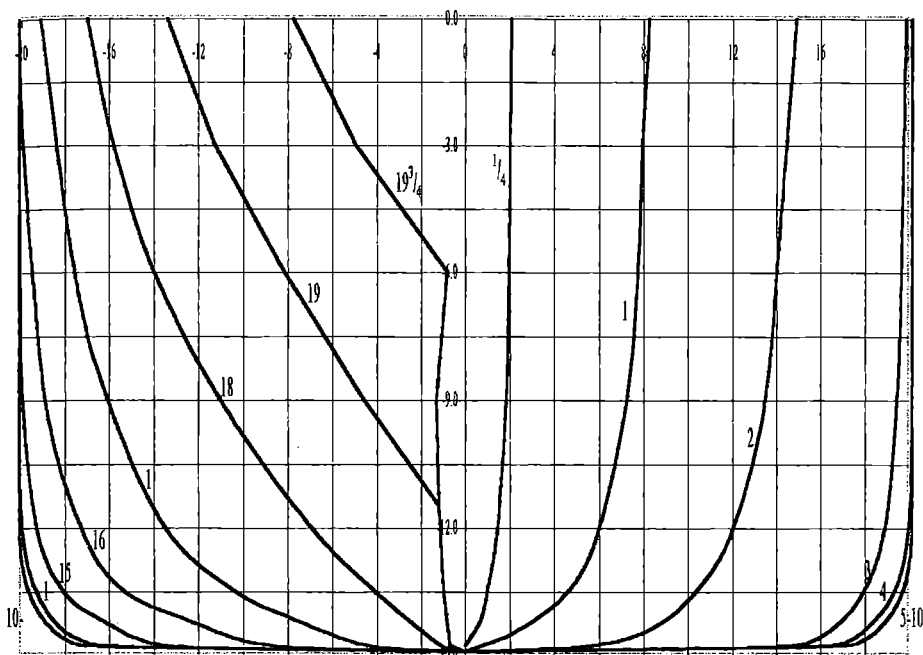


Рис. 2. Форма корпуса модели Дж. Далзелла

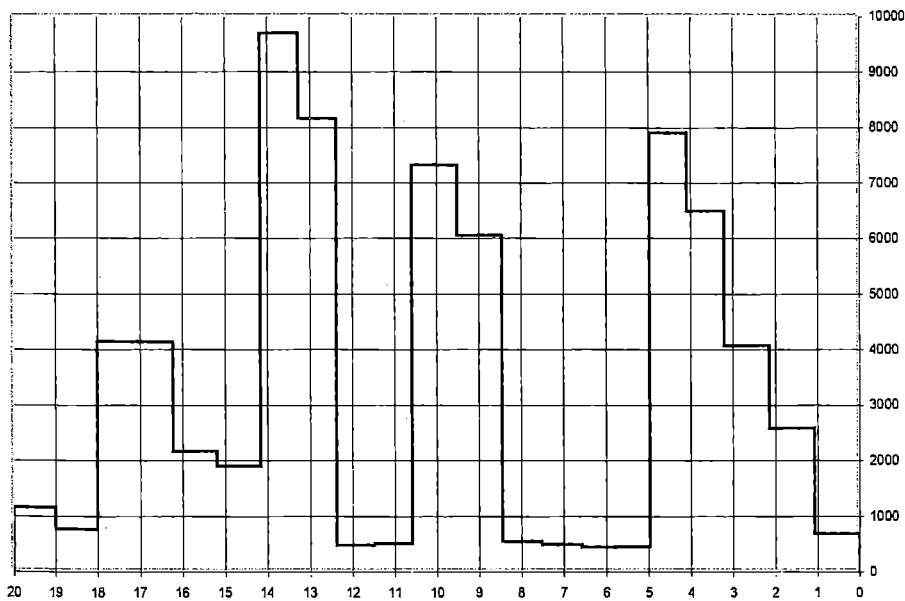


Рис. 3. Расчетное распределение весовой нагрузки судна пр. 15941

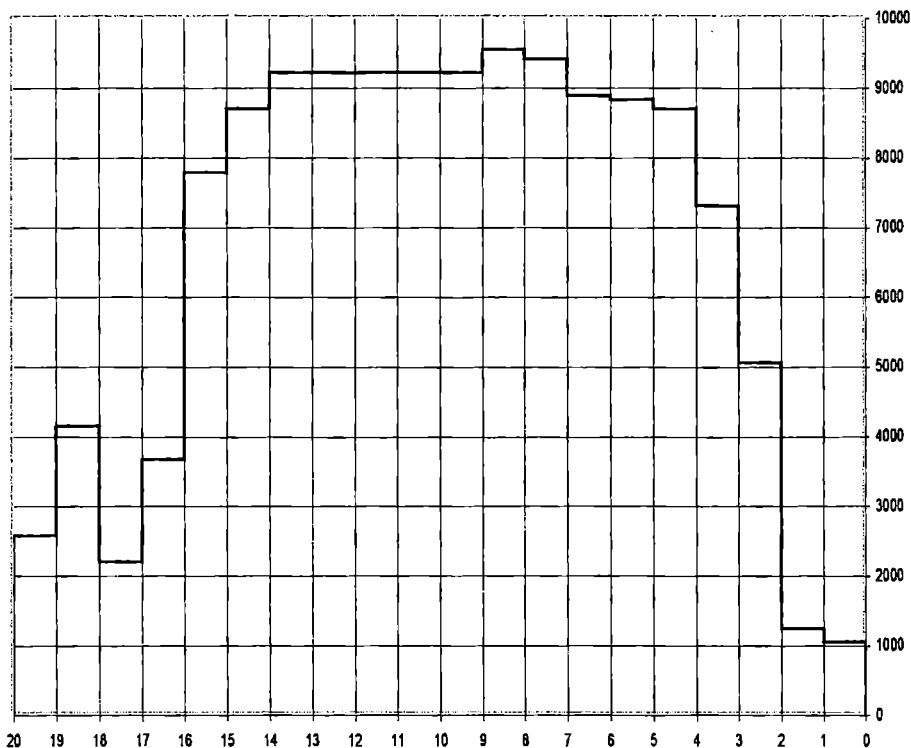


Рис. 4. Расчетное распределение весовой нагрузки модели Дж. Далзелла

Расчеты заливаемости были выполнены в три этапа с помощью системы программ «КАЧКА», описанной в [6] и имеющей допуск Регистра.

На первом этапе по методу Франка определялись гидродинамические коэффициенты уравнений качки судна с шестью степенями свободы (присоединенные массы и демпфирование) для диапазона частот колебаний, соответствующего принятым вариациям скоростей хода и курсовых углов.

На втором этапе рассчитывались передаточные функции качки судов с шестью степенями свободы на регулярном волнении.

На третьем этапе рассчитывались амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики на регулярном волнении, а также стандарты относительных перемещений на нерегулярном трехмерном волнении.

На последнем этапе определялись долговременные распределения относительных перемещений.

В качестве расчетного спектра волнения принимался спектр II Международного конгресса по прочности и конструкции корпуса, угловое распределение энергии волн принималось по формуле Артура. Скорости

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

хода соответствовали числам Фруда 0; 0,08 и 0,16. Для каждой скорости проводились вариации по курсовому углу, значения которого составляли 90°, 135° и 180° (курсовой угол 180° соответствует встречному волнению). Долговременные распределения высот волн и средних периодов принимались в соответствии с данными для Севера Северной Атлантики и волнения интенсивностью свыше 8 баллов по шкале Бофорта.

Особенностью настоящих оценок является непосредственный учет влияния бортовой качки на относительные перемещения в различных сечениях по длине судна. Положение поперечных сечений соответствовало носовому перпендикуляру и последующим теоретическим шпангоутам №№ 1, 2, 3, 4 и 5.

Сопоставление результатов расчетов продольной качки с экспериментом [5] показало хорошее соответствие.

Пример результатов расчетов относительных перемещений на регулярном волнении приведен на рис. 5. При этом расчетная высота регулярного волнения соответствовала крутизне $h_w/\lambda = 1/10$. Такое значение крутизны было выбрано исходя из учета встречи в эксплуатации возможных экстремальных условий плавания, близости к физическому пределу крутизны реального разрушающегося волнения $h_{wmax}/\lambda = 1/7$ и необходимости сопоставления результатов с данными исследований и рекомендациями других авторов. Характер изменения относительных перемещений т/х пр. 15941 на регулярном волнении при различных скоростях хода представлен на рис. 6.

Высота волны трехпроцентной обеспеченности в расчетах на нерегулярном волнении составляла 10 м. Средний период варьировался в диапазоне от 9 до 21 с с шагом 3 с. Пример результатов расчетов на нерегулярном волнении приведен на рис. 7. Долговременные распределения амплитуд относительных перемещений на встречном волнении для обоих судов представлены на рис. 8.

Поскольку в расчетах не учитывалось влияние на заливаемость ходовой корабельной волны, величины надводного борта, развала бортов, ограждающих конструкций фальшборта и козырька, а также динамики жидкости, попавшей на палубу, приведенные оценки носят приближенный характер, отражающий степень влияния основных факторов.

Для судна пр. 15941 на встречном регулярном волнении максимальные амплитуды относительных перемещений на носовом перпендикуляре и в остальных сечениях соответствуют основному резонансу продольной качки, при этом они существенно возрастают с ростом скорости хода и смещаются в область более длинных волн. Эти особенности поведения судна вполне соответствуют известным результатам, полученным теоретически различными авторами и подтвержденным обширными экспериментальными исследованиями.

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ
БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ**

Теоретический шпангоут № 2, левый борт

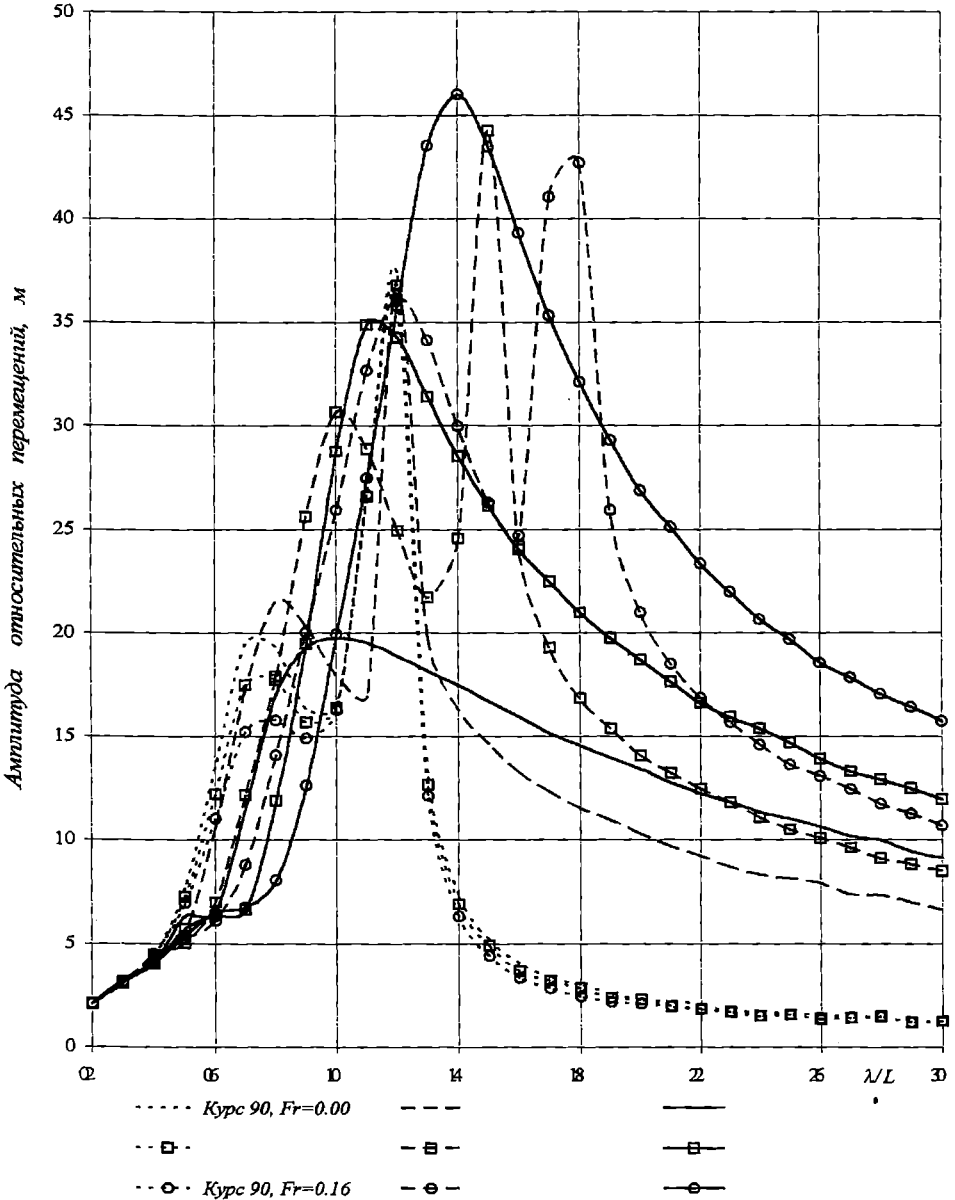
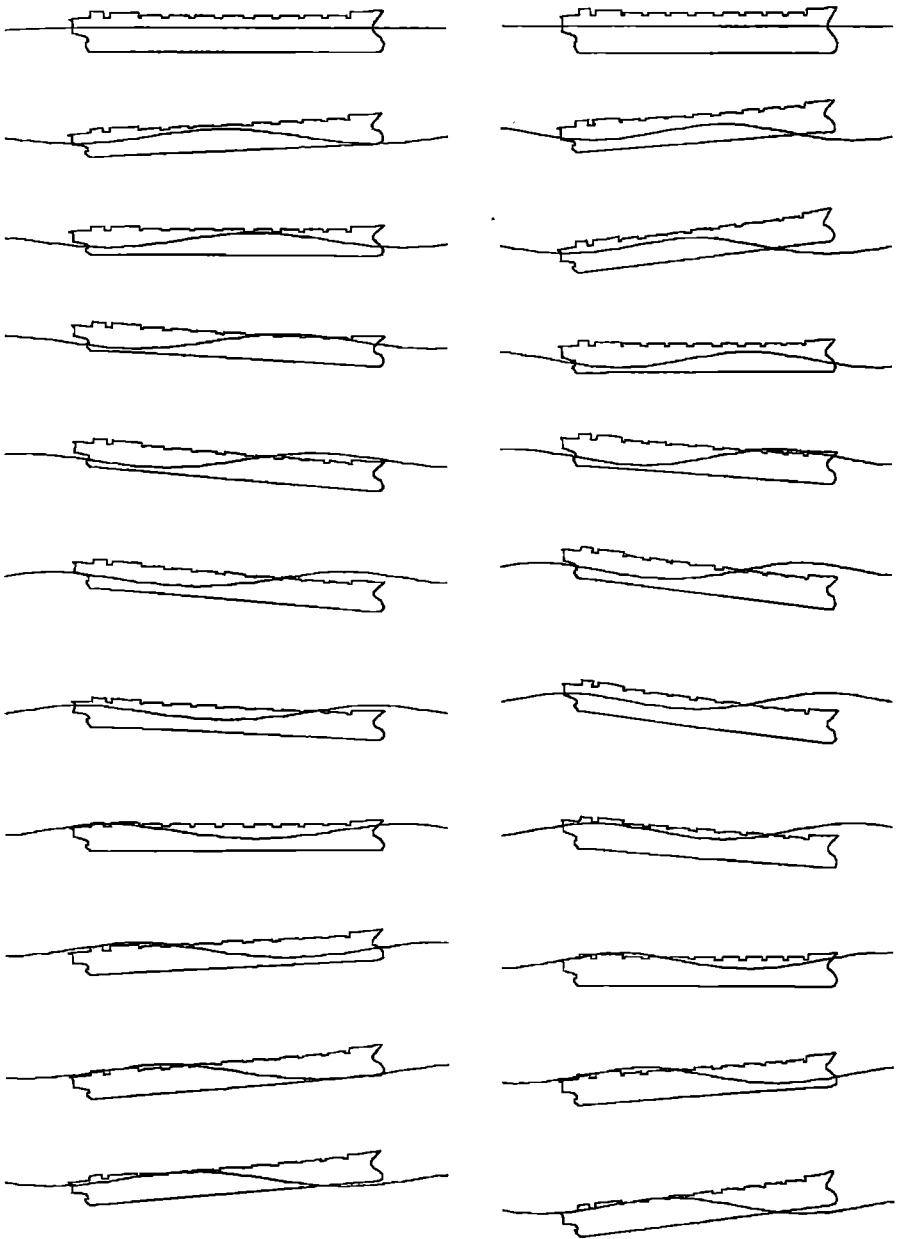


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики относительных

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ
БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ



$Fr=0.00; h/\lambda=1/20; \lambda/L=1.0$

$Fr=0.08; h/\lambda=1/20; \lambda/L=1.0$

Рис. 6. Заливаемость судна пр. 15941 на встречном регулярном волнении

$V_s = 7$ узл., курс 150°

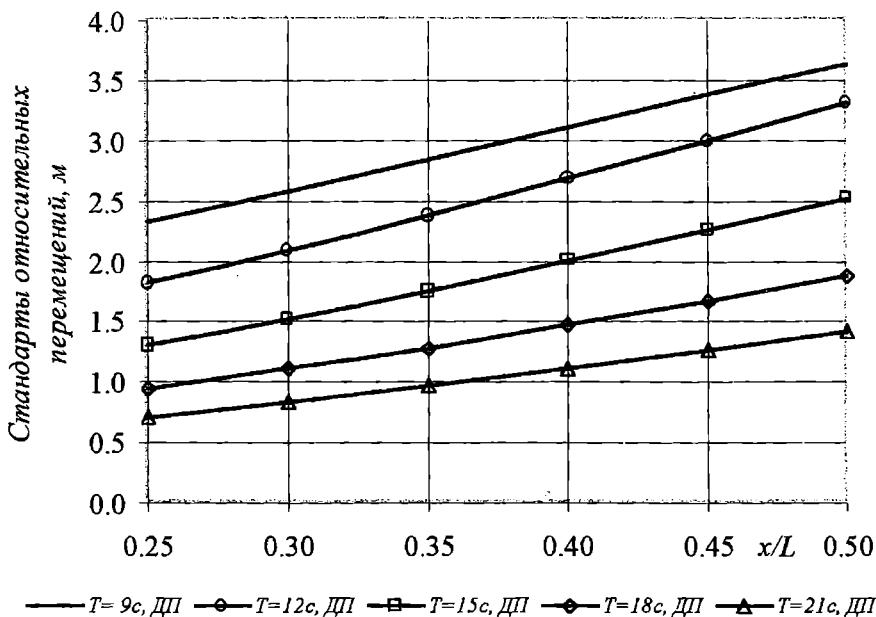


Рис. 7. Зависимость стандартов относительных перемещений судна пр. 1591 от среднего периода волнения

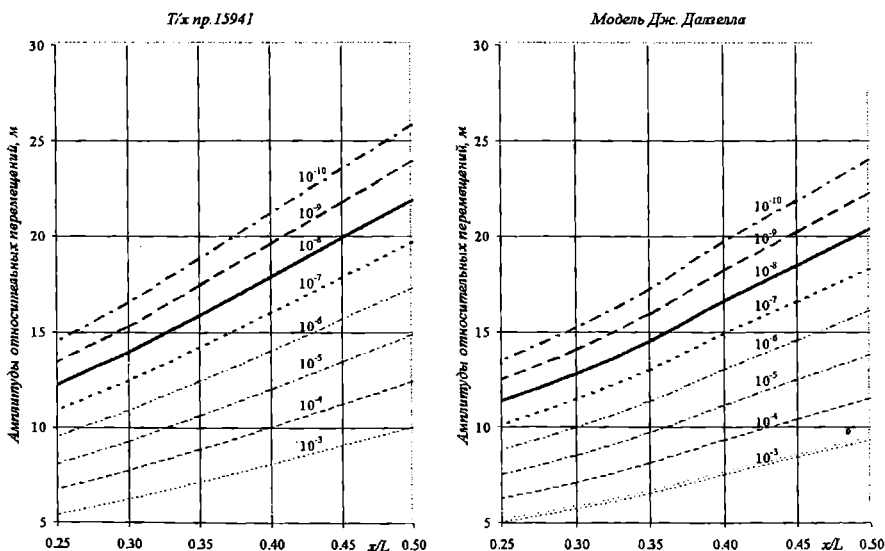


Рис. 8. Изменение амплитуд относительных перемещений различной обеспеченности по длине судна на встречном волнении

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

При изменении курса и движении судна на косом встречном волнении максимальные амплитуды относительных перемещений соответствуют наветренному борту и вторичному максимуму, связанному с основным резонансом бортовой качки. С ростом скорости хода максимальные амплитуды незначительно возрастают, по сравнению со встречным волнением, по-прежнему смещаясь в область более длинных волн.

При движении судна на волнении лагом максимальные амплитуды относительных перемещений соответствуют наветренному борту и основному резонансу бортовой качки, при этом скорость хода не оказывает практического влияния.

Результаты расчетов на регулярном волнении, приведенные выше, свидетельствуют о значительном влиянии на заливаемость параметров бортовой качки. При этом падение нагрузок на люковые крышки от заливаемости по длине судна происходит не столь интенсивно как на встречном волнении, а максимум может соответствовать положению судна лагом к волне.

ЛИТЕРАТУРА

1. Faulkner D., Williams R.A. Design for abnormal ocean waves. TRINA. 1997. Vol. 139.
2. Барабанов Н.В., Соломахина И.М. Усовершенствование требований к прочности конструкций танкеров и навалочников. Кораблестроение и океанотехника. Проблемы и перспективы. Материалы международной конференции. – Владивосток: Изд. ДВГТУ, 2001. С. 175-185.
3. IACS. URS-21. Evaluation of Scantlings of hatch Covers of Bulk Carriers Cargo Holds, London, 1997.
4. Информация об остойчивости и прочности при перевозке навалочных грузов. Т/х «ST. GEORGE». 15941-ЛМПП-003.
5. J.F. Dalzell. An Investigation of Midship Bending Moments Experienced in Extreme Regular Waves by Models of a Tanker and a Destroyer. Publication No. SSC-156. 1963.
6. Guliev J.M., Davidov I.F. Practical Estimation of Safe Ship Speed in Waves. Proceedings Jubilee 15th Session SMSSH. Vol. 2. Varna, 1986. Report No. 7.

УДК 629.5.073

О КАЧКЕ СУДНА С УПРУГО-СМЕЩАЮЩИМИСЯ ГРУЗАМИ

В. Г. Сизов

Среди перевозимых судами грузов встречаются такие, которые при качке и от сил инерции при качке, деформируясь, смещаются к бортам, изменяя момент инерции колеблющихся масс. К таким грузам относятся некоторые киповые грузы и катанка в бухтах.

Интерес к такого рода грузам возник после гибели теплохода «Речица» Советского Дунайского пароходства, который, опрокинувшись, затонул 26 ноября 1976 года при выходе из Эгейского моря в Средиземное, совершая рейс из порта Рени в порт Александрия с грузом катанки в бухтах в количестве 4033 т, погруженной навалом.

Деформируемость этого груза, определенная экспериментально при расследовании гибели судна путем наклона опытной емкости с грузом, характеризуется изменением удельного погрузочного объема с $1,8 \text{ м}^3/\text{т}$ до $1,3 \text{ м}^3/\text{т}$.

Явления смещения таких грузов наблюдались и на других судах тех же рейсов с таким же грузом.

В работе рассматривается качка судна с периодически смещающимся грузом и, как следствие, с периодически изменяющимся моментом инерции колеблющейся системы.

В соответствии со сказанным, запишем момент инерции судна в виде

$$I = I_1 + I_{2p},$$

где I_1 – постоянная часть момента инерции судна с присоединенной инерцией воды;

I_{2p} – момент инерции деформирующейся и смещающейся части груза, который представим в виде

$$I_{2p} = i_0 + m r^2;$$

m – масса смещающегося груза;

$r = r_0 \sin \sigma t$ – радиус инерции массы m ;

σ – частота волны;

i_0 – момент инерции массы m при наиболее компактном ее расположении относительно оси колебаний.

Обозначим $I_1 + i_0 = I_0$, тогда можно записать

$$I = I_0 + m r_0^2 \sin^2 \sigma t = I_0 (1 + \varepsilon \sin^2 \sigma t), \quad (1)$$

где обозначено $\varepsilon = \frac{m r_0^2}{I_0}$, причем в дальнейшем будем считать $\varepsilon \ll 1$.

Заметим, что в рассматриваемой задаче нельзя пользоваться обычным уравнением бортовой качки, так как оно справедливо только для постоянного значения момента инерции качающегося судна.

Дифференциальное уравнение качки при переменном по времени моменте инерции можно получить, используя теорему об изменении момента количества движения системы в виде

$$\frac{d(I \dot{\theta})}{dt} + N \dot{\theta} + k \theta = F(t), \quad (2)$$

где N – коэффициент сопротивления качке;

$k = P h$ – коэффициент поперечной остойчивости судна.

Отсюда получаем

$$I \ddot{\theta} + \dot{I} \dot{\theta} + N \dot{\theta} + k \theta = k \alpha_g \sin \sigma t, \quad (3)$$

где α_g – эффективный угол волнового склона.

Преобразуем это уравнение так, чтобы исчезло второе слагаемое, соответствующее демпфированию. Для этого введем новую переменную по выражению

$$\vartheta = \theta \exp\left(\frac{1}{2} \int B(t) dt\right), \quad (4)$$

где $B = \frac{N + \dot{I}}{I}$.

Из (1) имеем

$$\dot{I} = \varepsilon I_0 \sigma \sin 2\sigma t,$$

а также

$$\frac{1}{I} = \frac{1}{I_0(1 + \varepsilon \sin^2 \sigma t)} = \frac{1}{I_0}(1 - \varepsilon \sin^2 \sigma t) + O(\varepsilon^2).$$

Тогда (3) приобретает вид:

$$\ddot{\vartheta} + \left(n^2 - \frac{1}{4}B^2 - \frac{1}{2}\dot{B}\right)\vartheta = n^2 \alpha_\varepsilon \sin \sigma t (1 - \varepsilon \sin^2 \sigma t) + O(\varepsilon^2), \quad (5)$$

где $n = \sqrt{\frac{k}{I_0}}$ — частота собственных колебаний судна.

Для $B(t)$ имеем выражение

$$B = v - \varepsilon \left(\frac{v}{2} + \sigma \sin 2\sigma t + \frac{v}{2} \cos 2\sigma t \right) + O(\varepsilon^2); \quad v = \frac{N}{I_0}.$$

Отсюда

$$B^2 = v^2 (1 - \varepsilon) + 2v\sigma\varepsilon \sin 2\sigma t + \varepsilon v^2 \cos 2\sigma t + O(\varepsilon^2),$$

$$\dot{B} = 2\varepsilon\sigma^2 \cos 2\sigma t - \varepsilon v\sigma \sin 2\sigma t + O(\varepsilon^2)$$

и уравнение (5) приобретает вид

$$\ddot{\vartheta} + \left(n^2 - \frac{v^2}{4}(1 - \varepsilon) - \varepsilon \left(\sigma^2 - \frac{v^2}{4} \right) \cos 2\sigma t \right) \vartheta = n^2 \alpha_\varepsilon \sin \sigma t (1 - \varepsilon \sin^2 \sigma t). \quad (6)$$

Введем безразмерное время

$$\tau = \sigma t,$$

так что

$$\ddot{\vartheta} = \frac{d^2 \vartheta}{dt^2} = \sigma^2 \frac{d^2 \vartheta}{d\tau^2},$$

и тогда уравнение качки (6) перепишется в виде

$$\frac{d^2\vartheta}{d\tau^2} + (a - 2q \cos 2\tau) \vartheta = \frac{n^2}{\sigma^2} \alpha_\theta \sin \tau (1 - \varepsilon \sin^2 \tau), \quad (7)$$

где обозначено: $a = \frac{n^2}{\sigma^2} - \frac{v^2}{4\sigma^2} (1 - \varepsilon)$; $q = \frac{\varepsilon}{2} \left(1 - \frac{v^2}{4\sigma^2} \right)$.

Уравнение (7) есть уравнение Матье с правой частью. Это означает, что могут возникать вынужденные колебания под воздействием вынуждающей силы, определяемой правой частью уравнения (7), но могут возникать и параметрические колебания, определяемые однородным уравнением левой части уравнения (7)

$$\frac{d^2\vartheta}{d\tau^2} + (a - 2q \cos 2\tau) \vartheta = 0. \quad (8)$$

Уравнение (8) есть каноническая форма уравнения Матье. Решения этого уравнения хорошо изучены, они носят колебательный характер, причем в зависимости от значений параметров a и q колебания могут быть либо ограниченными по амплитуде, либо их амплитуда может возрастать по экспоненциальному закону. Подробности колебаний не имеют существенного значения, основную практическую важность представляет тенденция колебаний: если система неустойчива, то при любом начальном возмущении возникает параметрический резонанс. Границы зон параметров a и q , соответствующих устойчивым и неустойчивым состояниям колебательной системы, описываемой уравнением (8), вычислены и изображаются диаграммой, построенной в плоскости параметров a и q и известной под названием диаграммы Айнса-Стретта.

Для малых значений q первая область неустойчивости ограничена линиями

$$1 - q < a < 1 + q,$$

что для нашего случая дает

$$\varepsilon > \frac{n^2 - \frac{v^2}{4}}{\sigma^2 - \frac{v^2}{2}}. \quad (9)$$

Это неравенство обуславливает наименьшее значение амплитуды изменения момента инерции массы от смещающегося груза, при котором колебания могут неограниченно возрастать.

Переходя снова к переменной θ , характеризующей качку судна, надо заметить, что при этом появляется экспоненциальный множитель с отрицательным показателем

$$\exp\left(-\frac{1}{2} \int B(t) dt\right) = \exp\left(-\frac{v}{2} \left(1 - \frac{\varepsilon}{2}\right) + \frac{\varepsilon}{4} \sqrt{1 + \frac{v^2}{4\sigma^2}} \cos(2\sigma t - \delta)\right), \quad (10)$$

который демпфирует колебания.

Однако общее решение уравнения (8) в форме, полученной Флоке, имеет вид

$$\vartheta = e^{\mu\tau} f_1(\tau) + e^{-\mu\tau} f_2(\tau), \quad (11)$$

где $f_1(\tau)$ и $f_2(\tau)$ – периодические функции τ .

Линии, соответствующие $\mu = 0$, являются линиями, разграничивающими зоны устойчивости и неустойчивости. В зонах устойчивости μ принимает только мнимые значения. В зонах неустойчивости линии равных значений μ были рассчитаны Ю. Н. Смирновым [1] численными методами для первых трех зон неустойчивости решений уравнения Матье и изображены на рис. 1, где по вертикали отложен параметр a , а по горизонтали – q , определяемые формулами (7). Это дает возможность записать дополнительное условие возникновения параметрических колебаний с возрастающей амплитудой

$$\mu > \frac{v}{2} \left(1 - \frac{\varepsilon}{2}\right), \quad (12)$$

поскольку среднее за период значение второго слагаемого в (10) равно нулю.

Таким образом, демпфирование качки несколько сужает область возникновения параметрического резонанса.

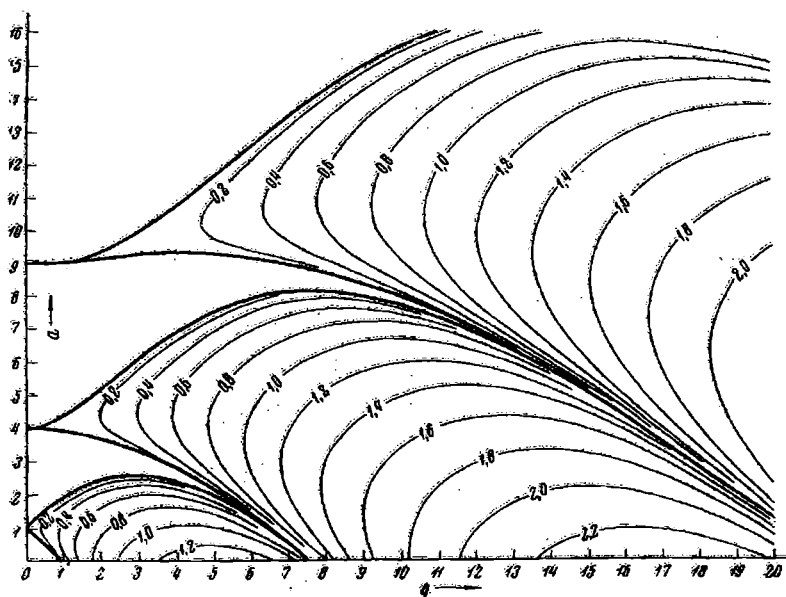


Рис. 1. Линии равного значения характеристического показателя μ

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов Ю. Н. Линии равного значения μ в зонах неустойчивости для уравнения Матье. — ДАН, 1968. - Т. 178. - №3.

УДК 629.12.073.243.4:532.59

ПРИСОЕДИНЕННЫЕ МАССЫ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ДЕМПФИРОВАНИЯ ПРИ ПРОДОЛЬНОЙ КАЧКЕ ТОНКОГО СУДНА

А.В. Демидюк

Задача определения гидродинамических характеристик качки судна – одна из центральных в динамике корабля.

Существует несколько основных способов определения присоединенных масс и коэффициентов демпфирования. В классическом подходе, который использован и в данной работе, присоединенные массы и демпфирование определяются путем интегрирования по смоченной поверхности корпуса судна гидродинамических давлений, найденных с помощью интеграла Лагранжа – Коши.

Другой способ предполагает поиск асимптотики потенциала излучения на бесконечном удалении от корпуса судна, по которой легко определяется демпфирование качки. Присоединенные массы при этом могут быть рассчитаны на основе соотношений Крамерса-Кронига.

Рассмотрим линейную задачу об определении потенциала возмущенных скоростей жидкости при продольной качке судна без хода на глубокой воде. При этом использована математическая модель тонкого судна.

Выражения для компонент потенциала $\Phi(x, y, z, t)$, вызванных качкой скоростей жидкости (функций излучения), получены из решения задачи излучения [1]:

$$\Phi(x, y, z, t) = \Phi_c(x, y, z) \cos \omega t + \Phi_s(x, y, z) \sin \omega t, \quad (1)$$

$$\Phi_c(x, y, z) = \Phi_{c1}(x, y, z) + \Phi_{c2}(x, y, z), \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{c1}(x, y, z) = & -\frac{2}{\pi^2} \int_0^{\frac{L}{2}} \int_0^{\frac{L}{2}} \int_0^T (f_c(\xi, \zeta)) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2} \times \\ & \times K_0(\mu|x - \xi|) \psi(\mu, z) \psi(\mu, \zeta) d\zeta d\xi d\mu; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\Phi_{c2}(x, y, z) = ke^{-kz} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^T f_c(\xi, \zeta) N_0(k|x - \xi|) e^{-k\zeta} d\zeta d\xi; \quad (4)$$

$$\Phi_s(x, y, z) = -ke^{-kz} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^T f_c(\xi, \varsigma) J_0(k|x - \xi|) e^{-k\varsigma} d\varsigma d\xi, \quad (5)$$

где $f_c(\xi, \varsigma) = -A \frac{\partial \eta(\xi, \varsigma)}{\partial \varsigma}$ - нормальная скорость в рассматриваемой

точке корпуса судна;

$A = v_z$ - для случая вертикальной качки;

$A = \omega_y \xi$ - для случая килевой качки;

v_z - скорость вертикальных колебаний судна;

ω_y - угловая скорость килевых колебаний судна;

L, T - длина и осадка корпуса судна;

N_0, J_0, K_0 - функции Неймана, Бесселя первого рода и Макдональда нулевого порядка;

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

σ - частота качки;

$k = \sigma^2 / \gamma$ - волновое число.

Форма корпуса задана сечениями, содержащими фиксированное количество точек. Аппроксимация шпангоутных контуров выполнена отрезками прямых. На участке между соседними точками шпангоута уравнение корпуса судна задано в виде

$$\eta(\xi, \zeta) = \eta(\xi, \zeta_i) + \frac{\eta(\xi, \zeta_{i+1}) - \eta(\xi, \zeta_i)}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} (\zeta - \zeta_i). \quad (6)$$

Далее для краткости обозначим $\eta(\xi, \zeta_i) = \eta_i$, $\eta(\xi, \zeta_{i+1}) = \eta_{i+1}$.

Внутренний интеграл по ζ в (3) после применения к нему процедуры интегрирования по частям, учета принятого представления формы корпуса судна и последующего преобразования представлен в виде:

$$\int_0^T f_c(\xi, \zeta) \psi(\mu, \zeta) d\zeta = \eta_0 +$$

$$+ \sum_{i=0}^n \left[\eta_{i+1} \cos \eta \zeta_{i+1} - \eta_i \cos \eta \zeta_i - \frac{1}{\mu} \frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\xi_{i+1} - \zeta_i} (\sin \mu \zeta_{i+1} - \sin \mu \zeta_i) - \right.$$

$$\left. - \frac{k}{\mu} \eta_{i+1} \sin \eta \zeta_{i+1} + \frac{k}{\mu} \eta_i \cos \eta \zeta_i - \frac{k}{\mu^2} \frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\xi_{i+1} - \zeta_i} (\cos \mu \zeta_{i+1} - \cos \mu \zeta_i) \right], \quad (7)$$

где n – количество точек в шпангоутном сечении.

Окончательное выражение для Φ_{cl} получено подстановкой (7) в (3) и соответствующими преобразованиями:

$$\begin{aligned} \Phi_{cl}(x, y, z) = & -\frac{2}{\Pi^2} \left\langle \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} \eta_0 D_1(x, \xi, \mu) \cos \mu z d\mu d\xi - \right. \\ & - k \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} \eta_0 D_2(x, \xi, \mu) \sin \mu z d\mu d\xi + \\ & + \frac{1}{2} \left\{ \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sum_{i=0}^n \eta_{i+1} K_0(\mu|x-\xi|) \cos(\mu(\zeta_{i+1} - z)) d\mu d\xi + \right. \\ & + \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sum_{i=0}^n \eta_{i+1} D_3(x, \xi, \mu) \cos(\mu(\zeta_{i+1} + z)) d\mu d\xi - \\ & - \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sum_{i=0}^n \eta_i K_0(\mu|x-\xi|) \cos(\mu(\zeta_i - z)) d\mu d\xi - \\ & - \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sum_{i=0}^n \eta_i D_3(x, \xi, \mu) \cos(\mu(\zeta_i + z)) d\mu d\xi - \\ & \left. - \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \sum_{i=0}^n \frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} D_4(x, \xi, \mu) \sin(\mu(\zeta_{i+1} - z)) d\mu d\xi - \right\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & - \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} \sum_{i=0}^n \frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} D_5(x, \xi, \mu) \sin(\mu(\zeta_{i+1} + z)) d\mu d\xi + \\
 & + \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} \sum_{i=0}^n \frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} D_4(x, \xi, \mu) \sin(\mu(\zeta_i - z)) d\mu d\xi + \\
 & + \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} \sum_{i=0}^n \frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} D_5(x, \xi, \mu) \sin(\mu(\zeta_i + z)) d\mu d\xi - \\
 & - 2k \left(\int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} \sum_{i=0}^n \frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} D_6(x, \xi, \mu) \sin(\mu(\zeta_{i+1} + z)) d\mu d\xi - \right. \\
 & - \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} \sum_{i=0}^n \frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} D_6(x, \xi, \mu) \sin(\mu(\zeta_i + z)) d\mu d\xi + \\
 & + \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} \sum_{i=0}^n \frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} D_2(x, \xi, \mu) \sin(\mu(\zeta_{i+1} + z)) d\mu d\xi - \\
 & \left. - \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_0^{\infty} \sum_{i=0}^n \frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} D_2(x, \xi, \mu) \sin(\mu(\zeta_i + z)) d\mu d\xi \right) \Bigg\} \quad (8)
 \end{aligned}$$

Здесь для краткости записи обозначено:

$$\begin{aligned}
 D_1(x, \xi, \mu) &= K_0(\mu|x - \xi) \frac{\mu^2}{k^2 + \mu^2}, \\
 D_2(x, \xi, \mu) &= K_0(\mu|x - \xi) \frac{\mu}{k^2 + \mu^2}, \\
 D_3(x, \xi, \mu) &= K_0(\mu|x - \xi) \frac{\mu^2 - k^2}{k^2 + \mu^2}, \\
 D_4(x, \xi, \mu) &= K_0(\mu|x - \xi) \frac{1}{\mu}, \\
 D_5(x, \xi, \mu) &= K_0(\mu|x - \xi) \frac{\mu^2 - k^2}{(k^2 + \mu^2)\mu}, \\
 D_6(x, \xi, \mu) &= K_0(\mu|x - \xi) \frac{1}{k^2 + \mu^2}.
 \end{aligned} \tag{9}$$

Аналогичный подход использован при получении выражений для Φ_{c2} и Φ_s :

$$\Phi_{c2}(x, y, z) = ke^{-kz} \left(\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} N_0(k|x - \xi) \eta_0 d\xi + \right. \tag{10}$$

$$\left. + \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} N_0(k|x - \xi) \sum_{i=0}^n \left[\eta_{i+1} e^{-k\zeta_{i+1}} - \eta_i e^{-k\zeta_i} + \frac{1}{k} \frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} (e^{-k\zeta_{i+1}} - e^{-k\zeta_i}) \right] d\xi \right);$$

$$\Phi_s(x, y, z) = -ke^{-kz} \left(\int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} J_0(k|x - \xi) \eta_0 d\xi + \right. \tag{11}$$

$$\left. + \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} J_0(k|x - \xi) \sum_{i=0}^n \left[\eta_{i+1} e^{-k\zeta_{i+1}} - \eta_i e^{-k\zeta_i} + \frac{1}{k} \frac{\eta_{i+1} - \eta_i}{\zeta_{i+1} - \zeta_i} (e^{-k\zeta_{i+1}} - e^{-k\zeta_i}) \right] d\xi \right)$$

Основную сложность при вычислении присоединенных масс и коэффициентов демпфирования представлял поиск оптимального вида

выражений для потенциалов Φ_c и Φ_s . При этом упор делался не только на получение наиболее простых по структуре выражений, но и на преодоление ряда вычислительных трудностей.

Основные трудности при вычислении интегралов (8) следующие:

- внутренний интеграл по μ -осциллирующий типа Фурье, что требует особого подхода к его вычислению [2];

- в подынтегральных выражениях (9) присутствуют следующие особенности: функция K_0 , имеет логарифмическую особенность при $x = \xi$ и $\mu = 0$, выражения для D_4 и D_5 содержат особенность типа простого полюса при $\mu = 0$.

Для преодоления этих трудностей приняты следующие меры:

- в интеграле по μ интегрирование ведется не от 0, а от некоторого весьма малого δ ;

- при вычислении интегралов по ξ особая точка выделялась

$$I = \int_{\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} F(\xi) d\xi = \int_{\frac{L}{2}}^{x-\varepsilon} F(\xi) d\xi + \int_{x+\varepsilon}^{\frac{L}{2}} F(\xi) d\xi, \quad \varepsilon \rightarrow 0. \quad (12)$$

Вклад окрестности выделенной точки специально оценивался.

Для повышения точности вычислений, в случае, когда одновременно $\mu \rightarrow 0$ и $\xi \rightarrow x$ была выполнена специальная оценка двойных интегралов (8) с использованием асимптотики функции K_0 при малых значениях аргумента и последующим разложением подынтегральной функции в ряд. Учитывая стремление к нулю параметров δ и ε , при разложении в ряд удерживались лишь первые три его члена.

Значения параметров δ и ε оказывают заметное влияние как на точность получаемых результатов, так и на время выполнения расчетов.

Присоединенные массы и коэффициенты демпфирования получены следующим образом.

Из линеаризованного интеграла Лагранжа-Коши имеем

$$P(x, y, z, t) = -\rho \frac{\partial \Phi(x, y, z, t)}{\partial t} = P_c(x, y, z) \cos \omega t + P_s(x, y, z) \sin \omega t, \quad (13)$$

причем

$$P_c(x, y, z) = -\rho \Phi_s(x, y, z), \quad (14)$$

$$P_s(x, y, z) = \rho \Phi_c(x, y, z). \quad (15)$$

Равнодействующая гидродинамической силы определена поверхностным интегралом

$$F(x, y, z, t) = \int_S P(x, y, z, t) \cos(n, z) dS. \quad (16)$$

Для компонент гидродинамической силы получаем

$$F_c(x, y, z) = -\rho \sigma \int_S \Phi_s(x, y, z) \cos(n, z) dS, \quad (17)$$

$$F_s(x, y, z) = \rho \sigma \int_S \Phi_c(x, y, z) \cos(n, z) dS. \quad (18)$$

В качестве примера рассмотрен случай вертикальной качки судна.

Известно, что инерционные силы пропорциональны действующим ускорениям, а силы сопротивления – скоростям перемещений. Принимая единичной скорость вертикальных колебаний судна $|v_z| = 1$ (при этом $\dot{\zeta} = \cos \sigma t$), используя (17) и (18), получим выражения для присоединенных масс и коэффициентов демпфирования при вертикальной качке судна

$$\lambda_{33} = -\rho \int_S \Phi_c(x, y, z) \cos(n, z) dS, \quad (19)$$

$$\mu_{33} = \rho \sigma \int_S \Phi_s(x, y, z) \cos(n, z) dS. \quad (20)$$

Аналогично получены присоединенные моменты инерции масс λ_{55} и коэффициенты демпфирования μ_{55} при килевой качке.

При вычислении выражений (19) и (20) интегрирование по поверхности корпуса проводилось согласно схеме, приведенной на рис. 1

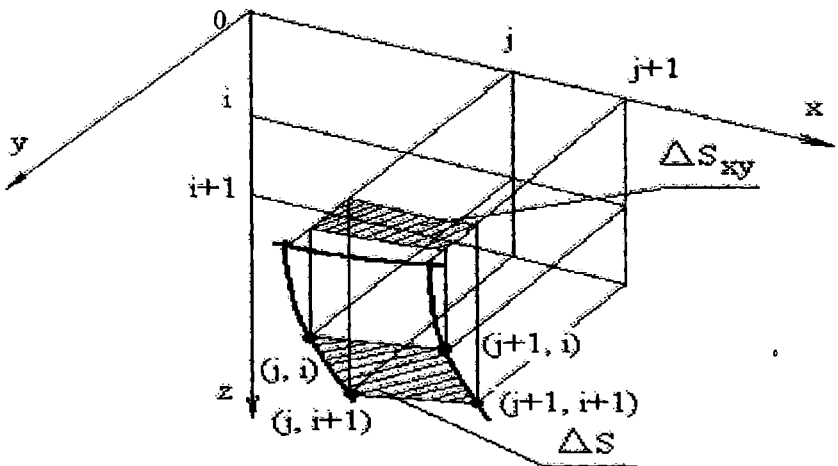


Рис. 1. Элементарная площадка на корпусе судна

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ
БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ**

На элементе ΔS проведено осреднение давлений

$$P_{cp} = \frac{1}{4} [p(j, i) + p(j+1, i) + p(j, i+1) + p(j+1, i+1)]. \quad (21)$$

Элементарная вертикальная сила

$$\Delta F_z = -P_{cp} \Delta S_{xy}, \quad (22)$$

где

$$\Delta S_{xy} = \int_{x_j}^{x_{j+1}} [y(x, z_i) - y(x, z_{i+1})] dx. \quad (23)$$

На основе полученных выражений был разработан алгоритм расчета, вопросы программной реализации которого освещены в [3].

Расчеты проведены для двух моделей судовых корпусов серии "60" (Todd, 1953 г.). Характеристики моделей и особенности описания корпуса приведены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики моделей

номер модели	L, м	B, м	T, м	Cb	Кол-во шпангоутных сечений	Кол-во точек в сечении	Всего расчетных точек
2	2,0	0,286	0,1145	0,6	21	17	357
5	2,0	0,286	0,1145	0,7	21	20	420

Результаты расчетов показали удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными полученными Gerritsma [4, 5] а также Gerritsma и Beukelman [6]. Расчетные и экспериментальные данные

приведены в зависимости от относительной частоты $\nu = \sigma \sqrt{\frac{L}{g}}$.

Зависимости безразмерных коэффициентов демпфирования $M_{33} = \mu_{33} \frac{\sqrt{gL}}{\Delta}$, $M_{55} = \mu_{55} \frac{\sqrt{gL}}{\Delta L^2}$ от относительной частоты ν представлены на рисунках 2-5.

Обобщенные присоединенные массы $L_{33} = \frac{\lambda_{33}}{\rho \Delta L T}$ приведены в зависимости от относительной частоты ν на рис. 6.

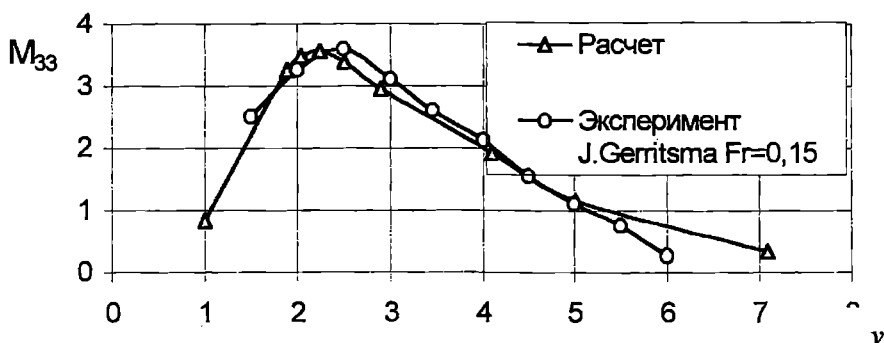


Рис. 2. Коэффициент демпфирования, модель № 2, $C_b=0,6$

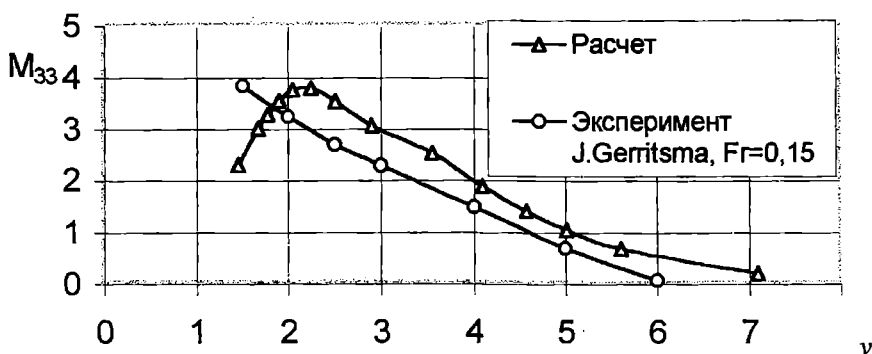


Рис. 3. Коэффициент демпфирования, модель №5, $C_b=0,7$

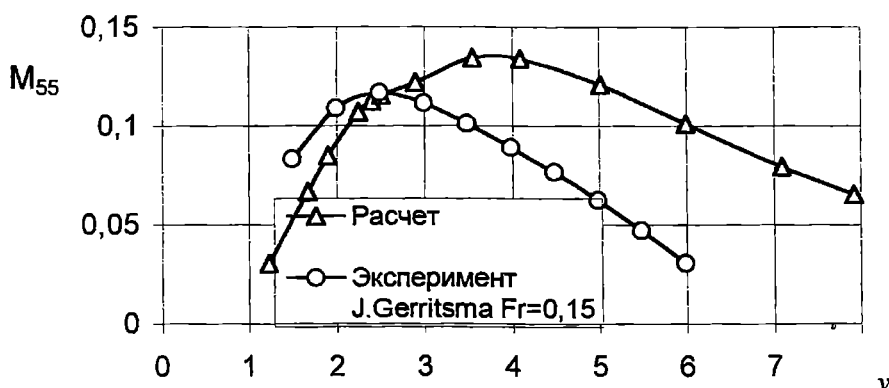


Рис. 4. Коэффициент демпфирования, модель № 2, $C_b=0,6$

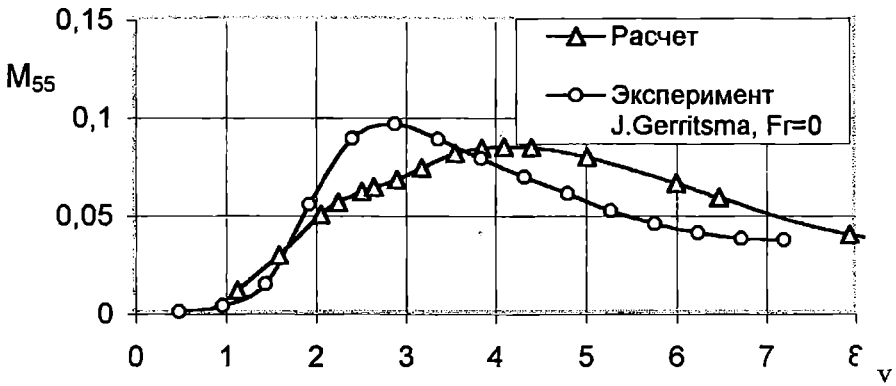


Рис. 5. Коэффициент демпфирования, модель № 5, $C_b=0,7$

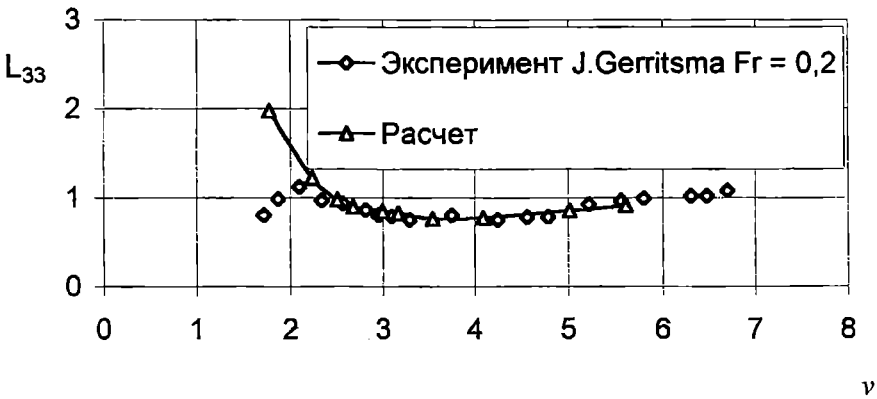


Рис. 6. Обобщенные присоединенные массы, модель № 2, $C_b=0,7$

Положительное влияние на результаты расчета оказало введение малой килеватости днища (обе модели имеют плоское днище), а также увеличение числа расчетных точек на днище модели.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев Ю.Л. О продольных колебаниях тонкого судна на глубокой воде Прикладная механика АН УССР, 1979. Т.ХV. № 6. С. 104-109.
2. Демидюк А.В. Метод вычисления интегралов типа Фурье в решении задач гидродинамики судна // Вісник ОДМУ.- 2000.- № 5. С. 77-82.
3. Демидюк А.В. Использование объектно-ориентированного подхода для решения задач гидродинамики судна //Вісник ОДМУ.- 2001.- № 7. С. 39-42.
4. Gerritsma J. An experimental analysis of ship motions in longitudinal regular waves.- International Shipbuilding Progress, 1958. Vol.5. No 52. P. 31-42.
5. Gerritsma J. Ship motions in longitudinal waves.-International Shipbuilding Progress, 1960. Vol.4. No 66. P. 49-71.
6. Gerritsma J., Beukelman W. Analysis of the strip theory for the calculation of ship motions and wave bending moments.- International Shipbuilding Progress, 1967. Vol.1. No 15. P. 319-337.

УДК 629.122.5-44/-46(26)

**ПАССАЖИРСКИЙ ФАКТОР ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ
БЫСТРОХОДНЫХ ОДНОКОПУСНЫХ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ
СУДОВ (БОВС)**

А.О. Канифольский

Возможность эксплуатации быстроходных однокорпусных водоизмещающих судов (БОВС) не только в чисто грузовом варианте, но и в грузопассажирском, требует детального подхода к обеспечению безопасности и комфорта для находящихся на борту людей. Возникает необходимость проверять остойчивость в случае скопления пассажиров на одном борту, так как большое число людей находящихся на судне может привести к неблагоприятному крену. International Code of Safety for High Speed Craft (HSC Code) предъявляет свои критерии для проверки таких случаев. HSC Code различает суда «водоизмещающего» и «неводоизмещающего» типов. Переходной режим движения не рассматривается как режим эксплуатации. Для каждого типа предусмотрены свои критерии остойчивости. БОВС можно отнести к группе водоизмещающих, так как их числа F_{GV} лежат в пределах от 1 до 2 и можно предположить, что гидростатические силы полностью или преобладающим образом поддерживают вес судна. HSC Code требует, чтобы судно имело достаточную начальную остойчивость, и на тихой воде угол крена не превышал 10° , при всех допустимых случаях загрузки, от момента при неконтролируемом скоплении пассажиров у борта. При расчетах, масса одного пассажира принимается равной 75 килограммам и на четверых человек приходится площадь в один квадратный метр. Используя формулу

$$h \geq \frac{P_n y_{ск}}{D \sin 10^{\circ}}, \quad (1)$$

где $y_{ск}$ - расстояние между центром площади, на которой скапливаются пассажиры и диаметральной плоскостью;

P_n - общий вес пассажиров.

Можно найти h удовлетворяющую требованиям HSC Code. Приближенное значение $y_{ск}$ находится по формуле

$$y_{ск} = 0,5 \left(B - \frac{0,25n}{L_{pp}} \right), \quad (2)$$

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

где n – число пассажиров;

L_{pp} – длина между перпендикулярами;

B – ширина судна.

Проанализировав построенные БОВС можно принять

$$y_{ск} = (0,42 - 0,45)B.$$

Величина кренящего момента определяется размерами и расположением посадочных площадок и магистральных проходов. На судне возможно асимметричное расположение людей, что объясняется скоплением пассажиров на борту, обращенном к причалу, где обычно находятся провожающие. Описанное выше предположение подтверждается наличием больших площадей предназначенных для прогулок пассажиров. На рис. 1 показана зависимость, требуемой HSC Code, относительной метацентрической высоты h/B (в случае скопления пассажиров на одном борту) от отношения суммарного веса пассажиров к водоизмещению судна P/D .

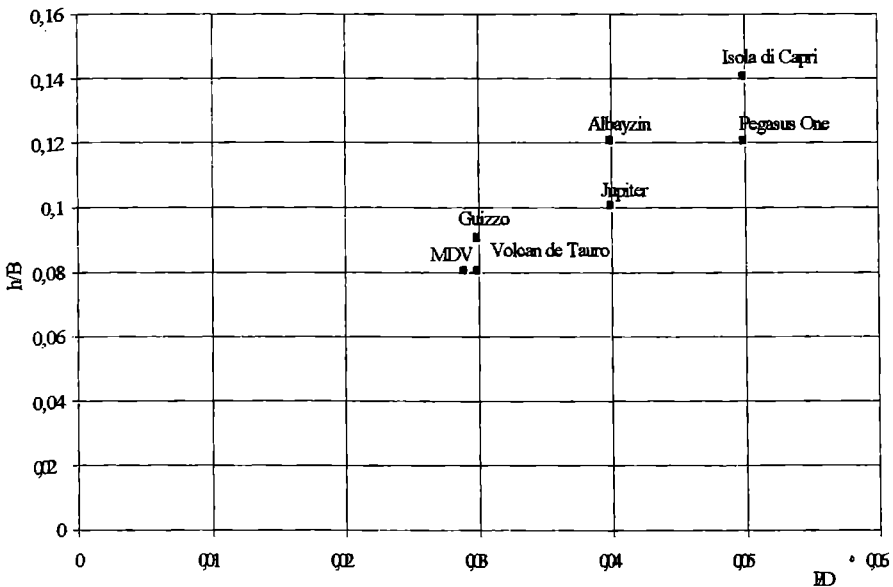


Рис. 1. Зависимость относительной метацентрической высоты h/B от отношения суммарного веса

Расчеты были проведены по формуле (1) применительно к

автомобильно-пассажирским паромам. Большинство из них имеют класс Германского Ллойда, Бюро Веритас или Итальянского Регистра и следовательно должны удовлетворять требованиям HSC Code. Из рисунка видно, что для обеспечения достаточной остойчивости, h/V следует принимать в пределах 0,08-0,14. С увеличением доли веса пассажиров в водоизмещении необходимы более высокие значения относительной метацентрической высоты.

Как следует из вышесказанного; для обеспечения остойчивости БОВС необходимы довольно большие значения поперечной метацентрической высоты. Это может привести к малым значениям периода собственных колебаний судна, при бортовой качке, и в итоге увеличит значения ускорений у бортов судна. Все вышесказанное неблагоприятно сказывается на самочувствии пассажиров и экипажа. Человек чувствует себя достаточно комфортно на борту, при значениях ускорений не превышающих $(n=0,1-0,15)g$, (g – ускорение свободного падения). Принимая во внимание формулу (3), для определения линейных вертикальных ускорений у борта судна, предложенную в книге В.В. Ашика [1], можно определить допустимое значение h/V .

$$\ddot{z} = \theta_m \frac{2\pi^2}{c^2} h \quad (3)$$

где θ_m – максимальная амплитуда резонансной качки;

Для определения коэффициента c воспользуемся формулой

$$\tau = 2\pi \sqrt{\frac{I + \Delta I}{gDh}} \quad (4)$$

где I – момент инерции массы судна относительно продольной центральной оси;

ΔI – момент инерции присоединенной массы воды.

По приближенной формуле предложенной в книге В.В. Ашика [1]

$$I = D \frac{B^2}{12} \left(1 + \frac{1}{b^2 D}\right) \quad (5)$$

$\Delta I = (0,3-0,5)I$ по рекомендациям Б.З. Леви [2], для судов с острыми обводами корпуса $c_b = 0,4$. Отношение ширины судна B к высоте борта до верхней палубы D , обозначенное как b_D , для транспортных судов разных назначений лежит в пределах $1,89 \pm 0,25$ [1]. Проанализировав данные по построенным БОВС, можно отметить, что среднее значение b_D равно 1,88, а среднее квадратичное отклонение 0,65. После подстановки I , ΔI и

среднего значения b_D в (4) получим $\tau = 0,77 \sqrt{\frac{B}{h}}$. Отсюда следует, что $c=0,77$.

Определение θ_m , в формуле (3) возможно по требованиям ИМО (Code on intact stability for all types of ships covered by IMO instruments, resolution A.749 (18)), либо по Правилам классификации и постройки морских судов Морского Регистра Судостроения. В книге Л.М. Ногиды «Остойчивость судна и его поведение на взволнованном море» [3] достаточно полно изучен вопрос о влиянии на резонансную амплитуду качки скорости судна, периода бортовой качки и курсового угла. Используя его работу можно сделать вывод об оптимальных комбинациях этих параметров. Например, проектируя паром для линии Одесса–Стамбул, можно отметить, что доминирующими являются волны длиной до 127 метров. По диаграммам Л.М. Ногиды при такой длине волн, периоде качки судна $\tau=8$ секунд и скорости 35 узлов, диапазон резонансных углов мал – $\Delta\alpha=15^\circ$. С увеличением τ уменьшается диапазон резонансных курсовых углов, поэтому при расчетах можно принимать $\tau=8$ сек. как нижний предел. Далее из капитанской формулы возможно определение периода бортовой качки судна

$$\tau = c \sqrt{\frac{B}{h}} \quad (6)$$

Приведенные выше формулы и график предлагается использовать при проектировании быстроходного грузопассажирского судна, которое удовлетворяет требованиям хорошей обитаемости и остойчивости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ашик В.В. Проектирование судов. - Л.: Судостроение, 1985.- 319 с.
2. Леви Б.З. Пассажирские суда прибрежного плавания. - Л.: Судостроение, 1975.- 320 с.
3. Ногид Л.М. Остойчивость судна и его поведение на взволнованном море. - Л.: Судостроение, 1967.- 242 с.

УДК 629.113.037.001.24

ВОЗДЕЙСТВИЕ ПОДВОДНОГО ВЗРЫВА НА ПЛАВАЮЩУЮ МАШИНУ

С. В. Бугаев

В практике эксплуатации плавающих машин (ПМ) и других плавающих объектов встречаются случаи их применения для выполнения разного рода работ на воде в зоне осуществления взрыва заряда взрывчатого вещества (ВВ) под водой. В этом случае приходится решать сложную задачу по определению параметров воздействия подводного взрыва на корпус плавающего объекта, их оценке и принятия необходимых мер защиты ПМ и обеспечению безопасности людей. Основными параметрами подводного взрыва, воздействующих на корпус ПМ являются: величина максимального давления воды возникающая по фронту ударной волны, продолжительность действия избыточного давления на плавающий объект и вызванный ею удельный импульс (удельный импульс фазы сжатия).

В настоящее время достаточно полно разработаны методы определения характеристик взрыва в воздухе и на поверхности земли, которые теоретически обоснованы и экспериментально подтверждены, и широко используются в инженерной практике. Изучением воздействия подводного взрыва на плавающие объекты занимались ряд исследователей [1, 2, 3]. Однако в связи со сложностью проблемы, выполненные исследования относились либо к частным задачам, либо их решения основывались на ряде допущений, применение которых в практических расчетах вызывает большие трудности, и ограничивает их использование.

Для решения этой задачи необходимо определить основные характеристики подводного взрыва, которые воздействуют на корпус ПМ. К ним относятся: максимальное давление воды по фронту ударной волны, продолжительность его действия на корпус ПМ и удельный импульс избыточного давления.

Рассмотрим решение этой задачи применительно к ПМ. Примем, что плавающая машина находится на спокойной воде неподвижно (течение и волнение на водном участке отсутствуют). Взрыв происходит на расстоянии $г$ перпендикулярно продольной плоскости машины (рис.1). Основными исходными данными, влияющими на величину и характер воздействия подводного взрыва на ПМ, будем считать: массу заряда $С$ (кг), расстояние от заряда до машины r (м), глубину погружения заряда в воду h (м).

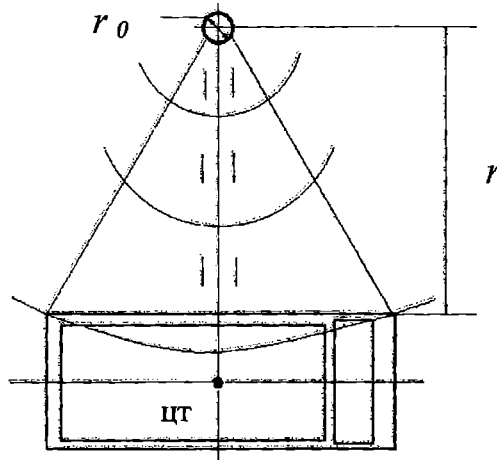


Рис.1. Расчетная схема для определения основных параметров воздействия подводного взрыва на плавающую машину

Выразим расстояние от заряда до ПМ безразмерной величиной:

$$R = r / r_0, \quad (1)$$

где r - расстояние от заряда до объекта, r_0 - радиус заряда, который вычисляется в зависимости от формы заряда ВВ по формулам:

$$\text{- для сферического заряда } r_0 = C^{1/3} / 18,7; \quad (2)$$

$$\text{- для удлиненного заряда } r_0 = C^{1/2} / 70, \quad (2^*)$$

здесь C - масса заряда взрывчатого вещества.

Продолжительность действия избыточного давления выражается зависимостью [2]

$$\tau_+ = v(\rho_1 a_{01} v / \rho \delta) \quad (3)$$

или в безразмерном виде

$$\tau_+ / \vartheta = \ln \gamma / \gamma - 1, \quad (3^*)$$

где $\gamma = (\rho_1 a_{01} \vartheta) / (\rho \delta)$;

ρ, δ - плотность и толщина материала корпуса ПМ;

ρ_1 - плотность воды в точке измерения (если принять, что глубина

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАЮЩАЯ СУДОВ

установки заряда ВВ у объекта исследования относительно невелика, то принимаем $\rho_1 \approx \rho_{01}$;

ρ_{01} - плотность воды на поверхности водоема);

a_{01} - скорость звука в воде (при $T=388^\circ\text{K}$; $a_{01}=1460$ м/с);

ϑ - постоянная времени, определяемая по формулам:

- для сферического заряда:
$$\vartheta = (1,4r_0(r/r_0)^{0,24}) / a_{01}; \quad (4)$$

- для удлиненного заряда:
$$\vartheta = (1,8r_0(r/r_0)^{0,43}) / a_{01}. \quad (4^*)$$

Давление воды на фронте ударной волны определяется выражением [1]:

$$P = (p_\phi - p_{01}) / \rho_{01}, \quad (5)$$

где p_{01} и p_ϕ - давление воды, вызванное ударной волной на свободной поверхности водоема и на корпусе ПМ (точке замера), соответственно;

- для сферического заряда:
$$P = 14700 (r_0/r)^{1,13}; \quad (6)$$

- для удлиненного заряда:
$$P = 15700 (r_0/r)^{0,71}. \quad (6^*)$$

Формулы (6) и (6*) справедливы при относительном расстоянии $R > 10$.

Для сосредоточенных зарядов при расстоянии $6 < R < 12$ давление по фронту ударно волны будет определяться по формуле

$$(p_\phi - p_{01}) / \rho_{01} = 37000 (r_0/r)^{3/2}. \quad (7)$$

Максимальное давление ударной волны на корпус ПМ находится по формуле:

$$p_{0max} - p_{01} = 2(p_\phi - p_{01}), \quad (\text{Па}). \quad (8)$$

Удельный импульс избыточного давления за время действия на ПМ равен

$$i = 2(p_\phi - p_{01}) \vartheta / \gamma^{\gamma/\gamma-1}, \quad (\text{Па с}). \quad (9)$$

Численный анализ изменения величин максимального давления и фазы сжатия, действующих на ПМ, в зависимости от массы заряда и расстояния его установки проведен для следующих исходных данных: масса заряда ВВ от 0 до 120 кг; вид заряда - сферический; расстояние от

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАЮЩАЯ СУДОВ

заряда до машины: 5, 10 и 15 м; заглубление заряда в воду 1 м, материал корпуса ПМ – сталь, толщина эквивалентная 20 мм.

Результаты расчетов приведены на рис. 2, 3, 4 и в табл. 1, 2, 3.

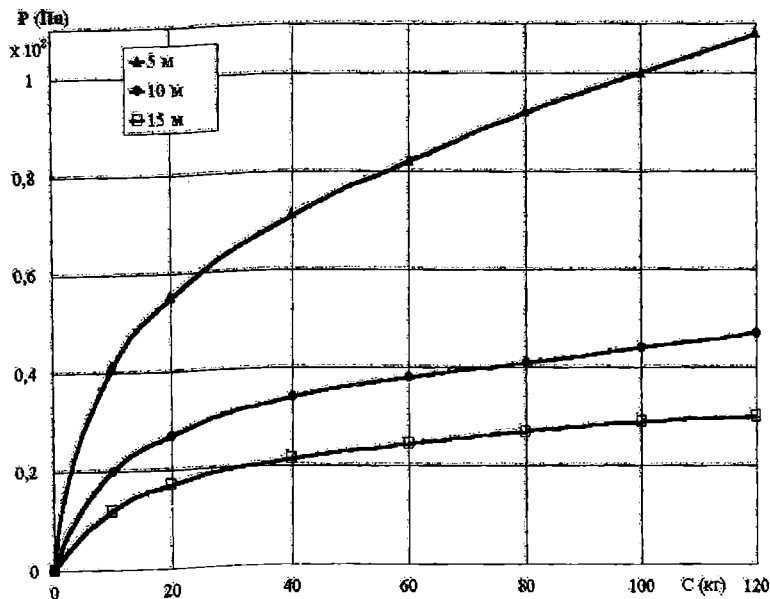


Рис. 2. Зависимость максимального давления подводного взрыва на корпус плавающей машины от массы заряда взрывчатого вещества, установленного на расстоянии 5, 10, 15 м от ПМ

Таблица 1. Зависимость величины максимального давления подводного взрыва, действующего на плавающую машину, от массы заряда ВВ и расстояния до ПМ

Масса заряда C (кг)	Максимальное давление, воздействующее на корпус плавающего объекта, P (Па) $\times 10^8$		
	Расстояние до заряда (м)		
	5 м	10 м	15 м
0	0	0	0
10	0,41	0,199	0,12
20	0,55	0,27	0,17
40	0,71	0,34	0,215
60	0,82	0,38	0,245
80	0,92	0,41	0,27
100	1	0,44	0,29
120	1,08	0,47	0,3

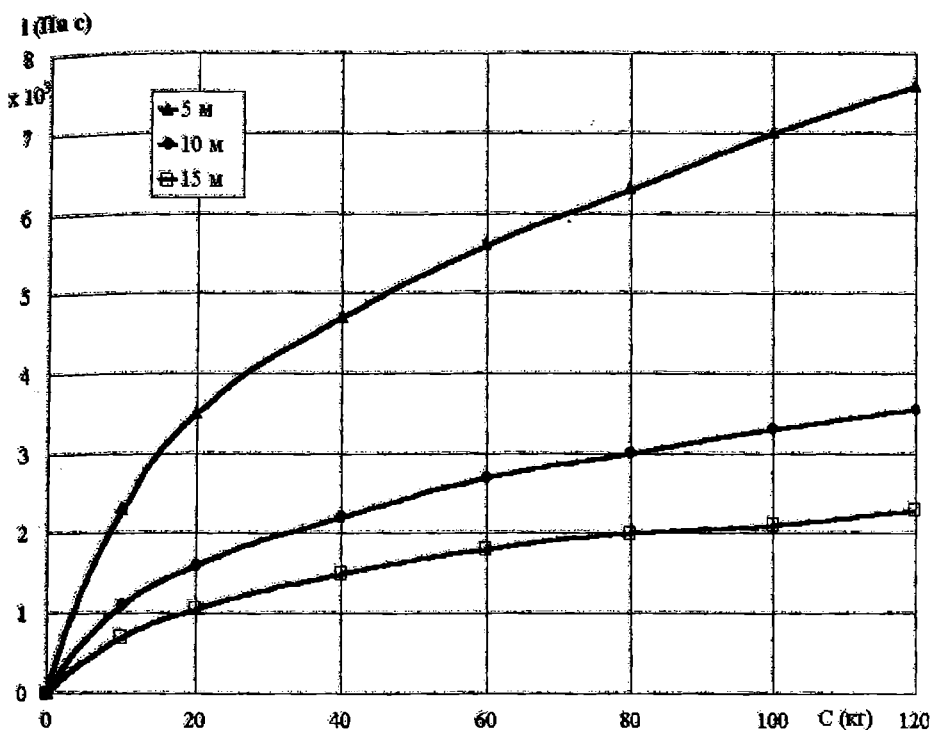


Рис.3. Зависимость величины импульса, избыточного давления действующего на плавающую машину, от массы заряда и расстояния от ПМ до заряда 5,10, 15 м

Таблица 2. Изменение импульса избыточного давления в зависимости от массы заряда и расстояния до места его установки

Масса заряда С (кг)	Максимальная величина фазы сжатия, действующая на корпус плавающего объекта, (Па с)		
	Расстояние до заряда (м)		
	5 м	10 м	15 м
0	0	0	0
10	2300	1100	700
20	3500	1600	1050
40	4700	2200	1500
60	5600	2700	1800
80	6300	3000	2000
100	7000	3300	2100
120	7600	3550	2300

Как видно из рис. 2 и 3 величины максимального давления, импульса и времени действия избыточного давления подводного взрыва резко возрастают с увеличением массы ВВ от 0 до 20 кг, затем изменение этих величин носит практически линейный характер с плавным их ростом. Расстояние от заряда до ПМ оказывает также существенное влияние, как на величину максимального давления, так и на величину воздействующего импульса. Так, для зарядов ВВ массой от 20 до 120 кг при увеличении расстояния от $r = 5$ м до $r = 15$ м величина давления по фронту ударной волны и вызванного ею импульса снижается более чем в 3 раза. Это необходимо учитывать в практических расчетах, при определении безопасного удаления плавающего объекта от места установки заряда. При этом следует считать (с погрешностью около 10% в безопасную сторону), что снижение величин максимального давления и фазы сжатия прямо пропорционально расстоянию до заряда, а величину радиуса заряда можно не учитывать, так как она несущественно сказывается на результате расчета.

На рис. 4 и в табл. 3 приведены результаты расчетов продолжительности действия избыточного давления подводного взрыва на ПМ в зависимости от массы заряда ВВ и расстояния его установки.

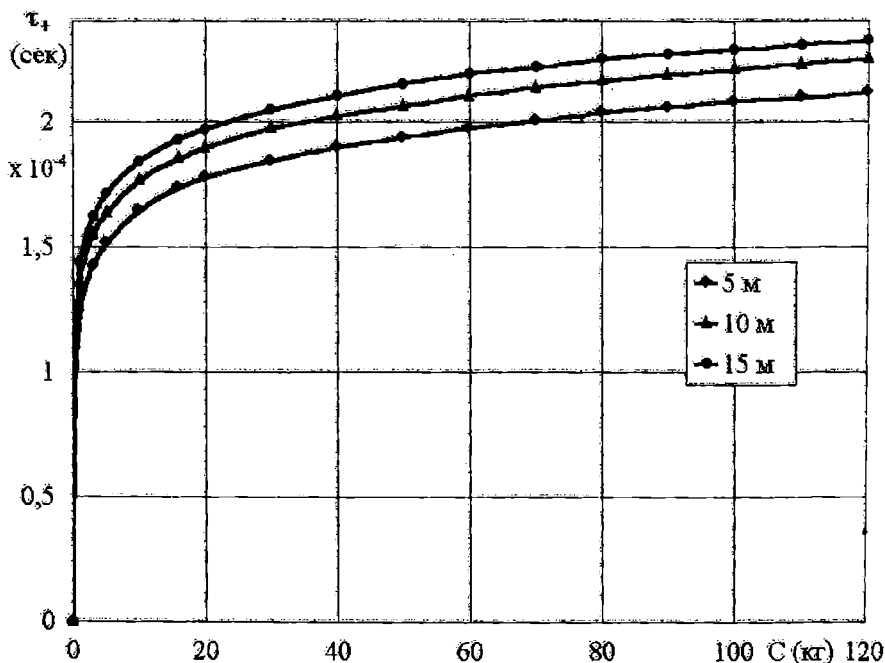


Рис. 4. Изменение продолжительности действия избыточного давления на плавающую машину в зависимости от массы заряда взрывчатого вещества и расстояния от места его установки до машины

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАЮЩЕЙ СУДОВ

Таблица 3. Зависимость продолжительности воздействия избыточного давления на плавающую машину от массы заряда при расстоянии 5, 10 и 15 м до места его установки

Масса заряда С (кг)	Продолжительность действия фазы сжатия τ_+ (сек)			Масса заряда С (кг)	Продолжительность действия фазы сжатия τ_+ (сек)		
	Расстояние до заряда г(м)				Расстояние до заряда г(м)		
	5	10	15		5	10	15
0	0	0	0	50	1,937	2,0621	2,1497
1	1,2427	1,3595	1,4408	60	1,9746	2,1038	2,1914
3	1,4241	1,5492	1,6201	70	2,0038	2,1351	2,2164
5	1,5138	1,6347	1,7118	80	2,0371	2,1622	2,2477
10	1,643	1,764	1,839	90	2,058	2,1872	2,2706
20	1,7765	1,8953	1,9704	100	2,0809	2,2081	2,2873
30	1,8432	1,9725	2,0455	110	2,0955	2,2289	2,3061
40	1,8974	2,0225	2,1018	120	2,1143	2,2477	2,3228

Как следует из рис.4, графики $\tau_+ = f(C)$ изменения продолжительности действия ударной волны с ростом массы заряда при массе заряда ВВ свыше 15 кг носят линейный характер.

Такая закономерность сохраняется для любых расстояний от места установки заряда до ПМ (все графики параллельны). Это позволяет утверждать, что для практических расчетов функцию $\tau_+ = f(C)$ можно принимать линейной и величину продолжительности действия ударной волны вычислять по формуле

$$\tau_+ = \tau_0 + kC$$

где τ_0 - время действия ударной волны при минимальной массе заряда (на оси ординат τ_0 фиксируется пунктирной линией);

$k = \operatorname{tg} \alpha$ угла наклона прямой к оси ОС.

С целью упрощения расчета воздействия подводного взрыва на плавающие объекты, повышения его точности, на основе теории решения многофакторных задач [3] разработана математическая модель по определению основных параметров подводного взрыва, действующих на плавающую машину.

При этом выбирались следующие уровни варьирования факторов: масса заряда 0-20 и 20-120 кг, расстояние от плавающей машины до заряда 5-15 м. План проведения численного эксперимента и полученные результаты приведены в табл. 4.

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАЮЩАЯ СУДОВ

Таблица 4. План проведения экспериментов по определению максимального давления и продолжительности действия фазы сжатия в зависимости от массы заряда и расстояния до объекта

ФАКТОРЫ									
X ₁ – масса заряда (для интервала)					X ₁ ' – масса заряда (для интервала)				
X ₂ – расстояние от объекта до заряда (м)									
Для интервала массы ВВ 0÷20 кг					Для интервала массы ВВ 20÷120 кг				
УРОВНИ		X ₁	X ₂		УРОВНИ		X ₁ '	X ₂	
Основной		10 кг	10 м		Основной		70 кг	10 м	
Интервал		10 кг	5 м		Интервал		50 кг	5 м	
Верхний		20 кг	15 м		Верхний		120 кг	15 м	
Нижний		0 кг	5 м		Нижний		20 кг	5 м	
№ опы-та	Кодированные значения факторов			Результат У	№ опыт а	Кодированные значения факторов			Результат У'
	X ₀	X ₁	X ₂			X ₀	X ₁ '	X ₂	
Максимальное давление P x 10⁸ (Па)									
1	+1	-1	-1	0	13	+1	-1	-1	0,55
2	+1	-1	+1	0	14	+1	-1	+1	0,17
3	+1	+1	-1	0,55	15	+1	+1	-1	1,08
4	+1	+1	+1	0,17	16	+1	+1	+1	0,3
Величина фаза сжатия i (Па с)									
5	+1	-1	-1	0	17	+1	-1	-1	3500
6	+1	-1	+1	0	18	+1	-1	+1	1050
7	+1	+1	-1	3500	19	+1	+1	-1	7600
8	+1	+1	+1	1050	20	+1	+1	+1	2300
Продолжительности фазы сжатия τ₊(с)									
9	+1	-1	-1	0	21	+1	-1	-1	1,7763
10	+1	-1	+1	0	22	+1	-1	+1	1,9704
11	+1	+1	-1	1,7763	23	+1	+1	-1	2,1143
12	+1	+1	+1	1,9704	24	+1	+1	+1	2,3228

В качестве регрессионных моделей принимались полиномиальные зависимости вида

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_1x_2 \quad (9)$$

Коэффициенты регрессии определялись по формуле

$$a_i = \sum_{j=1}^N \bar{y}_i x_{ji} / N, \quad (10)$$

где $j = 0, 1, 2, 3, 4$.

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

Результаты вычислений коэффициентов регрессии математических моделей приведены в табл. 5.

Значимость коэффициентов регрессии проверялась построением доверительного интервала. Значимые коэффициенты полиномов для полученных математических моделей приведены в табл. 6.

Таблица 5. Коэффициенты регрессии мат. моделей максимального давления, и продолжительности действия фазы сжатия в зависимости от массы заряда и расстояния до плавающего объекта

Коэффициенты регрессии	Критерий F (Фишера)	Сумма квадратов отклонения	Дисперсия коэф-ент. регрессии
1. Максимальное давление Y_1			
$a_0=0,1806; a_1=0,1794;$ $a_2=-0,09491666; a_3=-0,09508333$	$9,83079^{-10}$	$4,18353^{-16}$	$1,063884^7$
2. Максимальное давление Y_2'			
$a_0=0,5251203; a_1=0,1650832;$ $a_2=-0,2899168; a_3=-0,9991667;$	$6,9053^{-8}$	$1,77636^{-15}$	$6,4311^{-9}$
3. Величина фазы сжатия Y_3			
$a_0=1058,776; a_1=1058,775;$ $a_2=-691,2757; a_3=-691,2759;$	$5,231943^{-9}$	$3,129726^{-15}$	$1,495489^{-7}$
4. Величина фазы сжатия Y_4'			
$a_0=3612,5; a_1=1337,5;$ $a_2=-1937,5;$	$1,7896^{-2}$	$1,788^{-7}$	$2,49796^{-6}$
5. Продолжительность фазы сжатия Y_5			
$a_0=0,9375683; a_1=0,9363683;$ $a_2=0,0489; a_3=0,0487333;$	$5,23319^{-9}$	$3,12973^{-15}$	$1,495489^{-7}$
6. Продолжительность фазы сжатия Y_6'			
$a_0=2,094475; a_1=0,124075;$ $a_2=5,212495^{-2}; a_3=5,212498^{-2};$	$1,4308^{-2}$	$1,4211^{-13}$	$2,4831^{-12}$

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАЮЩА СУДОВ

Таблица 6. Доверительный интервал и коэффициенты значимости полиномиальных математических моделей максимального давления, и продолжительности действия фазы сжатия в зависимости от массы заряда и расстояния до его установки

№ математ. модели	1) Y_2	2) Y_2'	3) Y_3
Доверный интервал	7,521536 ⁴	1,849284 ⁴	181,5978
Значимые коэф. ММ	$a_0; a_1; a_2; a_3$	$a_0; a_1; a_2; a_3$	$a_0; a_1;$

№ математ. модели	4) Y_4'	5) Y_5	6) Y_6'
Доверный интервал	3,64462 ³	8,917661 ⁴	2,48305 ¹²
Значимые коэф. ММ	$a_0; a_1; a_2; a_3$	$a_0; a_1; a_2; a_3$	$a_0; a_1; a_2; a_3$

Полученные математические модели позволяют значительно упростить выполнение расчетов характеристик подводного взрыва, воздействующего на плавающую машину (плавающий объект), и повысить их точность. Они могут быть рекомендованы для практических расчетов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Саламахин Т. М. Физические основы механического действия взрыва. М.: Изд. ВИА, 1974. - С. 162-187.
2. Дьячков Е. Н. Действие взрыва на элементы конструкций. М.: Изд. ВИА, 1969. - С. 62-187.
3. Замышляев Б. В., Яковлев Ю. С. Динамические нагрузки при подводном взрыве. Л.: Судостроение, 1967. - С. 54-126.

УДК 656.61.052.4

ЯКОРНЫЕ ОПЕРАЦИИ КРУПНОТОННАЖНЫХ СУДОВ

Л. В. Павленко

При рассмотрении вопросов эксплуатации морских судов важное место занимает проблема обеспечения безопасности при выполнении якорных операций. Перед постановкой на якорь необходимо выполнить целый ряд подготовительных мероприятий. Они включают тщательное изучение навигационных, гидрометеорологических и физико-географических условий в районе предполагаемой постановки на якорь. При этом учитываются цели и продолжительность стоянки.

В процессе постановки на якорь можно выделить следующие этапы: выбор места стоянки; подготовка судна и якорного устройства; подход к месту стоянки; маневрирование при постановке на якорь; выбор длины якорной цепи и отдача якоря; выход на канат и оценка условий стоянки; контроль за надежностью стоянки и положением судна.

При выборе места для постановки на якорь рекомендуется принимать во внимание: размеры акватории для маневрирования; защищенность места от ветра, волнения и наличие течения; обеспеченность навигационными ориентирами для определения места и контроля положения судна; глубину моря, рельеф дна и характер грунта; наличие приливоотливных явлений; состояние и прогноз погоды.

После выбора места рекомендуется составить план движения, с указанием точек изменения курса и скорости, с учетом маневренных характеристик. Подготовка самого судна заключается в подготовке к реверсированию главного двигателя, к работе якорного устройства, проверке средств связи и сигнализации (мостик-машина, мостик-бак, мостик-пост регулирования движения).

Если глубина моря в месте якорной стоянки превышает 30 м, то якорную цепь в процессе отдачи якоря необходимо тревить с использованием электродвигателя брашпиля, с учетом его останковки за 5-10 метров от грунта, после чего следует разобить цепной барабан и далее отдавать якорь, регулируя натяжение якорной цепи ленточным стопором.

После выхода на канат диаметральной плоскости судна занимает положение, соответствующее направлению равнодействующей сил инерции, давления ветра и течения. При этом наблюдается рыскание судна как вокруг точки постановки на якорь, так и вокруг вертикальной оси с орбитальным перемещением на волнении.

При выполнении расчетов, по обеспечению безопасной якорной стоянки используются параметры и условные обозначения, приведенные в табл. 1.

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

Таблица 1. Перечень условных обозначений

№ п/п	Наименование параметра и его размерность	Условные обозначения	Величина в примере
1	Радиус безопасной якорной стоянки, м	$R_б$	
2	Минимальная безопасная глубина моря, м	$H_{мин}$	
3	Горизонтальная проекция якорной цепи до точки касания О, м	X	
4	Водоизмещение судна, т	D	250000
5	Ширина судна, м	B	47,2
6	Наибольшая длина судна, м	L_{max}	305
7	Длина якорной цепи от клюза до точки касания на грунте О, м	l	
8	Осадка судна носом, м	T_n	19,44
9	Осадка судна кормой, максимальная осадка, м	$T_{ю} T_{max}$	19,44
10	Высота клюза над грунтом, м	h_k	32
11	Запас радиуса якорной стоянки, м	ΔR	
12	Участок цепи, лежащий на грунте, м	$\sigma_{сп}$	
13	Необходимый участок якорь-цепь, лежащий на грунте, м	$\sigma_{пр}$	50
14	Глубина моря в малую воду, м	H_m	
15	Вероятная высота волны 3% обеспеченности, м	$h_{3\%}$	3,7
16	Суммарная сила воздействия внешней среды, кН	$P_{вс}$	
17	Держащая сила якорного устройства, кН	T_d	
18	Сила давления ветра на судно, кН	P_v	
19	Сила давления течения на судно, кН	P_m	
20	Сила давления волн на судно, кН	$P_{волн}$	
21	Инерционные силы при орбитальном перемещении, кН	$P_{ин}$	
22	Вес якоря, кН	G	100
23	Площадь проекции надводной части корпуса на ДП, м ²	S_n	1545
24	Площадь проекции надводной части корпуса на мидель, м ²	$S_{лоб}$	742
25	Курсовой угол кажущегося ветра, градусы	q_w	30
26	Средняя скорость ветра, м/с	$V_{ср}$	10
27	Максимальная скорость течения, м/с	V_m	2.5
28	Вес одного метра якорной цепи, кН/м	q	1
29	Минимальная длина якорной цепи, необходимая для полного использования держащей силы якоря, м	$l_{мин}$	
30	Длина якорной цепи для обеспечения якорной стоянки, м	$l_{я}$	
31	Число смычек на отдаваемом якорю	$n_{см}$	10
32	Коэффициент держащей силы якоря	κ_2	3.0
33	Коэффициент трения цепи о грунт	f	0.38
34	Коэффициент сопротивления воздуха	C_v	0.8
35	Коэффициент потери веса стали в воде	μ	0.87

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

Минимальный размер акватории, необходимый для обеспечения безопасной якорной стоянки, определяется радиусом окружности R_6 , состоящим из суммы длин участка цепи, лежащей на грунте – $a_{гр}$, горизонтальной проекции участка цепи от клюза до точки O касания грунта цепью и максимальной длины судна L_{max} (рис.1).

$$R_6 = X + a_{гр} + L_{max} \quad (1)$$

При этом X в первом приближении (без учета провисания цепи) можно рассчитать по формуле

$$X = \sqrt{\ell_{мин}^2 - h_k^2} \quad (2)$$

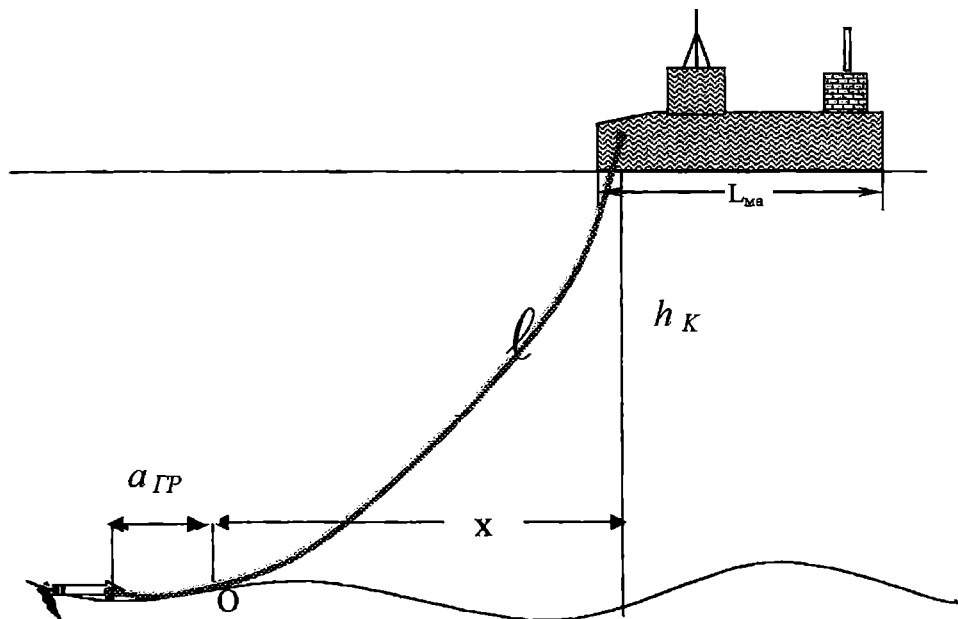


Рис. 1. Схема стоянки судна на море

При определении величины R_6 необходимо учитывать навигационный запас ΔR на случай дрейфа или необходимости иметь больше акваторию для маневрирования при постановке или съемке с якоря.

$$R_6 = \sqrt{\ell_{мин}^2 - h_k^2} + a_{гр} + L_{max} + \Delta R \quad (3)$$

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛЫВАНЦЯ СУДОВ

Величину навигационного запаса ΔR рекомендуется принимать не менее 20% от значения $\sqrt{\ell_{\text{мин}}^2 - h_{\kappa}^2} + a_{\text{гр}} + L_{\text{мак}}$. Обычно круг радиуса R_6 называют местом якорной стоянки.

Не рекомендуется выбирать якорную стоянку с глубинами меньше, чем рассчитанная по формуле

$$H_{\text{мин}} = 1,2 T_{\text{мак}} + 0,7 h_{3\%}. \quad (4)$$

Держащая сила якорного устройства зависит от характера грунта. Наилучшей держащей силой обладают песчаные и илисто-песчаные грунты. Стоянка на скальных грунтах может привести к невозможности поднять якорь в тех случаях, когда он зацепится за выступ скалы, или обрыву цепи и потере якоря, что классифицируется как авария.

Для обеспечения безопасной якорной стоянки необходимо, чтобы держащая сила якорного устройства T_0 была больше, чем равнодействующая внешних сил, действующих на судно и стремящихся снести его с места якорной стоянки. К таким силам относятся: сила давления ветра $P_в$; сила сопротивления течению $P_т$; возмущающая сила от волнения $P_{\text{волн}}$; сила инерции $P_{\text{ин}}$.

Держащую силу якорного устройства можно рассчитать по формуле

$$T_0 = G \cdot \kappa_2 + \sigma_{\text{пр}} q f, \quad (5)$$

где κ_2 - коэффициент держащей силы якоря, зависящий от его конструкции и характера грунта. Для якорей Холла на илисто-песчаных грунтах $\kappa = 1,5-3,0$;

f - коэффициент трения цепи о грунт, для илисто-песчаных грунтов $f = 0,1-0,38$.

В формуле (5) составляющая $G \cdot \kappa$ представляет собой держащую силу якоря, а составляющая $\sigma_{\text{пр}} q f$ - держащую силу якорной цепи. Заметим, что увеличение держащей силы якоря за счет участка лежащей на грунте якорной цепи может достигать 20%.

Для учета потери веса якоря и якорной цепи в воде вводят коэффициент μ , который определяется по формуле

$$\mu = 1 - \gamma_{\text{ме}} / \gamma_{\text{ст}} = 0,87. \quad (6)$$

Суммарное воздействие внешних сил на судно, стоящее на якорю, можно определить по формуле

$$T_{\text{вс}} = P_в + P_т + P_{\text{волн}} + P_{\text{ин}}. \quad (7)$$

Сила давления ветра $P_в$ зависит от скорости и направления ветра, площади парусности надводной части корпуса судна и определяется по формуле

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

$$P_e = C_e (S_n \sin q_w + S_{\text{лоб}} \cos q_w) W_{\text{эф}}^2, \quad (8)$$

где C_e - коэффициент воздушного сопротивления, который лежит в пределах от 0,6 до 1,0;

$W_{\text{эф}}$ - эффективная скорость ветра, принимаемая равной удвоенному значению средней скорости, что позволяет учесть увеличение скорости при шквалах, т.е. $W_{\text{эф}} = 2 V_{\text{ср}}$;

q_w - курсовой угол ветра;

P_m - сила давления, учитывающая воздействие течения на корпус судна и застопоренные винты, которая зависит от площади смоченной поверхности судна и скорости течения и рассчитывается по формуле

$$P_m = 1,5 \Omega V_m^2, \quad (9)$$

где Ω - площадь смоченной поверхности корпуса судна, м².

Величину площади смоченной поверхности можно определить по приближенной формуле

$$\Omega = D^{2/3} (4,854 + 0,92 \cdot B / T_{\text{ср}}). \quad (10)$$

Расчеты сил давления волн и инерционных сил весьма трудоемки. По этой причине для практических целей их можно принять равными 20% от $(P_e + P_m)$, и полную силу от действия внешних сил рассчитывать по формуле

$$P_{\text{вс}} = 1,2 (P_e + P_m). \quad (11)$$

Условием обеспечения безопасной якорной стоянки является превышение держащей силы якорного устройства над равнодействующей внешних сил, т.е. $T_d > T_{\text{вс}}$.

Поскольку воздействие внешних сил нельзя регулировать, то единственным средством обеспечения безопасности якорной стоянки является выбор длины якорной цепи с учетом формулы (5). Минимальное ее значение можно определить, разрешив формулу (5) относительно параметра $\sigma_{\text{пр}}$

$$\sigma_{\text{пр}} = (P_{\text{вс}} - G \cdot \kappa_2) / q \cdot f. \quad (12)$$

В результате выполненных расчетов может оказаться, что требуемая минимальная длина якорной цепи, лежащей на грунте, больше длины всей цепи, имеющейся на судне для одного из якорей. В этом случае безопасная якорная стоянка может быть обеспечена постановкой судна на два якоря и соответствующим увеличением держащей силы в два раза. В зависимости от действующих горизонтальных сил и глубины моря существует минимальная длина якорной цепи $\ell_{\text{мин}}$ при которой обеспечивается

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

полное использование держащей силы якоря. Ее значение можно рассчитать по формуле[1]

$$l_{\text{мин}} = \sqrt{h_k^2 + 2h_k \cdot P_{\text{вс}} / q} . \tag{13}$$

С учетом зависимостей (12) и (13) общая длина вытравленной якорной цепи до кпоза $l_{\text{я}}$ равна

$$l_{\text{я}} = l_{\text{мин}} + \sigma_{\text{пр}} . \tag{14}$$

Для иллюстрации приведенной методики выполним расчет якорной стоянки крупнотоннажного танкера. Исходные данные для этого расчета приведены в табл. 1. Результаты расчета параметров для обеспечения безопасной якорной стоянки по данным табл. 1 представлены в табл. 2.

Таблица 2. Расчет безопасной якорной стоянки

№ п/п	Величины, размерность	Способ получения	Значения
1	$P_{\text{в}}$, кН	По формуле (8)	452,8
2	$P_{\text{т}}$, кН	По формуле (9)	225
3	$P_{\text{вс}}$, кН	По формуле(11)	813,4
4	$T_{\text{д}}$, кН	По формуле (5)	319
5	$l_{\text{мин}}$, М	По формуле (13)	230,4
6	$l_{\text{я}}$, М	По формуле (14)	280,4
7	$R_{\text{б}}$, М	По формуле (3)	700
8	$H_{\text{мин}}$, М	По формуле (4)	17,5
9	$\sigma_{\text{пр}}$, М	По формуле (12)	более 100 м
10	На основании сравнительного анализа $T_{\text{д}}$ и $P_{\text{вс}}$ следует вывод о том, что даже постановка на два якоря не сможет обеспечить безопасную якорную стоянку при заданных погодных условиях		

Расчеты, выполненные при тех же гидрометеорологических условиях для балкера водоизмещением до 80000 тонн, показывают, что якорная стоянка может быть обеспечена при использовании одного якоря. Таким образом, для судов большого водоизмещения при таких гидрометеорологических условиях обеспечить безопасную якорную стоянку не представляется возможным и требуется штормование на ходу в открытом море.

Если в момент отдачи якоря судно имеет ход относительно воды, то при касании грунта и появлении держащей силы якоря возникает рывок в

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

рывка судно проходит путь S , а натяжение рывка возрастает от начального P_n , равное натяжению каната при отдаче, до конечного P_k , которое возрастает за счет инерции в конце при остановке судна. Дифференциальное уравнение движения судна при торможении и отданном якорю имеет вид

$$m_x \cdot \frac{dV_x}{dt} + kV_x^2 + P_e + P_y = 0, \quad (15)$$

где m_x – масса судна с учетом присоединенной массы;
 V_x – скорость судна по оси X ;
 P_e – упор винта, при торможении на задний ход;
 P_y – сила действующая на судно от якорного устройства.
 Введем следующие обозначения:

β – коэффициент активности торможения винтом, который определяют по формуле

$$\beta = P_{max} / k / V_n^2, \quad (16)$$

β_y – коэффициент активности торможения якорем, который определяют по формуле

$$\beta_y = \kappa_2 G g / k / V_n^2, \quad (17)$$

где G – вес якоря, кг;
 g – ускорение силы тяжести, m/c^2 ;
 κ_2 – коэффициент держащей силы грунта;
 P_{max} – максимальная сила упора винта в момент остановки судна;
 k – коэффициент сопротивления воды;
 V_n – скорость судна в момент начала работы винта на ЗХ.

После подстановки (16) и (17) в дифференциальное уравнение (15), несложных преобразований и решения его относительно пути и времени, получим

$$t = \frac{m}{kV_n^2} \int_V^{V_n} \frac{dV}{\frac{1-\beta}{V_n^2} + \beta + \beta_y}, \quad (18)$$

$$S = \frac{m}{kV_n^2} \int_V^{V_n} \frac{VdV}{\frac{1-\beta}{V_n^2} + \beta + \beta_y}. \quad (19)$$

Проинтегрировав (18) и (19) с учетом того, что при постановке на якорь торможение производится до полной остановки, получим:

- для $\beta=1$, когда падение скорости происходит по линейному закону за счет работы винта и натяжения якорной цепи

$$t = \frac{m}{kV_n(1 + \beta_n)} \quad , \quad (20)$$

$$S = \frac{m}{2k(1 + \beta_n)} \quad ; \quad (21)$$

- для $\beta=0$, когда торможение происходит только за счет сопротивления воды и натяжения якорной цепи

$$t = \frac{m}{kV_n\sqrt{\beta_n}} \left(\operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{\beta_n}} - \operatorname{arctg} V_n \right) \quad , \quad (22)$$

$$S = \frac{m}{2k} \ln(V_n^2 + \beta_n V_n^2) \quad ; \quad (23)$$

- для $\beta < 1$

$$t = \frac{m}{kV_n(\beta + \beta_n)} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{1 - \beta}{\beta + \beta_n}} \quad ; \quad (24)$$

- для $\beta > 1$

$$t = \frac{m}{2kV_n(\beta + \beta_n)} \cdot \ln \frac{1 + \sqrt{\frac{\beta - 1}{\beta + \beta_n}}}{1 - \sqrt{\frac{\beta - 1}{\beta + \beta_n}}} \quad ; \quad (25)$$

- для тормозного пути при $\beta \neq 1$

$$S = \frac{m}{2k(1 - \beta)} \cdot \ln \left(\frac{1 - \beta}{\beta + \beta_n} + 1 \right) \quad . \quad (26)$$

Поскольку при отдаче якоря движение судна практически остановлено и торможение является пассивным, то пройденное расстояние в этот момент можно рассчитать по формуле (22).

По закону сохранения энергии работа силы натяжения каната A_p складывается из работы по упругому растяжению якорного каната A_{yp} и его спрямлению (уменьшению стрелки провеса) A_{cnp} .

$$A_p = A_{yp} + A_{cnp} \quad . \quad (27)$$

Однако это натяжение будет приложено к якорь-цепи только тогда, когда величина горизонтальной проекции провисающей якорь-цепи будет меньше величины тормозного пути, определенного по формуле (22).

Исходные данные, необходимые для расчета рывка при постановке на якорь приведены в таблице 3.

Высоту подъема ЦТ якорной цепи при рывке можно рассчитать по формуле

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ
БЕЗОПАСНОСТИ ПЛЫВУЩЕГО СУДНА**

$$\Delta y = (y_n - Y_n) - (y_k - Y_k). \quad (28)$$

Величину стрелки провеса при начальном натяжении якорной цепи T_n и при конечном T_k можно определить так:

$$y_n = \sqrt{\left(\frac{T_n}{q}\right)^2 + \frac{2}{np}} - \frac{T_n}{q}, \quad (29)$$

$$y_k = \sqrt{\left(\frac{T_k}{q}\right)^2 + \frac{2}{np}} - \frac{T_k}{q}. \quad (30)$$

Таблица 3. Перечень условных обозначений и их размерности

№ п/п	Наименование параметра и его размерность	Условное обозначение
1	Длина нерастянутой якорной цепи, м	L_0
2	Длина провисающей ветви якорной цепи, м	ℓ_{np}
3	Длина провисающей части всей якорной цепи, м	L_{np}
4	Начальная стрелка провеса якорной цепи, м	y_n
5	Конечная стрелка провеса якорной цепи, м	y_k
6	Начальное возвышение центра тяжести якорной цепи над вершиной, м	Y_n
7	Конечное возвышение центра тяжести якорной цепи над вершиной, м	Y_k
8	Начальное натяжение якорной цепи, кН	T_n
9	Конечное натяжение якорной цепи, кН	T_k
10	Горизонтальная проекция якорь-цепи начальная, м	X_n
11	Горизонтальная проекция якорь-цепи конечная, м	X_k
12	Высота подъема ЦТ якорь-цепи при спрямлении, м	Δy
13	Необходимая сила тяги винта для рывка при T_k , кН	P_{pze}
14	Вес якорной цепи, кН	$P_{яц}$
15	Требуемое стягивающее усилие, кН	$F_{тр}$
16.	Работа судна по упругому растяжению каната, кДж	$A_{уп}$
17	Работа судна по спрямлению каната, кДж	$A_{спр}$
18	Работа судна при рывке, равная $A_{уп} + A_{спр}$, кДж	A_p
19	Высота точки крепления якорь-цепи над грунтом, м	h_k
20	Вес одного погонного метра якорной цепи, кН/м	q
21	Путь, проходимый судном при рывке, м	S
22	Сила упора винта на швартовах, кН	$P_{шв}$
23	Максимальное относительное удлинение перед разрывом, %	$\Delta\%$
24	Разрывная прочность якорного каната, кН	R

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ
БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАЮЩАЯ СУДОВ**

Длина провисающей части зависит от положения якорного каната относительно грунта. Если он лежит на грунте, то $\ell_{np} = \ell_{мин}$ и держащая сила якоря проявляется, когда длина достигает значения, рассчитанного по формуле

$$\ell_{мин} = \sqrt{h_k + 2h_k \cdot P_{ин} / q} . \quad (31)$$

При этом якорная цепь принимает форму цепной линии с вершиной в точке касания грунта якорной цепью. Возвышение ЦТ над вершиной в начале рывка Y_H и в конце его Y_K можно рассчитать по формулам:

$$Y_H = \frac{1}{\ell_{мин}} \left[\left(\frac{T_H}{q} \right)^2 \ln \frac{\ell_{мин} + \sqrt{\left(\frac{T_H}{q} \right)^2 + \ell_{мин}^2}}{T_H / q} + \ell_{мин} \left(\sqrt{\left(\frac{T_H}{q} \right)^2 + \ell_{мин}^2} - \frac{2T_H}{q} \right) \right] , \quad (32)$$

$$Y_K = \frac{1}{\ell_{мин}} \left[\left(\frac{T_K}{q} \right)^2 \ln \frac{\ell_{мин} + \sqrt{\left(\frac{T_K}{q} \right)^2 + \ell_{мин}^2}}{T_{нк} / q} + \ell_{мин} \left(\sqrt{\left(\frac{T_K}{q} \right)^2 + \ell_{мин}^2} - \frac{2T_K}{q} \right) \right] . \quad (33)$$

Горизонтальные проекции до начала рывка X_H и после его окончания X_K вычисляются так:

$$X_H = \frac{2 \cdot T_H}{q} \ln \frac{\ell_{мин} + \sqrt{\left(\frac{T_H}{q} \right)^2 + \ell_{мин}^2}}{T_H / q} , \quad (34)$$

$$X_K = \frac{2 \cdot T_K}{q} \ln \frac{\ell_{мин} + \sqrt{\left(\frac{T_K}{q} \right)^2 + \ell_{мин}^2}}{T_K / q} . \quad (35)$$

Величина пути, проходимого за счет упругого удлинения буксирного каната, определяется так:

$$\Delta \ell_1 = \frac{\Delta \% \cdot \ell_{мин}}{100 \cdot R} (T_K - T_H) . \quad (36)$$

Величина пути, проходимого за счет спрямления буксирного каната $\Delta \ell_2$, определяется так:

$$\Delta \ell_2 = X_K - X_H . \quad (37)$$

С учетом приведенных зависимостей (35) и (36) величина пути $S_{я}$ проходимого судном до полной остановки за счет упругого растяжения якорной цепи и ее спрямления, равна

$$S = \Delta l_1 + \Delta l_2. \quad (38)$$

Работу по упругому растяжению якорного каната можно вычислить по формуле

$$A_{ур} = \frac{\Delta \% \cdot l_{мин}}{200 \cdot R} \left(T_K^2 - T_H^2 \right). \quad (39)$$

Работу по спрямлению буксирного каната можно рассчитать по формуле

$$A_{спр} = P_{ин} \cdot \Delta y. \quad (40)$$

По приведенным формулам можно определить допустимую силу инерции (скорость, которая может быть погашена за счет якоря) при постановке на якорь, которую можно погасить за счет полного использования держащей силы якоря

$$P_{ин} = (A_{ур} + A_{спр}) / S_{я}. \quad (41)$$

Если значение пути, проходимое судном при торможении $S_{я}$, больше, чем рассчитанное по формулам (21), (23) или (26), это значит, что произойдет подъем веретена якоря. По этой причине его держащая сила резко упадет до тех пор, пока скорость не уменьшится за счет работы винта, сопротивления воды и существенно уменьшенной, но все же действующей силы торможения якоря.

Особенностью крупнотоннажных судов является то, что они имеют большую инерцию и поэтому небольшие скорости их движения приводят к появлению значительных усилий в якорном устройстве. Это заставляет практикующих судоводителей искать способы уменьшения нагрузок на якорную цепь путем пересмотра принципов маневрирования [2, 3] при постановке на якорь.

Навык постановки на якорь крупнотоннажных судов обычно приобретается при практической работе в море. Судоводители, впервые поднявшись на мостик, приобретают необходимые навыки с помощью тех помощников капитана, с которыми они работают. Из-за недостатка персонала для обслуживания устройства при отдаче якоря и увеличения размеров судов последние сорок лет капитаны крупнотоннажных судов, как правило, отдают якорь обычным способом. Они выходят против ветра и волнения и останавливают движение судна работой главного двигателя назад. Это не лучший способ для крупнотоннажных судов, однако, по ряду

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЛАВАНИЯ СУДОВ

причин, как будет показано дальше, его неизбежно приходится использовать.

Общая убежденность капитанов, особенно тех, которые имеют недостаточный опыт постановки на якорь крупнотоннажных судов, заключается в том, что оборудование якорного устройства не всегда соответствует увеличенной за эти годы массе загруженного судна. Это действительно так. Однако существующие стояночные стопоры, установленные на полубаке танкеров, имеют прежние размеры (78 мм). Они воспринимают горизонтальные усилия, которые возникают на швартовном оборудовании нефтяного терминала, при подходе судна к одиночному швартовому бую. Эти усилия соизмеримы с теми, которые возникают при отдаче якоря на морское дно. Такой безопасной рабочей нагрузкой является установленный мировой стандарт 400 тонн (спаренный стопор 200x2), при котором обеспечивается удовлетворительное удержание судна при скорости ветра до 30 узлов.

В некоторых лацпортах используются одиночные стопоры. Это ограничивает до 200 тонн нагрузку на цепь, если якорь лежит на морском дне, вместо установленного стандарта 400 тонн. Опыт работы показывает, что такая держащая сила является достаточной для удержания судна при рывке на волнении и/или для обеспечения запуска его главного двигателя при 10-ти минутной готовности. Ниже показано, что якорное устройство обладает прочностью, которой достаточно с избытком для крепления при швартовке к одиночному швартовому бую.

Судно дедвейтом 150 000 тонн, например, танкер с максимальным водоизмещением, который может проходить Суэцкий канал, снабжено якорным устройством, имеющим следующие номинальные характеристики, рассчитанные в соответствии с правилами классификационного общества:

- держащая сила тормоза брашпиля	-395 тс;
- безопасная рабочая нагрузка стопора якорной цепи	-650 тс;
- предел прочности якорной цепи	-600 тс;
- вес одной смычки якорной цепи	-2,5 тс;
- вес якоря	-10 тс ;
- подъемная сила брашпиля якоря	-32 тс.

Длина якорной цепи: правая 13 смычек, левая 12 смычек. Два носовых стопора для швартовки к монобую, с безопасной рабочей нагрузкой 200 тонн каждый (78 мм цепи с контрофорсами). Очевидно, что стопор цепи имеет двойной запас прочности.

Международная Ассоциация Классификационных Обществ(МАКО) рекомендует, чтобы максимальное статическое натяжение на тормозе составляло 45 % от разрывной силы натяжения якорной цепи. Натяжение при испытании якорной цепи составляет порядка 86 % от этой силы. Очевидно, что приведенное значение на 70 тонн больше минимально

рекомендуемого. Такая же тенденция прослеживается и для стопоров, которые стараются делать более прочными, чем рекомендовано правилами.

Причина кажущейся адекватности рабочих нагрузок и пределов прочности якорного оборудования кроется в следующем. Двигатель брашпиля рассчитан для подъема трех смычек (82 метра) якорной цепи и якоря. Имеется запас, равный 50 % расчетной нагрузки, для безопасного испытания, но не для интенсивного использования. Тормоз, который в 12 раз мощнее двигателя, разработан для того, чтобы управлять весом цепи в движении, но ни в коем случае для гашения инерции судна. Поэтому судоводители, которые пытаются гасить инерцию судна посредством тормоза брашпиля, или того хуже при помощи двигателя брашпиля, используют оборудование не по назначению, не для тех условий, для которых оно разработано. В этом случае обязательно будет иметь место аварийное происшествие.

Приведенные результаты исследований позволяют сделать следующие выводы и предложения:

1. Расчет безопасной якорной стоянки для крупнотоннажных судов существенно отличается от расчетов для обычных морских судов, поскольку калибр якорной цепи и существующие стопора не всегда позволяют выдерживать инерционные нагрузки, возникающие в якорном устройстве при рыскании судна вокруг точки постановки на якорь и орбитальном перемещении на волнении.

2. Анализ нагрузок на детали якорного устройства, возникающих при постановке на якорь во время рывка при гашении инерции и при использовании двигателя брашпиля показывает, что усилия в цепи гораздо больше, чем те, на которые рассчитан брашпиль. По этой причине управлять судном при помощи брашпиля или ленточного тормоза не рекомендуется.

3. Применение обычных классических способов маневрирования при постановке на якорь путем выхода против ветра и течения и отдачи якоря при остановленном движении судна не рекомендуется. Требуется использование других способов, которые позволят существенно уменьшить нагрузки на детали якорного устройства.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Управление судном: Учеб. для вузов/Под ред. В. И. Снопкова. - М.: Транспорт, 1991. - 359 с.*
2. *GRAHAM DANTON. The theory and practice of seamanship. London, Harmsolls Ltd, 1996. - 523 p.*
3. *SEAWAYS, Nautical Institute, London, August 2000. P. 3-6.*

УДК 629.12

**К ПРОБЛЕМЕ ПОДДЕРЖАНИЯ ПРИЕМЛЕМОГО УРОВНЯ
НАДЕЖНОСТИ И РЕНТАБЕЛЬНОСТИ СУЩЕСТВУЮЩИХ СУДОВ**

Г. В. Егоров

ВВЕДЕНИЕ

Реалии настоящего времени таковы, что ближайшие 10 лет основной проблемой нашего флота будет поддержание безопасной и экономичной эксплуатации существующих судов. Средний возраст подконтрольных российским и украинским судовладельцам морских и река-море судов превысил 20 лет, речных судов 25-30 лет и число построенных судов (включая иностранные заказы и малые суда) составляет не более 30-50 в год.

В подобные кризисные периоды истории нашей страны (20-е годы, 40-е годы прошлого столетия) в первую очередь обращалось внимание на восстановление и более эффективное использование имеющихся в распоряжении технических средств, в том числе и транспортных. Например, недостроенные легкие крейсера типа «Светлана» Северная верфь и Балтийский завод в 1923-1925 гг. конверсировали в морские нефтеналивные суда, на речных верфях в 1922-1925 гг. были восстановлены более 400 судов внутреннего плавания. Для переправы через Ладогу железнодорожных вагонов и паровозов в 1942-1943 гг. по проекту С.А. Базилевского были переоборудованы 3 баржи, аналогичные работы были выполнены при участии проф. П.Ф. Папковича в 1942 г. в Астрахани. В 1945 г. два тральщика были достроены как танкеры для перевозки бензина. В 1955 г. в Севастополе для Керченской переправы были переоборудованы из речных судов 4 железнодорожных парома типа «Северный».

Разнообразный опыт был накоплен как у нас, так и за рубежом [2, 8, 10, 15, 17, 21, 22], а также в разных отраслях транспорта, строительства и промышленности [3].

В современной практике используется множество схем и процедур сохранения безопасного и рентабельного уровня эксплуатации существующих судов.

Для судов, признанных мировым сообществом наиболее опасными для окружающей среды и жизнедеятельности человека (танкеры, балкеры, нефтенавалочники), ведущими классификационными обществами – членами МАКО были разработаны специальные процедуры обеспечения безопасной эксплуатации на 3-5 лет. Среди них есть обязательные освидетельствования по расширенной программе (ОПИ) и Condition

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

Assessment Scheme (CAS), а также выполняемые по заказу судовладельца - Condition Assessment Program (CAP).

К традиционному опыту крупных модернизаций судов и капитальных ремонтов в последние десятилетия были добавлены схемы продления срока службы более чем на 5 лет, такие как обновление (реновация) корпусов, обновление судов, конверсия с изменением года постройки.

ОБЯЗАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕДУРЫ МАКО И ИМО

МАКО в 1992 году приняло два стандарта по освидетельствованию корпусов танкеров Z10.1 и навалочных судов Z10.2, которые легли в основу резолюции А.744(18), принятой 04.11.93 ассамблеей ИМО. В соответствии с этой резолюцией стала обязательной расширенная программа освидетельствований навалочных судов и танкеров в части конструкций корпуса, трубопроводов в районе грузовых помещений и иных отсеков в грузовой зоне, а также балластных танков. Это позволило усилить надзор за техническим состоянием и эксплуатационной надежностью корпусов танкеров, навалочных судов, а также химвозов и газовозов. Однако аварии и происшествия с нефтеналивными и навалочными судами продолжались (например, гибель танкера «Erika»), что вызвало к жизни новые требования.

Согласно Правилу 13G МК МАРПОЛ-73/78 существующие танкера, контракт на постройку которых был подписан до 1993 года и которые были построены до 1996 года, должны быть дооборудованы вторым дном или выведены из эксплуатации. При этом суда, отвечающие требованиям МАРПОЛ, должны соответствовать этому требованию после 30 лет эксплуатации, а суда, построенные до введения требований МАРПОЛ, по достижению 25-летнего возраста.

По предложению трех стран (Дании, Нидерландов и Великобритании) дальнейшая эксплуатация (предполагается, что с 01.01.2005 для до МАРПОЛовских танкеров и с 01.01.2010 – для МАРПОЛовских танкеров) без двойного контура будет допускаться только после проведения специального освидетельствования по обязательной (по поручению и от лица администрации флага) программе Condition Assessment Scheme (CAS).

В состав CAS входят изучение фактического технического состояния судна (включая расчет общей и местной прочности, если износы крайних связей превысят 10% от построечных толщин), контроль имеющихся на борту актов классификационного общества и судовладельца, рекомендации по улучшению надзора данного судна.

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

Вопрос о взаимодействии процедур CAP и CAS пока не решен, однако есть предложения об учете результатов первой процедуры при подготовке второй.

Срок действия CAS совпадает со сроками между промежуточными/очередными освидетельствованиями, т.е. не более 39 месяцев (3 года и три льготных месяца), при этом освидетельствованию подлежат конструкции корпуса в грузовых, балластных танках, коффердамах, насосных отделениях, туннелях, сухих отсеках в грузовой зоне.

Отличие от ОРП также и в объемах замеров, которые включают: вместо двух кольцевых сечений—три; все листы бортовой обшивки при любом освидетельствовании (в рамках ОРП такое требуется при достижении судном 20 лет); 30% шпангоутных рам в каждом бортовом грузовом танке при любом освидетельствовании (ОРП: все шпангоутные рамы в одном танке и по одному шпангоуту в других танках после 15 лет эксплуатации); 30% бимсов и флоров в каждом центральном грузовом танке при любом освидетельствовании (ОРП: по одному бимсу и флору в каждом центральном танке после 15 лет эксплуатации).

Процедуры ОРП и CAS являются по своей сути развитием обычного классификационного надзора за состоянием существующих судов. Однако им придан обязательный конвенционный статус и требуемый объем освидетельствования жестко регламентирован в зависимости от возраста, назначения судна, назначения помещений и т.п.

ОБНОВЛЕНИЕ КОРПУСОВ СУДОВ

Среди отечественных судовладельцев наиболее известной и широко применяемой на практике схемой продления срока службы является обновление корпусов (hull renovation) судов.

Под обновлением корпуса понимается комплекс мероприятий по подтверждению или восстановлению фактического технического состояния корпуса до установленных классификационным обществом уровней обновления, соответствующих нормативному состоянию корпуса при первом или втором (иногда третьем) очередном освидетельствовании после 5-летней или 10-летней (или 15-летней) эксплуатации судна от постройки.

В основу обновления корпуса была заложена идея уменьшения расчетного возраста при сохранении конструкции корпуса судна и его назначения. Другими словами, существующее судно, например, 25 летнего возраста сравнивалось с таким же, но имеющим возраст в 5 и 10 лет. На основе подобных сравнений определялся необходимый объем реновационного ремонта, который превышал объем обычного ремонта для подтверждения класса.

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСПЛВЕ

Впервые обновление корпуса судна было предложено судовладельцам в 1989 году дочерней компанией Регистра Ллойда (LR) Marine Specification Services Department (MARSPEC) и в 1990 году впервые было реализовано на греческом супертанкере “Hellasport Paradise” [4, 5, 6, 19].

LR в своей процедуре Condition Assessment Scheme (Hull Renovation) при назначении допускаемых характеристик остаточных толщин листов и остаточных моментов сопротивления балок исходил из единого подхода – на каждый находящийся в рамках классификационной оценки «годное» уровень обновления (HR-1SS, HR-2SS) отводилась 1/3 диапазона допускаемого износа на весь срок службы. При общем износе минимально допускаемая для подтверждения уровня обновления остаточная толщина листа $[S_1]^{XSS}$, мм, может быть определена по формулам

$$[S_1]^{1SS} = S - 0,33 [\Delta S] \text{ для получения уровня HR-1SS;}$$

$$[S_1]^{2SS} = S - 0,66 [\Delta S] \text{ для получения уровня HR-2SS;}$$

где S — толщина листа, мм, требуемая Правилами LR для нового судна;
 $[S_1]$ — допускаемая при подтверждении класс на 5 лет остаточная толщина листа, мм.

В 1992 году Российский Морской Регистр Судостроения (РС) ввел в действие свое “Руководство по обновлению корпусов морских судов”, которое также базировалось на двух уровнях реновации (1SS и 2SS). Первоначально использовались два подхода к определению требуемых для обновления толщин листовых элементов и моментов сопротивления, моментов инерции и толщин стенок поперечного сечения балок. В первом подходе расчеты производились с помощью коэффициентов уменьшения толщин к размерам, полученным по действующим Правилам РС. Во втором – с помощью коэффициентов увеличения толщин по отношению к размерам, ранее определенным в «Специальных нормах допускаемого износа», имевшимся для многих отечественных морских судов.

В 1998 году вышеназванный документ был переработан и включен в состав проекта «Инструкции по оценке технического состояния...», изданной в 2000 году как приложение к «Правилам классификационных освидетельствований» [12]. Следует отметить, что при подготовке «Инструкции...» были откорректированы (в сторону увеличения) коэффициенты уменьшения толщин первого подхода и был исключен второй подход.

В соответствии с действующими указаниями [12] нормированию с позиций износа подлежат остаточные толщины листов; площади, моменты сопротивления и моменты инерции поперечных сечений балок; остаточные толщины стенок балок путем задания коэффициентов уменьшения для разных уровней обновления (0,90-0,85 – для 1SS и

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

0,85-0,75 – для 2SS). Величины остаточных моментов сопротивления палубы и днища поперечных сечений корпуса, толщин бортовой обшивки и обшивки продольных переборок при общем изгибе корпуса нормируются также, как и для обычного предъявления на класс, на 5 лет.

Обязательным при проведении РС обновления является восстановление надлежащего внешнего вида корпуса судна, что должно подтверждаться представлением фотографий судна до и после восстановительного ремонта.

Российский Речной Регистр выпустил в апреле 1997 года временное (сроком действия до 2000 года) руководство по обновлению корпусов для грузовых судов класса М-СП [1]. За основу было взято Руководство РС 1992 года. Нормировались только допускаемые остаточные толщины элементов конструкции корпуса и средние толщины групп связей.

В отличие от РС, требования по общей продольной прочности корпуса были выше, чем обычные нормативы для предъявления на 5 лет (на 10% - для уровня 2SS и на 5% - для уровня 1SS). Как результат, при использовании разных подходов к судам одного проекта (такие сопоставления выполнялись для судов пр. 2-95) требования РРР в сравнении с РС были более мягки в части толщин отдельных связей и более жестки в отношении момента сопротивления корпуса в целом.

Как показал опыт, накопленный Морским Инженерным Бюро, объемы восстановительного ремонта по требованиям обновления обычно больше соответствующего объема ремонта при очередном освидетельствовании судна 20-25 летнего возраста на 5-20% [4, 5, 7, 18]. Например, для сухогрузного судна смешанного плавания старше 20 лет общая масса заменяемых конструкций при таком ремонте обычно находится в пределах 60-120 тонн.

Официальным результатом реновации является свидетельство об обновлении и запись в классификационном свидетельстве. При этом год постройки, первоначальный класс и тип судна остаются без изменения.

Проведение процедуры обновления позволяет судовладельцу эксплуатировать судно на порты, где есть ограничения по возрасту (15, 20 лет). Не прошедшие реновацию суда старше 30 лет получают подтверждение класса РС или РРР только на 2 года и должны ежегодно доковаться. Не удовлетворяющие требованиям обновления суда старше 20 лет не могут быть приняты в класс РС из классов иных классификационных обществ.

Обновленное судно заметно легче фрахтовывается. По ряду позиций грузоотправители отказываются от перевозок на судах, корпуса которых не прошли процедуру обновления. Во многих случаях, наличие свидетельства об обновлении трактуется участниками морского транспортного процесса как достоверное подтверждение со стороны авторитетного независимого сюрвейера (классификационного общества)

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

приемлемого технического состояния и надлежащего ремонта корпуса судна.

Основной недостаток данной процедуры состоит в том, что реновация в подобной трактовке касается только оценки надежности корпуса. Машины, механизмы, устройства и системы остаются без изменений. Эта схема не позволяет, как правило, снизить страховые ставки и мало влияет на экономику судна, т.к. в целом риск эксплуатации судна зависит не только от состояния корпуса, но и от прочих элементов судна.

CONDITION ASSESSMENT PROGRAM

Повышение стандартов безопасности судоходства [14] и отмеченные выше недостатки обновления потребовали разработки иной процедуры, которая имела бы более широкую базу для анализа и оценки фактического состояния основных элементов судна.

В качестве подобной процедуры может применяться CAP (Condition Assessment Program), значительный опыт проведения которого был накоплен некоторыми классификационными обществами, членами МАКО.

CAP – Condition Assessment Program (в современной версии LR, DNV, ABS), в русской версии ПАС – Программа Анализа Состояния или ПОСС – Программа Оценки Состояния Судна (в трактовке процедуры, проводившейся в инициативном порядке Инспекцией РС в Латвии). Процедура, включающая проверку фактического состояния судна по корпусу, машинам, механизмам и грузовой системе, основанная на освидетельствовании, ознакомлении с документами, замерах остаточных толщин и имеющихся дефектов, замерах вибрации, выполнении проб масла, расчетах прочности корпуса; оценке технического состояния в балах CAP в соответствии со шкалой оценки; представлении CAP отчета.

В конце 1980-х годов многими ведущими фрахтователями нефтеналивных судов (STATOIL, BP, SHELL, AMOCO, PETROBRAS и др.) и рядом администраций государств и портов было высказано мнение о необходимости создания дополнительной по отношению к классификации системы оценки существующих стареющих судов. Такая система позволила бы оценивать исследуемые объекты не только по нижней границе классификационных требований, но и определить состояние относительно требований к новому судну.

При этом преследовалась цель обеспечить перевозку высокофрахтных и опасных грузов качественными надежными судами и ответственными судовладельцами, дать последним на рынке транспортных услуг преимущества по сравнению с недобросовестными судовладельцами, эксплуатирующими «субстандартные» суда [19].

В 1989 г. DNV разработало подобную процедуру интегральной оценки фактического состояния судов - рейтинга CAP. Такая же

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

процедура была разработана и внедрена LR под названием Ship Assessment Scheme (LR-SAS), которая в мае 2000 года поменяла название на CAP – LR и CAP – LR – Small Ships. Аналогичная процедура существует в ABS, BV и ряде других обществ – членов МАКО [16, 20, 23].

Через некоторое время CAP была принята ведущими нефтяными компаниями-фрахтователями (BP, STATOIL, SHELL и др.) как дополнение к ОРП для нефтеналивных судов возрастом свыше 20-ти лет.

CAP является инструментом дополнительной к классификации качественной интегральной оценки, основанной на реальном техническом и функциональном состоянии корпуса, машин, механизмов и систем, т.е. судна в целом.

В практике РС эта процедура явилась логическим продолжением и развитием процедуры обновления, т.к. содержит сравнение фактического состояния элементов судна по отношению к двум граничным состояниям – минимальному классификационному уровню и требованиям к новому судну [19].

Традиционные подходы к определению итоговой оценки (рейтинга) технического состояния корпуса судна при подтверждении класса, в CAS, ОРП при реновации построены на простой и весьма жесткой схеме: все параметры, подлежащие контролю, не должны быть ниже определенной границы. Если хотя бы в одной точке контроля толщина элемента оказывается меньше заданного норматива, общая оценка корпуса в целом снижается на одну ступень.

Безусловно, когда осуществляется проверка фактического состояния корпуса судна по минимальным классификационным требованиям для подтверждения класса на 5 лет, такой поход совершенно оправдан – нельзя допустить эксплуатацию судна даже с одним элементом, состояние которого оценено как «негодное». Но для судов, которые не имеют столь значительных износов, когда требуется определить не насколько «плох» корпус, а насколько «хорош» – такая схема оценки не работает эффективно, т.к. приводит к одинаковому уровню как суда с сильным износом корпуса, так и в целом благополучные суда с некоторыми участками износа отдельных элементов.

Расширенная оценка состояния судна имеет место только в рамках процедуры CAP, которая позволяет проанализировать весь спектр имеющихся износов и получить интегральную оценку (рейтинг) состояния корпуса судна.

Вначале классификационные общества применяли различные объемы освидетельствований и шкалы оценки, и это вызвало некоторую путаницу в судоходной отрасли. С 1 июня 1996 года ABS, LR и DNV ввели в действие унифицированную шкалу оценки состояния, которая используется также и в CAP РС.

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСПЛВЕ

САР документально отражает состояние и рейтинг судна в соответствии со шкалой оценки (баллом):

САР 1 является наивысшим баллом, соответствующим оценке состояния судна (или его отдельных частей и элементов) – «отличное»;

САР 2 соответствует оценке состояния судна (или его частей и элементов) – «хорошее»;

САР 3 соответствует оценке состояния судна (или его частей и элементов) – «удовлетворительное»;

САР 4 соответствует оценке состояния судна (или его частей и элементов) – «плохое».

Ряд обществ (ABS, DNV), помимо прямых расчетов прочности и анализа кривых износов по группам связей, проверяет в рамках САР остаточный усталостный ресурс типовых узлов пересечения продольных ребер жесткости с рамными шпангоутами и поперечными переборками [20].

САР - это необязательная услуга классификационного общества. Разница между классификацией и САР в том, что наличие класса гарантирует, что судно имеет технический стандарт, равный или выше, чем минимальный определяемый Правилами классификационного общества, основанный на регулярных освидетельствованиях, а САР описывает и определяет фактический стандарт состояния судна на дату осмотра относительно принятой шкалы оценки.

Сертификат САР не имеет срока действия, т.к. он фиксирует текущее состояние судна и его частей. Однако, когда этот инструмент оценки был принят ведущими фрахтователями, последние ввели срок действия сертификата САР (3-4 года в зависимости от балла), а также допускаемые баллы САР для отфрахтовки (не ниже САР 2).

КАПИТАЛЬНЫЙ РЕМОНТ И ОБНОВЛЕНИЕ СУДОВ

В действовавшей в СССР системе планово-предупредительных ремонтов заметное место занимал такой вид ремонта как капитальный. Это ремонт, выполняемый для восстановления, исправности и полного или близкого к полному восстановлению ресурса судна с заменой или восстановлением любых его частей, включая базовые.

Классическим примером капитального ремонта являются восстановительные ремонты сухогрузов проекта 576, когда помимо корпусных работ (узловым и секционным методом) замене подлежали главные двигатели, дизель-генераторы, системы, ГРЩ, автоматика, навигационное оборудование и др.

После проведения такого ремонта год постройки, тип судна, класс не менялись, специальные документы не выдавались, хотя фактически судно получало возможность работать в соответствии со своим назначением дополнительно 15-20 лет.

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

В начале 50-х годов для возможности работы на водохранилищах многие суда класса "Р" дооборудовались на класс "О". Работы включали в себя подкрепления корпуса в виде установки дополнительных флоров и бимсов, иногда поперечных ферм, кроме того, были установлены дополнительные бортовые и днищевые стрингеры и карлингсы. Например, на баржах проекта 425 при подкреплениях на класс "О" были установлены дополнительные бортовые стрингеры, 10 продольных ребер жесткости по палубе, а также несколько флоров и шпангоутов в носовой оконечности. Общий объем подкреплений составил 12 тонн металла или 3,5% от массы корпуса. Срок службы самоходной баржи при 2 капитальных ремонтах предполагался 40-50 лет.

С учетом значительного опыта капитальных ремонтов судов внутреннего и смешанного плавания и результатов первых работ в соответствии с временным руководством по обновлению корпусов [1] Центром разработки Правил РРР в 2001-2002 гг. был разработан принципиально новый документ [11], впервые в мировой практике содержащий требования к обновлению не только корпуса, но и машин, механизмов и электрооборудования судов, поднадзорных РРР.

В документе [11] были введены два уровня обновления:

- первый (У1) – аналог 1SS, удостоверяющий техническое состояние, соответствующее состоянию судна после его 5-летней эксплуатации от постройки (для судов, как правило, не старше 20 лет);
- второй (У2) – аналог 2SS, удостоверяющий техническое состояние, соответствующее состоянию судна после его 10-летней эксплуатации от постройки (для судов, как правило, не старше 25 лет).

Разработчики нового руководства предполагают, что в рамках такой процедуры обновления судна можно будет обеспечить продление надежной и рентабельной эксплуатации судов внутреннего и река-море плавания на 15-20 лет.

Была существенно расширена область применения – с судов класса М-СП (около 140 единиц на 01.01.2002) до всех судов, поднадзорных РРР (около 30 тысяч единиц).

В первой редакции документа при нормировании допускаемых при обновлении толщин используются минимально допускаемые толщины $[S_1]$ по действующим Правилам [13] элементов корпуса, расчетные (для связей палубы и днища) и фактические (для прочих связей корпуса) скорости коррозии C по формуле

$$[S_1]^{XSS} = [S_1] + [\Delta S],$$

где $[\Delta S] = C(T - 5)$ – добавка на износ и коррозию, T – гарантированный, после проведения обновления, срок службы, принимаемый в зависимости от уровня обновления (для У2 – 10 лет, У1 – 15 лет).

Интересно отметить, что при наличии местных подкреплений, по отдельным связям допускаются толщины $[S_1] = 3,0-3,5$ мм (меньшая цифра для судов внутреннего плавания, большая – для судов река-море).

На суда, корпуса которых были модернизированы путем замены изношенной цилиндрической вставки на заранее изготовленную или путем установки второго дна и (или) второго борта, также может быть оформлено свидетельство об обновлении.

При выборе уровня обновления механизмов (к ним также относятся котлы, сосуды под давлением, все системы) согласно [11] учитываются наработка механизмов за время эксплуатации; установленный производителем ресурс механизма до списания; объем предыдущих замен и ремонтов и возраст судна.

При проведении обновления электрооборудования учитываются внешний вид кабельных трас, состояние оконцеваний и маркировки, сопротивления изоляции между жилами и корпусом и между жилами, состояния изоляции на предмет наличия механических повреждений, механического старения, увлажнения. Обращается внимание на необходимость анализа потребителей электроэнергии, включая вновь установленное за 20-30 лет оборудование и диагностирование кабелей (например, приборами «ДИПСЭЛ», «КОМАР-2», «ИМКОР 100-1» и др.).

Так, для уровня обновления У1 требуется замена главных двигателей, дизель-генераторов, гребных валов и их подшипников, газоотводной, инертных газов, искрогашения и орошения систем, ГРЦ, по большей части других составляющих – приведение оборудования до соответствия требованиям действующих Правил РРР (в ходе капитального ремонта) с заменой физически и морально устаревших элементов, например, электромеханических рулевых машин.

Таким образом, предлагаемая РРР схема продления срока службы судов является симбиозом отечественного практического опыта системы планово-предупредительных ремонтов (в частности капитальных ремонтов) и международного опыта представления результатов реновации в виде соответствующих свидетельств от лица классификационного общества.

Для судов, поднадзорных РРР и не совершающих конвенционные рейсы, по мнению автора, такая процедура продления срока службы (как собственно, капитальный ремонт) имеет реальные перспективы. Однако реализация этих перспектив во многом будет зависеть от позиции государства в отношении допустимого возраста судов для плавания на внутренних водных путях (обновление не меняет возраст) и позиции страховщиков.

КОНВЕРСИЯ

Как уже отмечалось, в отечественной и мировой практике судостроения и судоремонта был накоплен большой опыт существенных переоборудований судов. К ним относились переоборудования судов, при которых изменяются характеристики или конструктивные параметры судна (весовые характеристики, вместимость, габариты судна, надводный борт, мощность силовой установки, ледовые усиления и пр.) и которые могли повлечь за собой изменение типа, размерений, пассажировместимости, увеличение срока эксплуатации судна или изменение символа класса.

Особое место среди существенных переоборудований занимает конверсия (от английского conversion) судна – крупная, как правило, размерная модернизация судна с предъявлением его по всем частям как «нового», т.е. на соответствие требованиям международных конвенций и правил классификационного общества на дату предъявления.

Необходимость конверсии определяется следующими причинами:

- изменением назначения судна, в связи с изменением структуры грузопотоков, переориентацией на другие виды грузов, унифицированных грузовых мест, иные районы плавания и т.п.;
- моральное старение судов, обусловленное изменением технологии перевозки грузов и обработки грузов в портах, ужесточением международных и национальных требований, изменением цен на топливо, необходимостью смены промышленного и иного технологического оборудования и т.п.;
- физическое старение судов и их отдельных элементов;
- значительные повреждения судов, полученные в результате аварий.

Основной проблемой является трактовка применения при конверсии новых и старых (существующих) элементов судна.

Согласно действующим Правилам РС [12] под возрастом судна понимается промежуток времени между датой постройки и датой на настоящий момент. При этом особо отмечается, что дата постройки не может быть изменена в результате значительного переоборудования, модернизации или реновации судна.

Однако там же говорится, что если в результате вышеперечисленных мероприятий произведена полная замена или встроена значительная часть/секция корпуса судна (например, носовая или кормовая части, цилиндрическая вставка) могут быть назначены следующие даты:

- дата постройки для каждой замененной или встроенной части корпуса, базирующейся на дате ее постройки;
- ежегодные даты¹ освидетельствований для замененных или встроенных частей.

При этом есть примечание, что по усмотрению РС, ежегодные даты освидетельствования таких секций могут быть назначены такие же, как и для всего судна, т.е. одна ежегодная дата для всего судна в целом.

По приближенным оценкам, стоимость конверсии сухогрузного судна смешанного плавания грузоподъемностью 3000 т при полной замене грузовой зоны в зависимости от подхода к силовой энергетической установке (капитальный ремонт или замена на новую) составляет 40-54% от стоимости нового судна. При этом корпусные работы по изготовлению новой средней части составляют 44-61% от всех расходов на модернизацию.

Аналогично для танкера смешанного плавания грузоподъемностью 5000 т при полной замене грузовой зоны в зависимости от подхода к силовой энергетической установке (капитальный ремонт или замена на новую) составляет 28-40% от стоимости нового судна. При этом корпусные работы по изготовлению новой средней части составляют 41-58% от всех расходов на модернизацию.

Обычно при проведении подобных работ в качестве требований применяются нормативы классификационного общества к новому судну. Однако подобный подход содержит ошибку в опасную сторону.

Любая нормативная база формируется не абстрактно, а с учетом имеющихся технологий и достигнутого судостроением уровня качества работ, что отражается в принятых коэффициентах запаса, в заданных коэффициентах концентрации напряжений и т.п.

Конверсия требует учета следующих накопленных в процессе эксплуатации исходного судна дефектов:

- коррозионный и механический износ корпусных конструкций и сварных швов, особенно утонения локального характера, которые плохо документируются и в традиционных проверочных расчетах прочности не учитываются;
- деформации настилов второго дна и второго борта в результате контакта с грузом и средствами грузообработки в портах, деформации наружной обшивки в результате контакта с грунтом на мелководе, стенками шлюзов, каналов, причальных сооружений, льдом;
- накопленные усталостные повреждения в зоне концентрации напряжений, особенно микротрещины и нарушения

¹ Ежегодная дата – день и месяц каждого года, соответствующие дате истечения срока действия регистровых документов судна

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

кристаллической структуры материала, которые не могут быть обнаружены при осмотрах;

- возможное изменение физико-механических свойств материала корпуса (старение).

Согласно проведенным исследованиям [9], ресурс узла с заваренной трещиной меньше исходного в 4-5 раза, поэтому необходим тщательный анализ проведенных ранее ремонтов и объектов ремонта с целью оценки дополнительных сварочных напряжений и «эффективных» коэффициентов концентрации.

Например, один из крупных российских судовладельцев предполагал провести существенную модернизацию серии балкеров дедвейтом 19885 т с высоким ледовым классом. В проект конверсии входило: изменение носовой оконечности со снижением ледовой категории; перепланировка надстройки и рубки; установка грузовых кранов на палубе и ряд других работ.

При фактическом освидетельствовании одного из судов серии по корпусу были обнаружены:

- значительный износ сварных швов, в том числе и по наружной обшивке;
- существенное уменьшение (почти на треть от построечных) толщин наружной обшивки в районе междудонных топливных танков;
- ледовые вмятины по наружной обшивке в носовой оконечности в ледовом поясе;
- выпучины, вплоть до отрыва от наружной обшивки, бортовых стрингеров в ледовом поясе;
- бухтины и гофрировки по обшивке поперечных и продольных второго борта переборок, настила второго дна в грузовых трюмах;
- трещины в рамных шпангоутах бортовых балластных танков в местах прохода продольных ребер жесткости;
- трещины в местах пересечения бортовых стрингеров и поперечных переборок.

Кроме того, гребные винты имели износ элементов крепления лопастей и ступиц.

По вспомогательным дизель-генераторам были выявлены значительные износы шеек коленчатых валов и ряда других деталей. Существенный износ отмечался также у цилиндрических втулок, коленчатых валов, крышек, цилиндрических блоков головок поршней главного двигателя.

Требовалась практически повсеместная замена электрических кабелей и заметной части электроприводов, а также морально устаревшего оборудования (лага, эхолота, гироскопа, автоматики котлов, ГРЩ, кондиционеров и пр.).

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСПЛВЕ

Часть из вышеуказанных дефектов может быть устранена путем замен соответствующих элементов корпуса, однако часть будет либо оставлена, либо не обнаружена, что требует некоторого ужесточения нормативных требований к таким конструкциям и элементам, если они будут предъявляться как новые.

Следует обращать внимание на возможные конструктивные и технологические ошибки, не отраженные в проектной документации, но которые могли иметь место при фактическом выполнении конструкций судов. Особенно это касается судов, которые строились на классы других обществ и не предназначались для эксплуатации в морских условиях.

Таким образом, коэффициенты запаса при предъявлении судна как нового должны быть увеличены по сравнению с требованиями Правил для новых судов.

При определении коэффициентов запаса конструкций конверсированного судна следует учитывать такие факторы, как срок эксплуатации исходного судна; условия его эксплуатации по волнению (море/река), по интенсивности эксплуатации, по перевозимым грузам и методам грузообработки, а также по объему и методам ранее проведенных ремонтов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренные (см. табл. 1) пути продления срока службы существующих судов весьма разнообразны и не позволяют выделить из них, в качестве общей рекомендации, один, как наиболее эффективный.

Для судов внутреннего плавания, промысловых судов и прочих объектов, которые не совершают международных рейсов или не охватываются международными конвенциями, можно рекомендовать процедуры обновления корпуса, обновления судна (капитального ремонта). Для грузовых судов, в зависимости от ситуации, можно рекомендовать проведение процедуры CAP и конверсии.

Вероятно, для сохранения отечественного флота будут применяться все из вышеперечисленных процедур, причем требуется осторожность и гибкость при их проведении. Следует иметь в виду, что многие из них во многом базируются на доверии к классификационным обществам, как авторитетным и независимым сюрвейерам, и достоверности проводимых анализов и исследований по оценке фактического состояния судов. Любой «перегиб» в данном направлении может подорвать перспективы даже самой передовой процедуры продления срока службы.

Выбор схемы обеспечения надежной и рентабельной эксплуатации судна должен базироваться на тщательном анализе фактического состояния всех элементов судна и предполагаемых условиях его будущей

**ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В
СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ**

Таблица 1. Сравнение процедур продления срока эксплуатации судов

Процедура	ОРП (CAS)	CAP	Обновление корпуса	Обновление судна	Конверсия
Корпус	+	+	+	+	+
Машины и механизмы	-	+	-	+	+
Электрочасть	-	+	-	+	+
Радионавигация	-	-	-	+	+
Системы	-	-	-	+	+
Устройства	-	-	-	+	+
Оценка	1 годное/ негодное	4 CAP1, CAP2, CAP3, CAP4	2(3)	2	1 годное/ негодное
Срок действия, лет	5 (3)	3-4	подтверждение через 5 лет, декларируется 15-20 лет	10-15 (гарантирован- ные)	10-25
Средние затраты в % от стоимости нового судостроения	5	10-15	10-15 (первоначаль- ные)	30-60	30-60

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

работы (грузы, район плавания, требования администраций флага, портов заходов, классификационных обществ, фрахтователей, страховщиков), с тем, чтобы оценить возможные расходы при выполнении процедуры и возможные доходы от работы судна

ЛИТЕРАТУРА

1. *Временное руководство по обновлению корпусов грузовых судов класса «М-СП». Российский Речной Регистр.* – М., 1997. – 10 с.
2. *Гундобин А.А., Финкель Г.Н. Размерная модернизация и переоборудование судов.* - Л.: Судостроение, 1977. - 192 с.
3. *Долговечность стальных конструкций в условиях реконструкции / Е.В. Горохов, Я. Брудка, М. Лубиньски, Е. Зюлко, В.П. Королев. Под ред. Е.В. Горохова.* - М.: Стройиздат, 1994. - 488 с.
4. *Егоров Г.В. Конверсия судов - один из путей сохранения отечественного торгового флота // Судостроение.* 2000. - № 11 - С. 32 - 33.
5. *Егоров Г.В. Модернизация как способ продления срока службы и обеспечения безопасной эксплуатации существующих судов // Вестник Одесского государственного морского университета.* – Одесса: ОНМУ, 2001. - Вып. 6. - С. 46 - 61.
6. *Егоров Г.В. Развитие представлений о реновации и конверсии судов в отечественных условиях // Исследования по вопросам повышения эффективности судостроения и судоремонта.* – Владивосток: ДГТУ, 2001. – Вып. 41. - С. 26 - 33.
7. *Егоров Г.В., Станков Б.Н. Современный отечественный опыт модернизации судов // Сборник трудов 6 международной конференции «Нева 2001».* – СПб, 2001. – С. 50 - 55.
8. *Козляков В.В. Прочностные проблемы модернизации и эксплуатации судов // Теория и практика модернизации судов.* - М.; ЦРИА "Морфлот". - 1981. - С. 86-101 (ОИИМФ).
9. *Коростылев Л.И., Мартынов В.А., Морозов Д.Д. Прочность узлов корпуса судна при статических и циклических нагрузках // Труды международной конференции "Проблемы прочности и эксплуатационной надежности судов" ПЭНС 99.* - Владивосток, 1999. - С. 95-97.
10. *Кохан В. Западноевропейская концепция реновации судов // Судостроение.* – 2002.- № 4 – 5. – С. 38 – 40.
11. *Обновление судов внутреннего и смешанного (река-море) плавания. Руководство. РРР.004 Р-2002. 1 редакция. Российский Речной Регистр.* – М., 2002. – 23 с.

12. Правила классификационных освидетельствований судов с бюллетенями изменений и дополнений № 1, 2, 3. Российский Морской Регистр Судоходства. СПб, 2000 - 2002.
13. Правила технического надзора за судами в эксплуатации. Российский Речной Регистр. – М., 1995. – С. 166 – 262.
14. Решетов Н.А. Культура безопасности в судоходстве // Морской флот. – Москва, 2000. - № 9-10. - С. 18-19.
15. Холоша В.И. Проектирование и эксплуатация сухогрузных судов. - Л.: Судостроение, 1984. – 216 с.
16. Caridis P. *Inspection, Repair and Maintenance of Ship Structures. Chapter 7 "Surveys and inspections of the hull structures"*. – Witerby, London, 2000. – P. 171 – 223.
17. Chen Shun-Huai, Zhang Wei, Li Jun-Ming, Wang Cheng-Fang. *The experiment of river-sea-going ore barge fleet and renovation of existing integrated barge. Proc. of the Eighth International Symposium on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS 2001). Shanghai, China, 2001. – P. 37-42.*
18. Egorov G.V. *The assessment of river-sea and inland ships hulls conversion. Proc. of the Third International Conference on Marine Industry (MARIND'2001). Varna (Bulgaria), 2001. - Vol. I. - P. 25-33.*
19. Egorov G., Evenko V., Kouteinikov M. *CAP - Further development of renovation procedure, based on Russian Maritime Register of Shipping experience. Proc. of the 10th International Congress of IMAM (IMAM 2002). Rhethymno, Greece, 2002. – Paper No 13. – 8 p.*
20. *Fatigue Analysis: a critical component in the assessment of tanker's condition // Surveyor, ABS. - Summer 2001. - P. 16-17.*
21. Lehman T. John. *Beyond Double Hull: River Tank Barge Conversation to Great Lakes Hazardous Chemical Service. - Marine Technology, , No. 1, Winter 2000. Vol. 37. P. 1-22.*
22. Munro J. David. *Widening of the Great Lakes Bulk Carrier MV Algolive. - Marine Technology, No.1, Winter 2000. Vol.37. P. 23-29.*
23. Straumann P. *Ageing vessels – experience from CAP as a condition assessment tool. – Proc. of the Ships Ageing Process Conference (IMAS 97), London, 1997.*

УДК 656.612.01:681.3

**ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СУДОВ
В ПРОЕКТЕ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОТЫ ФЛОТА НА НАПРАВЛЕНИИ**

А. И. Лапкин

Развитие теории управления проектами в приложении к вопросам организации работы флота касается прежде всего разработки современных методов технико-экономического обоснования типов судов, которые следует рассматривать как неотъемлемую часть этапов разработки концепции и планирования проектной деятельности [1,2].

Одна из важнейших проблем на морском транспорте заключается в нахождении оптимальных вариантов освоения грузопотоков, что предполагает в первую очередь обоснование технических средств в сочетании с их рациональным использованием. Решение задачи технико-экономического обоснования типов судов для работы последовательными рейсами на заданных направлениях перевозок должно основываться на комплексном подходе, предусматривающем совместное определение перспективных типов судов и их количества с построением схем движения на направлениях [3]. Результаты решения такой задачи непосредственно представляют основу для последующего финансового анализа проектной разработки по обновлению или пополнению флота и выработке окончательного проектного решения.

Для каждого конкретного направления перевозок возможно использование судов различных типов и конструкций. Отыскание из них наилучшего – главное назначение технико-экономического обоснования типов судов. Каждое из таких возможных решений, имеющих особенности, отличающие его от других, образует вариант, а сам процесс отыскания наилучшего решения из числа возможных вариантов характеризуется многовариантностью выбора. Все принципиально возможные варианты могут быть разбиты на две группы - основные варианты и частные.

Основные варианты различаются по главным техническим параметрам, технологическим и конструктивным решениям. К ним можно отнести: выбор судов по эксплуатационному назначению и специализации перевозок, выбор грузоподъемности и скорости судов, их архитектурно-конструктивных типов. При разработке таких вариантов очень важно как можно более детально выявить и обследовать все обстоятельства, влияющие на выбор оптимального решения и всесторонне оценить технические, экономические и финансовые показатели. Основные варианты возникают, как правило, в процессе предварительных исследований и обоснований.

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

Частные варианты однородны по своим техническим параметрам, однако, отличаются друг от друга объемами строительных работ, их стоимостью, величиной эксплуатационных расходов и особенностями такого характера, как, например, выбор материала для отдельных конструкций судна. Такие варианты возникают в процессе окончательных изысканий и рассматриваются в стадии технического проектирования судна.

Таким образом, технико-экономическое обоснование связано с операциями сравнения основных вариантов, т.е. основных эксплуатационных и экономических параметров судна, определяющих возможный характер целесообразного его использования и решающим образом влияющих на показатели работы. Тип судна определяет совокупность его основных технико-эксплуатационных характеристик, к которым относятся:

- эксплуатационное назначение и специализация;
- грузоподъемность и грузоместимость;
- скорость хода;
- тип силовой установки;
- архитектурно-конструктивный тип [4].

При наличии габаритных ограничений должны быть также обоснованы главные размеры судна и осадка.

В настоящее время методика технико-экономического обоснования типов судов для работы на направлениях перевозок предусматривает:

- выделение направлений на основе группировки грузопотоков;
- изучение и анализ характеристик направлений в целях установления возможных вариантов судов, принимаемых к сравнению;
- расчет эксплуатационных и экономических показателей для сравнения вариантов;
- выбор оптимальных вариантов типов судов для каждого направления в отдельности и определение их экономической эффективности;
- группировку типов и количества судов по рассчитанным параметрам для обоснования состава флота.

Раздельный подход к построению направлений работы флота и схем работы на них не гарантирует оптимальности решения.

Как известно, направление характеризуется устойчивым грузопотоком с различными возможными схемами движения судов для его освоения. Такие схемы могут включать разное число корреспондирующих портов, на которых могут работать разные типы судов. В существующей практике выбор оптимального варианта типа судна из действующих производится по их упрощенной схеме движения.

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

Это приводит к выбору одного типа судна для направления в целом. В то же время принципиально возможно осуществить выбор нескольких типов судов для заданного сочетания схем движения, обеспечивающих грузопоток на данном направлении.

Решение задачи технико-экономического обоснования характеристик судов во взаимосвязи с разработкой схем движения для освоения заданного грузопотока в силу необходимости учета многих факторов и многовариантностью расчета возможно с использованием аппарата экономико-математического моделирования.

В настоящее время сложилась общая схема решения задачи выбора типа судна для направления перевозок, которая включает следующие этапы:

- определение требований к типу судна на основании анализа характеристик грузопотоков, внешних условий эксплуатации и результатов работы наличного тоннажа;
- выбор критерия оптимальности;
- выбор параметров судна и границ их варьирования;
- подбор нормативов и эксплуатационно-экономические расчеты по обоснованию оптимального варианта судна по выбранному критерию;
- составление задания на проектирование.

При формулировке требований к проектируемому типу судна определяются:

- общая характеристика параметров направления;
- назначение и специализация судна;
- габаритные и другие ограничения на направлении;
- коммерческие условия перевозки;
- специальные требования к конструированию судна и его устройствам.

Интенсивность грузопотока отдельного участка направления, т.е. среднесуточный грузопоток определяется как

$$q_z = \frac{Q_z}{T_{k_z}}, \quad (1)$$

где Q_z - количество груза, предъявленное на участке z рассматриваемого направления;

T_{k_z} - длительность действия контракта по перевозке грузов на участке z .

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

Тогда общая интенсивность грузопотока на направлении равна

$$q = \sum_{z=1}^m Q_z / \sum_{z=1}^m T_{k_z} = \frac{Q}{T_k}, \quad (2)$$

где Q – количество груза, планируемое для освоения на направлении в течение контрактного периода;

T_k – длительность действия контракта по перевозке грузов на направлении.

Организация работы флота последовательными рейсами на направлении базируется на допущении равномерного поступления груза на транспортное средство, что предусматривает накопление в портах необходимого количества груза за интервал отправки. Понятие интенсивность грузопотока отражает среднесуточную потребность в отправлении грузов в течение планового периода.

Всякое направление можно охарактеризовать показателем транспортной мощности

$$N_H = \bar{M}_g L, \quad (3)$$

где \bar{M}_g – средняя валовая норма грузовых операций на направлении;

L – среднее расстояние перевозки грузов на направлении, а также показателем общей мощности грузопотока

$$N_{zp} = q \cdot L. \quad (4)$$

N_H определяет предельно возможный объем работы на направлении в единицу времени при имеющейся оснащенности портов и структуре грузопотока. N_{zp} показывает потребное количество транспортной работы в единицу времени для освоения данного грузопотока или суточный объем перевозок на всех участках направления.

Обязательным условием функционирования транспортной схемы освоения грузопотока является равенство используемой суммарной производительности тоннажа судов ($\mu \cdot D_q \cdot n$) общей мощности грузопотока на направлении

$$\mu \cdot D_q \cdot n = q \cdot L, \quad (5)$$

где μ – производительность одной тонны грузоподъемности судна данного типа, занятого перевозками на рассматриваемом направлении;

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

D_q - чистая грузоподъемность судна данного типа;

n - число судов данного типа.

Как известно,

$$\mu = \alpha_2 \cdot \bar{V}_{сут} \cdot \varepsilon_x, \quad (6)$$

где α_2 - коэффициент использования грузоподъемности судна;

$\bar{V}_{сут}$ - среднесуточная валовая эксплуатационная скорость судна;

ε_x - коэффициент ходового времени.

$$\varepsilon_x = \frac{\bar{l} \cdot \bar{M}_e}{\bar{l} \cdot \bar{M}_e + 2\alpha_2 \cdot \beta \cdot D_q \cdot \bar{V}_{сут}}, \quad (7)$$

где \bar{l} - средняя дальность перевозки одной тонны груза на направлении;

β - коэффициент сменности грузов.

$$\mu = \frac{\alpha_2 \cdot \bar{V}_{сут} \cdot \bar{l} \cdot \bar{M}_e}{\bar{l} \cdot \bar{M}_e + 2\alpha_2 \cdot \beta \cdot D_q \cdot \bar{V}_{сут}}. \quad (8)$$

Нарушение равенства (5) приводит к следующим возможным ситуациям:

- если $\mu \cdot D_q \cdot n < q \cdot L$ - плановый грузопоток на направлении не будет освоен полностью;

- если $\mu \cdot D_q \cdot n > q \cdot L$ - провозная способность флота будет использована не в полном объеме из-за недогрузки судов либо из-за их простоев в ожидании накопления достаточного количества груза.

С учетом эксплуатационного периода типа судна $T_э$ и периода действия контракта на перевозку грузов $T_к$, получим следующее выражение для соотношения между используемой суммарной производительностью тоннажа и общей мощностью грузопотока на направлении:

$$\mu \cdot D_q \cdot n \cdot T_э = q \cdot L \cdot T_к. \quad (9)$$

Это выражение преобразуем к виду

$$\frac{q \cdot L \cdot T_к}{\mu \cdot D_q \cdot n \cdot T_э} = 1. \quad (10)$$

**ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В
СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ**

Обозначим $\tau = \frac{T_K}{T_3}$. Тогда при $T_K > T_3$ значение $\tau > 1$ и

$n > \frac{q \cdot L}{\mu \cdot D_4}$, т.е. число судов, занятых перевозками на данном

направлении, должно превышать долю общей мощности грузопотока, приходящейся на общую производительность чистой грузоподъемности судна данного типа. При этом потребно дополнительное число судов, т.е.

увеличение значения n против величины $\frac{q \cdot L}{\mu \cdot D_4}$. И, наоборот, при

$T_K < T_3$ используется лишь часть эксплуатационного периода флота, и

возможно уменьшение значения n против величины $\frac{q \cdot L}{\mu \cdot D_4}$.

Выразим из (5) значение n и, используя (6), получим:

$$\begin{aligned}
 n &= \frac{q \cdot L}{\mu \cdot D_4} = \frac{q \cdot L}{\alpha_2 \cdot \bar{V}_{\text{сум}} \cdot \varepsilon_x \cdot D_4} = \frac{q \cdot L}{\frac{Q_c \cdot \bar{l}}{D_4 \cdot L} \cdot \frac{L}{t_x} \cdot \frac{t_x}{t_p} \cdot D_4} = \\
 &= \frac{q \cdot \beta \cdot t_p}{Q_c} = \frac{2q \cdot \beta \cdot (t_x + t_{cm})}{\bar{M}_e \cdot t_{cm}} = \frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e \cdot (1 - \varepsilon_x)} = \\
 &= \frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e \cdot (1 - \varepsilon_x)} - \frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e} + \frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e} = \\
 &= \frac{2q \cdot \beta \cdot (t_x + t_{cm})}{\bar{M}_e \cdot t_{cm}} - \frac{2q \cdot \beta \cdot t_{cm}}{\bar{M}_e \cdot t_{cm}} + \frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e} = \frac{2q \cdot \beta \cdot (t_x + t_{cm} - t_{cm})}{\bar{M}_e \cdot t_{cm}} + \\
 &+ \frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e} = \frac{2q \cdot \beta \cdot t_x}{\bar{M}_e \cdot t_{cm}} + \frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e} = \frac{q \cdot \beta \cdot t_x}{Q_c} + \frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e} = \\
 &= \frac{q \cdot \beta \cdot t_x \cdot L}{Q_c \cdot L} + \frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e} = \frac{q \cdot L}{\frac{Q_c \cdot \bar{l}}{D_4 \cdot L} \cdot D_4 \cdot \frac{L}{t_x}} + \frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e} = \\
 &= \frac{q \cdot L}{\alpha_2 \cdot D_4 \cdot \bar{V}_{\text{сум}}} + \frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e}.
 \end{aligned} \tag{11}$$

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

Из (11) следует, что число судов, занятых перевозками на направлении, складывается из двух составляющих – числа судов на ходу ($\frac{q \cdot L}{\alpha_2 \cdot D_4 \cdot \bar{V}_{сум}}$) и числа судов на стоянке ($\frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e}$). Путем преобразований, используя (2), перейдем к соотношению, определяющему расчетное число судо-суток, необходимое для освоения планируемого грузопотока на направлении:

$$n = \left(\frac{2Q \cdot \beta}{T_k \cdot \bar{M}_e} + \frac{Q \cdot L}{T_k \cdot \alpha_2 \cdot D_4 \cdot \bar{V}_{сум}} \right) \cdot \tau = \left(\frac{T_{см} \cdot \beta}{T_k} + \frac{Q \cdot t_x}{T_k \cdot \frac{Q_c \cdot l}{D_4 \cdot L} \cdot D_4} \right) \cdot \tau =$$

$$= \frac{T_k}{T_k \cdot T_3} \left(T_{см} \cdot \beta + \frac{Q \cdot t_x \cdot \beta}{Q_c} \right) = \frac{\beta}{T_3} (T_{см} + T_x).$$

Или

$$n \cdot T_3 = (T_x + T_{см}) \cdot \beta, \quad (12)$$

то есть, расчетное число судо-суток, необходимое для освоения планируемого грузопотока на направлении, складывается из суммарного ходового и стояночного времени судов.

Проанализируем полученные результаты. Как видно, исходной посылкой является соотношение (5), отражающее равенство суточного значения тонно-миль, осваиваемых наличным тоннажем на направлении, суточной мощности грузопотока. Поэтому среднесуточное число судов на стоянке $\frac{2q \cdot \beta}{\bar{M}_e}$ определяет потребное число причалов во всех портах направления для переработки грузопотока со средней валовой нормой грузовых работ \bar{M}_e .

Последующий анализ позволяет сделать вывод о характере изменения структуры направления при возможных изменениях параметров судов. При значении числа судов n , полученному по (11), и при прочих заданных условиях

$$(N_H = \bar{M}_e L = const, N_{зр} = q \cdot L = const \text{ и т.д.})$$

имеем

**ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В
СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ**

$$\begin{aligned}
 n &= \frac{q \cdot L}{\alpha_2 \cdot D_4 \cdot \bar{V}_{сум}} + \frac{2q \cdot \beta}{M_6} = q \cdot L \left(\frac{1}{\alpha_2 \cdot D_4 \cdot \bar{V}_{сум}} + \frac{2}{M_6 \cdot \bar{l}} \right) = \\
 &= q \cdot L \left(\frac{1}{\alpha_2 \cdot D_4 \cdot \bar{V}_{сум}} + \frac{2L}{M_6 \cdot L \cdot \bar{l}} \right) = \\
 &= q \cdot L \left(\frac{1}{\alpha_2 \cdot D_4 \uparrow \cdot \bar{V}_{сум} \downarrow} + \frac{2L}{M_6 \cdot L \cdot \bar{l} \downarrow} \uparrow \right) = \\
 &= q \cdot L \left(\frac{1}{\alpha_2 \cdot D_4 \uparrow \cdot \bar{V}_{сум} \downarrow} + \frac{2\beta \uparrow}{M_6 \cdot L} \uparrow \right)
 \end{aligned} \tag{13}$$

Как видно, рост D_4 влияет на изменение числа груженных участков, характеризующихся β , в сторону увеличения значения β и соответственного увеличения числа груженных участков, т.е. сказывается на усложнении направления или схем движения по нему. И наоборот, уменьшение D_4 связано с уменьшением числа груженных участков и упрощением структуры направления.

Такая же тенденция взаимосвязей наблюдается и для значения $\bar{V}_{сум}$. Рост $\bar{V}_{сум}$ объективно необходим при сложной структуре направления и большом числе груженных участков, а уменьшение этого значения – при простой структуре направления и незначительном числе груженных участков:

$$\begin{aligned}
 n &= q \cdot L \left(\frac{1}{\alpha_2 \cdot D_4 \cdot \bar{V}_{сум} \downarrow} \uparrow + \frac{2L}{M_6 \cdot L \cdot \bar{l} \uparrow} \downarrow \right) = \\
 &= q \cdot L \left(\frac{1}{\alpha_2 \cdot D_4 \cdot \bar{V}_{сум} \downarrow} \uparrow + \frac{2\beta \downarrow}{M_6 \cdot L} \downarrow \right)
 \end{aligned} \tag{14}$$

Важнейшим этапом при проектировании типа судна для работы на заданном направлении является выбор рационального диапазона варьирования основных характеристик судна. Приведем графическую интерпретацию влияния основных элементов из числа технико-эксплуатационных характеристик судов, а именно D_4 и $\bar{V}_{сум}$, на структуру направления.

Определим общие расходы для n судов одного типа, занятых перевозками на направлении, за год. Для этого применим известную теорию дисконтирования денежных средств при оценке эффективности проектной деятельности [5,6]. Приняв, что I_0 - стоимость судна, т.е. объем инвестиций, необходимый для его приобретения, и предположив, что

**ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В
СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ**

инвестирование будет производиться за счет собственных средств судовладельца, получим

$$R_{(n)} = \left(\frac{I_0}{FM \cdot 365} + r_{nocm} \right) \cdot n \cdot T_{год} + r_{nep} \cdot n \cdot T_{\text{э}},$$

где r_{nocm} - суточный норматив постоянных расходов при эксплуатации судна;

r_{nep} - суточный норматив переменных расходов при эксплуатации судна на направлении, который может быть определен как отношение среднего значения переменных расходов за рейс к средней продолжительности рейса ($r_{nep} = \frac{\bar{R}_{nep}}{\bar{t}_{рейса}}$);

FM - дисконтирующий множитель.

Дисконтирующий множитель показывает, чему равна с позиции текущего момента времени величина аннуитета с регулярными денежными поступлениями в размере одной денежной единицы. Он позволяет, в случае вложения денежных средств в размере I_0 на N лет при норме прироста собственного капитала r определить, чему равен эквивалент аннуитета, поступающего в будущем за те же N лет и полностью соответствующего объему инвестиций [7], а именно

$$I_0 = A \cdot FM.$$

$$FM = \frac{1 - (1+r)^{-N}}{r}.$$

Тогда суточные расходы, приходящиеся на 1 тонну перевозимого судовладельцем груза n судами, составят

$$\begin{aligned} R_{(n)}^{(1m)} &= \frac{\left(\frac{I_0}{FM \cdot 365} + r_{nocm} \right) \cdot n \cdot T_{год} + r_{nep} \cdot n \cdot T_{\text{э}}}{q \cdot T_k} = \\ &= \frac{n}{q \cdot T_k} \left[\left(\frac{I_0}{FM \cdot 365} + r_{nocm} \right) \cdot \frac{T_{\text{э}}}{k_3} + r_{nep} \cdot T_{\text{э}} \right] = \\ &= \frac{n}{q \cdot \tau} \left(\frac{I_0}{FM \cdot 365} \cdot \frac{1}{k_3} + r_{nocm} \cdot \frac{1}{k_3} + r_{nep} \right). \end{aligned} \quad (15)$$

Для одного судна из числа n величина расходов равна

$$R^{(1m)} = \frac{1}{q \cdot \tau} \left(\frac{I_0}{FM \cdot 365} \cdot \frac{1}{k_3} + r_{nocm} \cdot \frac{1}{k_3} + r_{nep} \right). \quad (16)$$

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСПСТВЕ

Изобразим графически угол A , имеющий тангенс, равный

$$\operatorname{tg} A = \frac{\frac{I_0}{FM \cdot 365} \cdot \frac{1}{k_s} + r_{\text{ном}} \cdot \frac{1}{k_s} + r_{\text{пер}}}{q \cdot \tau} \quad (17)$$

Как показано на рис. 1, для одной и той же характеристики направления $q\tau$ и в расчете на одно судно предпочтительным представляется вариант, обеспечивающий меньшее значение ординаты.

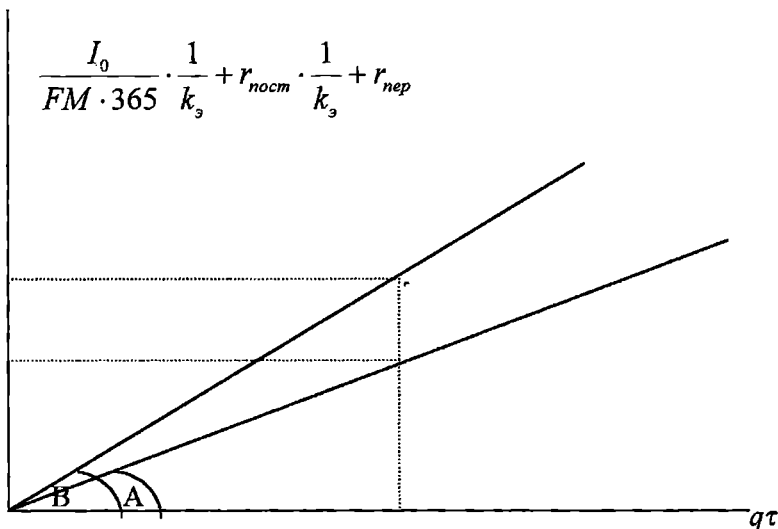


Рис. 1. Графическое отображение обоснования типа судна для направления

Принимая во внимание, что при $n=2$, $n=3$ и т.д. имеется возможность воспользоваться известными соотношениями, например: $\operatorname{tg} 2A = \frac{2\operatorname{tg} A}{1 - \operatorname{tg}^2 A}$;

$$\operatorname{tg} 3A = \frac{3\operatorname{tg} A - \operatorname{tg}^3 A}{1 - 3\operatorname{tg}^2 A},$$

можно использовать приведенный графический подход и для обоснования лучшего состава из n судов с различными характеристиками D_q и $\bar{V}_{\text{сум}}$. При этом предпочтительнее использовать варианты, характеризующиеся меньшими значениями D_q и $\bar{V}_{\text{сум}}$. В качестве оптимального следует использовать такой вариант, который доставляет для интересующей нас абсциссы меньшее значения ординаты точки пересечения перпендикуляра, восстановленного в точке $x=q\tau$, с лучами, проведенными из начала координат под углами nA , nB и т.д. к оси абсцисс.

ЛИТЕРАТУРА

1. Керівництво з Основ Проектного Менеджменту. - Пенсильванія: Інститут проектного менеджменту США (PMI), 1999. – 197 с.
2. Шати́ро В.Д. и др. Управление проектами. - СПб: "ДваТри", 1996. - 610 с.
3. Лапкин А.И. Организация и управление работой флота последовательными рейсами. Одесса: ОГМУ, 2000. – 200 с.
4. Бакаев В.Г. Эксплуатация морского флота. - М.: Транспорт, 1965. - 559 с.
5. Ковалев В.В. Финансовый анализ: Управление капиталом. Выбор инвестиций. Анализ отчетности. – М.: ФиС, 1997. –512 с.
6. Лимитовский М. А. Основы оценки инвестиционных и финансовых решений. – М.: ДеКа, 1997. –184 с.
7. Ковалев В.В. Методы оценки инвестиционных проектов. – М.: Финансы и статистика, 1998. – 144 с.

УДК 681. 518. 001. 33. 008: 629. 5 (05)

**МЕТОДОЛОГИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ИНФОРМАЦИОННЫХ
УПРАВЛЯЮЩИХ СИСТЕМ В СУДОСТРОЕНИИ**

К.В. Кошкин

Главная особенность индустрии современных корпоративных систем состоит в концентрации сложности на начальных этапах анализа требований и проектирования спецификаций системы при относительно невысокой сложности и трудоемкости последующих этапов. Фактически здесь и приходит понимание того, что будет делать будущая система, и каким образом она будет функционировать, чтобы удовлетворить предъявленным к ней требованиям. А именно нечеткость и неполнота системных требований, нерешенные вопросы и ошибки, допущенные на этапах анализа и проектирования, порождают на последующих этапах трудные, часто неразрешимые проблемы и, в конечном счете, приводят к провалу проекта в целом.

Для преодоления сложностей начальных этапов разработки прежде всего и предназначен структурный анализ – метод исследования, который начинается с общего обзора системы и затем детализируется, приобретая иерархическую структуру со все большим числом уровней. Для таких методов характерно разбиение на уровни абстракции с ограничением числа элементов на каждом из уровней (обычно от 3 до 6–7); ограниченный контекст, включающий лишь существенные на каждом уровне детали; использование строгих формальных правил записи; и, как следствие, последовательное приближение к конечному результату.

В настоящее время известно порядка 90 разновидностей структурного системного анализа [1-4], которые могут быть классифицированы по отношению к школам (для моделирования программных систем или систем вообще), по порядку построения модели (декларирующие первичность функционального или информационного моделирования), по типу целевых систем (ИУС или системы реального времени). Несмотря на такое обилие методов, практически во всех из них используются три группы технологий:

– DFD (Data Flow Diagrams) – диаграммы потоков данных или SADT-диаграммы, иллюстрирующие функции, которые система должна выполнять;

– ERD (Entity-Relationship Diagrams) – диаграммы "сущность-связь", моделирующие отношения между данными;

– STD (State Transition Diagrams) – диаграммы переходов состояний, моделирующие зависящее от времени поведение системы (аспекты реального времени).

Кроме этих моделей на этапе структурного проектирования используются технологии структурных карт, предназначенные для описания отношений между модулями (структурные карты Константайна) и внутренней структуры модулей (структурные карты Джексона).

Поскольку в настоящее время практически нет альтернативы ERD и STD для, соответственно, информационного и поведенческого моделирования, интерес представляет сравнительный анализ средств функционального моделирования, а именно, DFD и SADT-диаграмм.

Тип обозначений элементов DFD-диаграммы получил название "нотация Йордона-Де Марко", по именам разработавших его специалистов.

Помимо нотации Йордона-Де Марко для элементов DFD-диаграмм могут использоваться и другие условные обозначения (OMT, SSADM, нотация Гейна-Сарсона и т.д.). Все они обладают практически одинаковой функциональностью и различаются лишь в деталях.

Инструментальные средства проектирования (CASE-системы), как правило, поддерживают несколько нотаций представления DFD-диаграмм. Одной из таких систем является Power Designer компании Sybase.

Методология SADT (Structured Analysis and Design Technique) разработана Дугласом Т. Россом в 1969–1973 годах. Она изначально создавалась для проектирования систем более общего назначения по сравнению с другими структурными методами, выросшими из проектирования программного обеспечения. IDEF0 (подмножество SADT) используется для моделирования бизнес-процессов в организационных системах и имеет развитые процедуры поддержки коллективной работы.

На рис. 1 и 2 изображен верхний уровень функциональной модели судостроительного производства (соответственно, DFD и SADT-модель). Сравнительный анализ этих двух разновидностей методологий проведем по следующим параметрам: адекватность средств рассматриваемой проблеме; согласованность с другими средствами структурного анализа; интеграция с последующими этапами разработки (и прежде всего с этапом проектирования).

Адекватность. Выбор той или иной структурной методологии напрямую зависит от задач, для решения которых создается модель. Традиционно выделяются две разновидности таких задач: задачи, связанные с реорганизацией деятельности предприятий (бизнес-консалтинг) и задачи, связанные с анализом требований и проектированием корпоративных систем (информационно-технологический консалтинг).

Предметом бизнес-консалтинга являются организационные системы (точнее, функционирование или деятельность таких систем).

Для моделирования таких систем традиционно используется методология SADT (точнее, ее подмножество IDEF0). Однако статическая

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ



Рис. 1. DFD-модель судостроительного производства

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

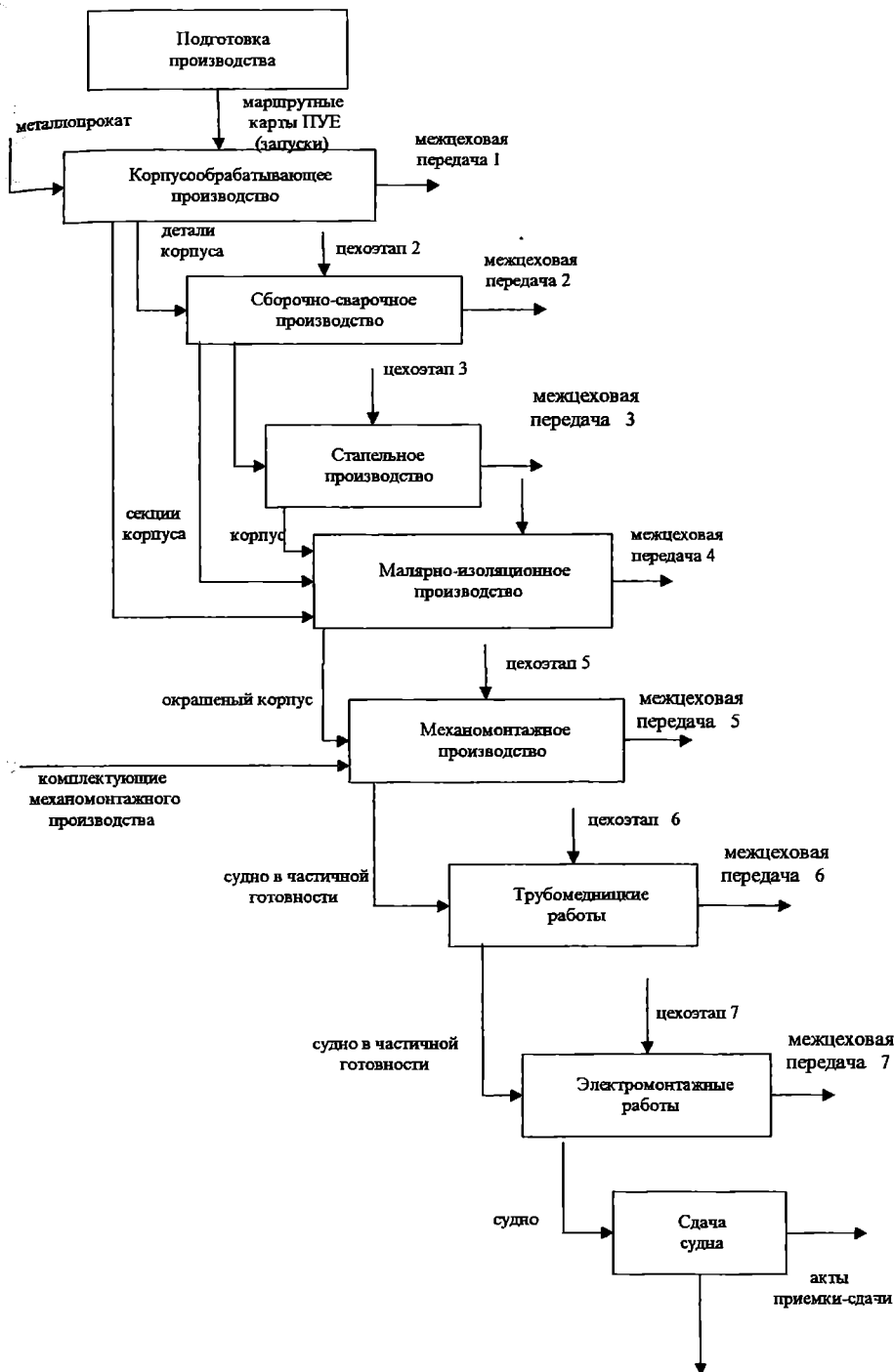


Рис. 2. SADT-модель судостроительного производства

SADT-модель не обеспечивает полного решения задач бизнес-консалтинга, необходимо иметь возможность исследования динамических характеристик бизнес-процессов.

Методология SADT успешно работает только для реорганизации хорошо специфицированных и стандартизованных западных бизнес-процессов, поэтому она и принята в некоторых организациях на Западе в качестве типовой.

Ограничения SADT, запрещающие использовать более 5–7 блоков на диаграмме, в ряде случаев вынуждают искусственно детализировать систему, что затрудняет понимание модели заказчиком, резко увеличивает ее объем и, как следствие, ведет к неадекватности модели реальной картины.

Согласованность. Главным достоинством любых моделей является возможность их интеграции с моделями других типов. В данном случае речь идет о согласованности функциональных моделей со средствами информационного и событийного (временного) моделирования. Согласование SADT-модели с ERD и/или STD практически невозможно или носит тривиальный характер. В свою очередь, DFD, ERD и STD взаимно дополняют друг друга и по сути являются согласованными представлениями различных аспектов одной и той же модели.

Отметим, что интеграция DFD-STD осуществляется за счет расширения классической DFD специальными средствами проектирования систем реального времени (управляющими процессами, потоками, ИХ), и STD является детализацией управляющего процесса, согласованной по управляющим потокам и хранилищам. Интеграция DFD-ERD осуществляется с использованием отсутствующего в SADT объекта – хранилища данных, структура которого описывается с помощью ERD и согласуется по соответствующим потокам и другим хранилищам на DFD.

Интеграция с последующими этапами. Важная характеристика методологии – ее совместимость с последующими этапами применения результатов анализа (и прежде всего, с этапом проектирования, непосредственно следующим за анализом и опирающимся на его результаты).

DFD могут быть легко преобразованы в модели проектирования (структурные карты) – это близкие модели. Более того, известен ряд алгоритмов автоматического преобразования иерархии DFD (в отличие от SADT) диаграмм в структурные карты различных видов, что обеспечивает логичный и безболезненный переход от этапа анализа требований к проектированию системы. С другой стороны, авторам неизвестны формальные методы преобразования SADT-диаграмм в проектные решения системы обработки информации.

На основе разработанных DFD и SADT-моделей предложена обобщенная схема информационной управляющей системы (ИУС)

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСПЛВЕ

судостроительного предприятия (рис. 3) и ИУС судостроительного завода Damen Shipyards Ocean, учитывающая особенности этого предприятия (рис. 4).



Рис. 3. Обобщенная схема ИУС судостроительного предприятия

ОБОСНОВАНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ РЕШЕНИЙ В
СУДОСТРОЕНИИ И СУДОХОДСТВЕ

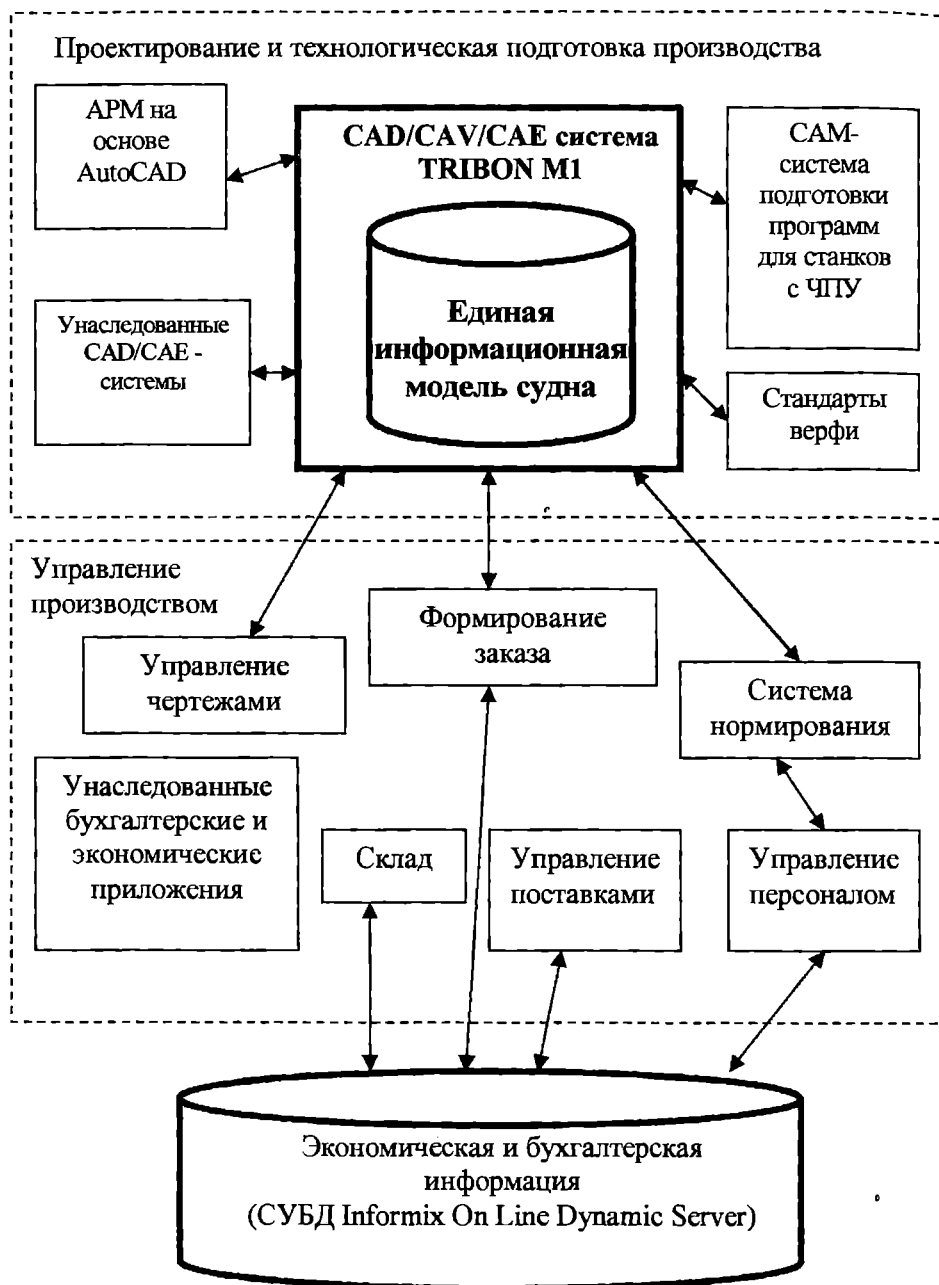


Рис. 4. Схема ИС судостроительного завода "Океан"

ЛИТЕРАТУРА

1. Калянов Г.Н., Козлинский А.В., Лебедев В.Н. Сравнительный анализ структурных методологий // Системы управления базами данных. – 1997. – № 5–6.
2. Марка Д.А., Мак-Гоуэн К.Л. Методология структурного анализа и проектирования SADT. – М: МетаТехнологии, 1993.
3. Йордан Э., Аргила К. Структурные модели в объектно-ориентированном анализе и проектировании. – М.: ЛОРИ, 1999.
4. Кошкин К.В. Организация компьютеризированных интегрированных производств в судостроении: Монография. – Николаев: УГМТУ, 1999.

УДК 624.154

**НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ОГРАДИТЕЛЬНОГО
СООРУЖЕНИЯ СМЕШАННОГО ТИПА ОТ
ВОЛНОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ**

А.В.Гришин

Классификация оградительных сооружений, их достоинства, недостатки и условия применения приведены в [1]. При расчете таких сооружений в основном учитывают воздействия только от ветровых волн и собственного веса. Если давление стоячих волн можно приблизительно считать статическим, то действие разбивающихся и прибойных волн имеет явно выраженный динамический характер. В нормативном документе [2] все типы волнений учитываются как статические нагрузки. В руководстве по определению нагрузок и воздействий на гидротехнические сооружения [3] и в работах [4,5] излагается одна из возможных методик динамического расчета. При этом определяются только колебания оградительного сооружения как абсолютно твердого тела, имеющего области контакта с упругим безынерционным основанием, которое моделируется системой пружин. В статьях [6,7] показано, что упругое полупространство более точно моделирует грунтовую среду, чем контактная модель основания, используемая в указанных выше работах. В статье [8] приведены интересные результаты о прогрессирующем развитии остаточных деформаций гравитационного оградительного сооружения во время штормов и их прекращении в период между ними. Это видимо объясняется образованием в основании обширных пластических зон при интенсивном циклическом воздействии стоячих волн, что и приводит к остаточным деформациям. В ряде работ, например [9,10], установлено, что учет нелинейности колебаний оградительных сооружений более точно подтверждается натурными наблюдениями. Следовательно, при расчете необходимо рассматривать совместное взаимодействие как самого сооружения, так и контактирующей с ним грунтовой и водной среды. При этом, должны быть более полно учтены такие реальные свойства основания, как упругость, пластичность и вязкость.

В данной работе рассматривается связанная динамическая система, состоящая из оградительного сооружения смешанного типа, основания и окружающей водной среды. Её расчетная схема показана на рис.1.

Рассматриваются волновые процессы, возникающие во всех элементах системы от действия различного типа ветровых волн. Каменная постель и грунтовый массив описываются упругопластической инерционной моделью, которая подробно изложена в [11]. Используется

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНЦЯ И ФУНДАМЕНТЫ

теория пластического течения с кинематическим упрочнением, базирующаяся на принципе максимума Мизеса [12].

После дискретизации основных уравнений методом конечных элементов в момент времени t_n для сооружения, взаимодействующего с основанием, и водной среды получаем следующие соотношения:

$$M\ddot{\delta}_n + C\dot{\delta}_n + K(\delta)\delta_n = Q_n + F_n, \quad (1)$$

$$H p_n + h\ddot{\delta}_n = 0, \quad (2)$$

которые затем преобразуются в

$$\left(M + \frac{1}{\rho} [h]^T [H]^{-1} h\right) \ddot{\delta}_n + C\dot{\delta}_n + K(\delta)\delta_n = Q_n. \quad (3)$$

Все обозначения, входящие в (1)-(3), даны в [11].

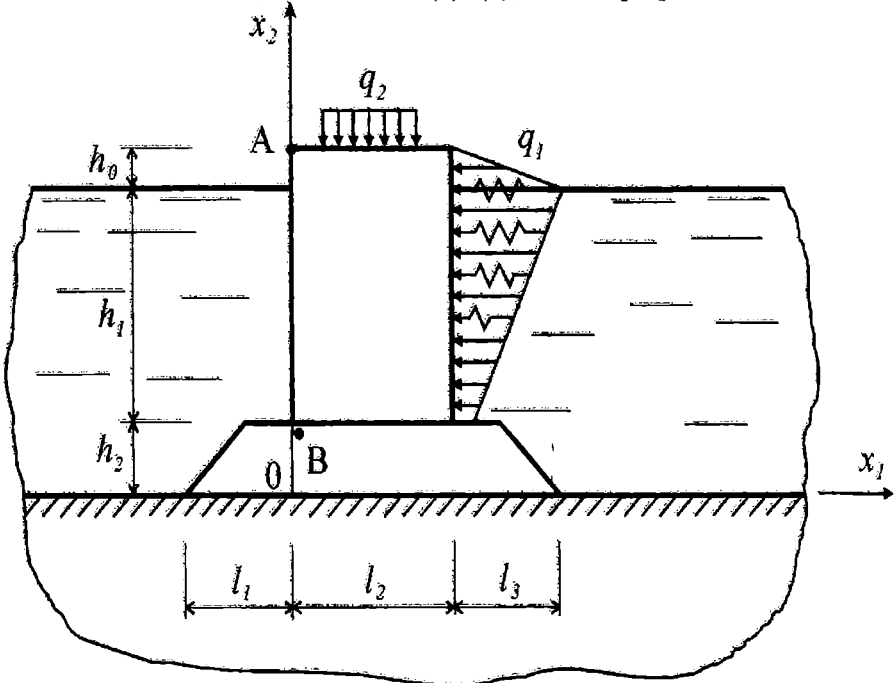


Рис. 1. Расчетная схема системы

Для определения узловых перемещений системы δ_n из (3) используется неявный модифицированный метод Ньюмарка. Его особенности, связанные с нелинейностью решаемой задачи, подробно изложены в [11]. Для численной реализации предложенной методики был разработан программный комплекс, который описан также в [11].

ЛОРПОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНЦЯ И ФУНДАМЕНТЫ

При действии на оградительное сооружение гравитационного типа стоячей волны продолжительность давления составляет 3-5 сек. [13]. При этом оно принимается как статическая нагрузка. Рассмотрим данный вопрос с позиций динамики. Пусть заданы следующие исходные данные: $h_0=4,5$ м; $h_1=7,5$ м; $h_2=12$ м; $l_1=l_3=6$ м; $l_2=10$ м. Характеристики каменной постели: $E_{II}=60$ МПа; $\mu=0,3$; $\varphi=45^\circ$. Свойства грунта массива: $E_O=40$ МПа; $\mu=0,4$; $c=0,005$ МПа; $\varphi=25^\circ$. Бетон стенки имеет характеристики: $E_C=30000$ МПа; $\mu=0,2$; $\sigma_p=1,7$ МПа; $\sigma_c=17$ МПа. Давление стоячей волны задается в виде полусинусоиды, время её действия составляет $t_q=5$ сек., а давление изменяется от 0 до 0,01 МПа и снова до 0. Длина временного отрезка, на котором рассматриваются колебания системы, равна 8 сек., а длина временного шага $\Delta t=0,1$ сек.

На рис. 2 приведена эпюра изменения во времени горизонтального перемещения u_1 точки А, показанной на рис. 1. Эпюра на отрезке времени длиной 5 сек. (время действия давления стоячей волны) изменяется по полусинусоиде как и давление волны. Её максимальное значение при $t=2,5$ сек. равно $-1,319$ см. При $t>5$ сек. происходят незначительные затухающие колебания. Полученные результаты учитывали влияние водной среды по формуле (2). Если это влияние не принимать во внимание, то величина максимального перемещения u_1 увеличится на 0,036 см.

На рис. 3. изображена эпюра изменения во времени напряжений σ_{22} точки В постели, показанной на рис. 1. Она по форме также похожа на полусинусоиду, но в её вершине наблюдаются всплески колебаний, которые, по всей видимости, вызваны проявлением более высоких форм колебаний напряжений и наложением отраженных волн. При $t>5$ сек. происходят затухающие колебания напряжений. Если рассмотреть действие стоячих волн по закону синусоид [1] с периодом $T=10$ сек., то эпюры u_1 и σ_{22} представляют собой графики синусоид с тем же периодом и теми же амплитудами колебаний, что и на рис. 2 и рис. 3. Следовательно, при длительном волновом воздействии на стенку в виде стоячих волн происходят её циклические колебания с периодами равными периодам волн.

Рассмотрим действие на оградительное сооружение разбивающихся и прибойных волн. Эти нагрузки в отличие от [2,3,5] будем считать динамическими. Например, при воздействии разбивающихся волн продолжительность их действия на стенку составляет всего 0,005-0,012 сек., а величина нагрузки возрастает до 1 МПа [13]. Для прибойных волн интенсивность давления оказывается меньше, а время действия больше.

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

Для обоих типов волн давление имеет ярко выраженный динамический характер и резко отличается от действия стоячих волн. Их формирование, характер изменения во времени, влияние глубины над бермой на величину давления и другие факторы приведены в [14].

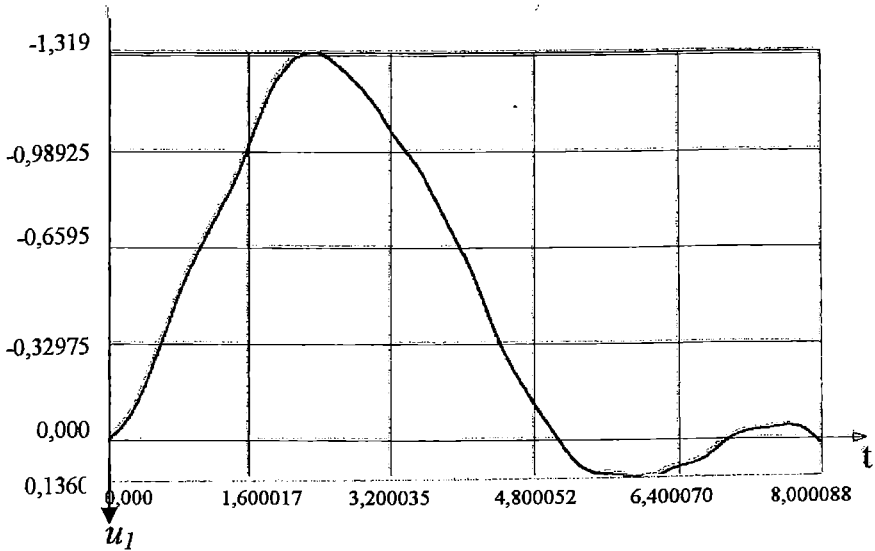


Рис. 2. Эюра перемещений u_1 точки А от действия стоячей волны

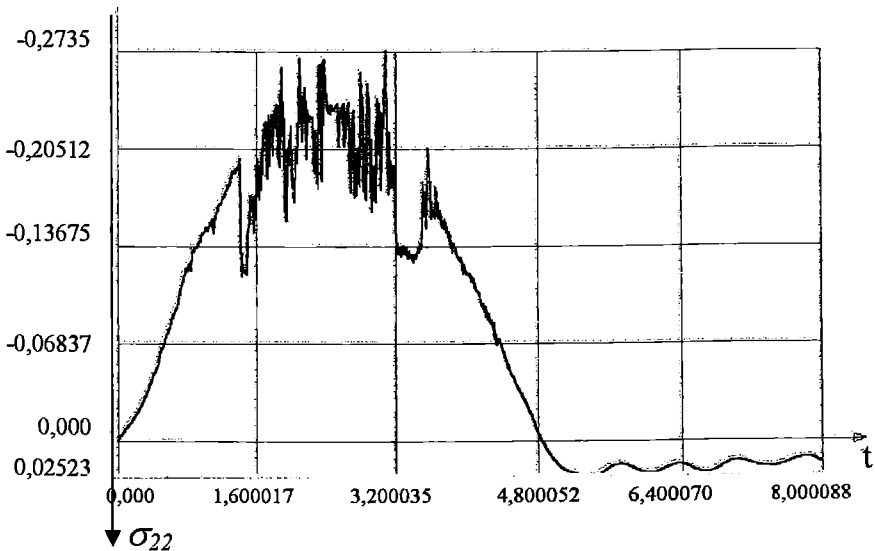


Рис. 3. Эюра напряжений σ_{22} в точке В постели от действия стоячей волны (размерность 10 МПа)

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

Пусть интенсивность воздействия волн на стенку равна $q_1=0,25$ МПа, время их действия $t_q=0,01$ сек., длина временных интервалов $\Delta t=0,001$ сек., а их число $N=4000$. Давление во времени действия имеет вид полусинусоидального импульса. Колебания рассматриваются на отрезке времени, равном 4 сек. Остальные характеристики системы остаются без изменения.

На рис. 4. и рис. 5 приведены эпюры изменения во времени перемещений u_1 и u_2 точки А от действия разбивающейся волны. Наибольшие значения этих перемещений возникают синхронно в момент $t \cong 0,2$ сек., т.е. после $20 \cdot t_q$ сек. времени действия волны. Затем амплитуды колебаний уменьшаются примерно в 4 раза и постепенно затухают с небольшими выбросами, вызванными наложением отраженных волн. Известно, что при действии импульсной нагрузки реакция системы разделяется на две фазы: нагружения от 0 до t_q и свободных колебаний от t_q и далее. В данном случае первая фаза по времени очень мала (0,01 сек.), поэтому она на рисунках сливается с осями u_1 и u_2 . Следовательно, на рис. 4 и рис. 5 изображены колебательные процессы второй фазы, т.е. эпюры свободных колебаний. Периоды этих колебаний находятся в пределах (1,2-1) сек.

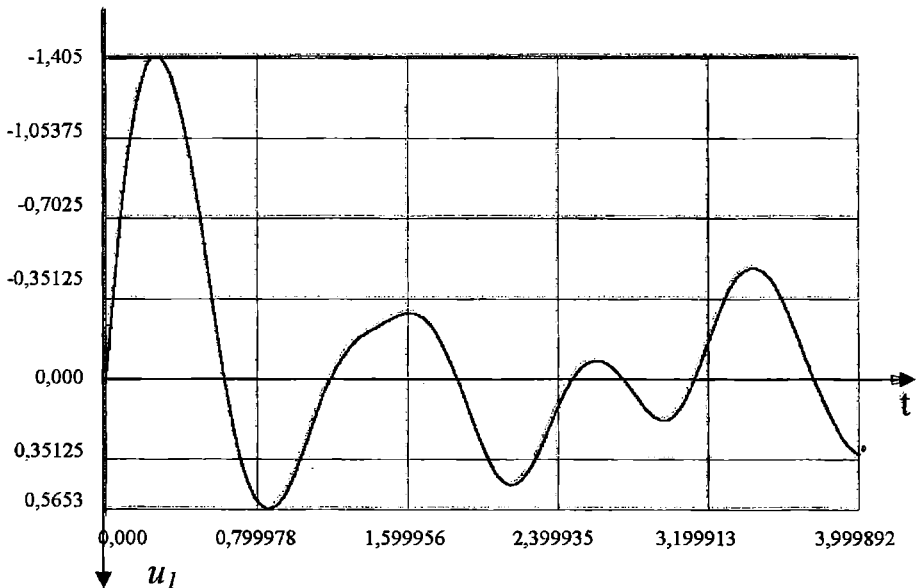


Рис. 4. Эпюра горизонтальных перемещений u_1 точки А от действия разбивающейся волны

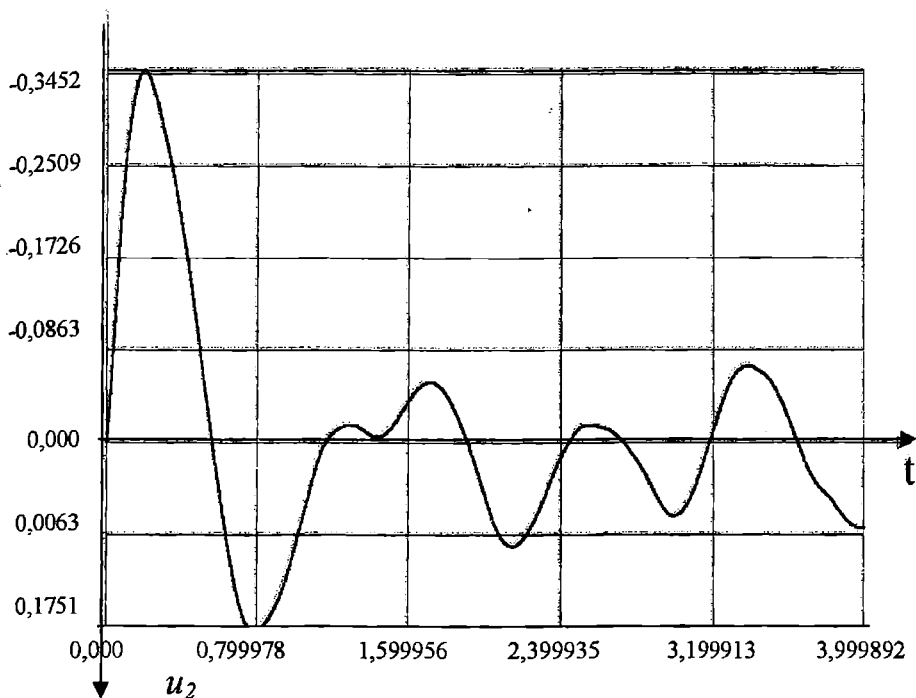


Рис. 5. Эюра вертикальных перемещений u_2 точки А от действия разбивающейся волны

На рис. 6 и рис. 7 изображены эюры изменения во времени соответственно горизонтальных перемещений u_1 и напряжений σ_{22} в точке В каменной постели. Если сравнить эюры на рис. 4 и рис. 6, то видно, что максимальная амплитуда уменьшилась в 2,43 раза, но периоды колебаний почти не изменились. Эюра на рис. 6 копирует эюру рис. 4 с уменьшенным вертикальным масштабом. Максимальные напряжения σ_{22} возникают раньше максимальных перемещений u_1 примерно на 0,1 сек. В зоне их максимальных значений, как и для стоячих волн, наблюдаются всплески колебаний, вызванные видимо теми же причинами.

В предыдущих расчетах при колебаниях системы учитывалось влияние окружающей водной среды. Были выполнены расчеты и без её учета. В этом случае максимальная амплитуда горизонтальных колебаний увеличилась до $-1,774$ см, т.е. в 1,41 раза. Но периоды колебаний почти не изменились. Контактные напряжения σ_{22} в точке В увеличились только на 7,2%. Следовательно, этот фактор необходимо учитывать в расчетах.

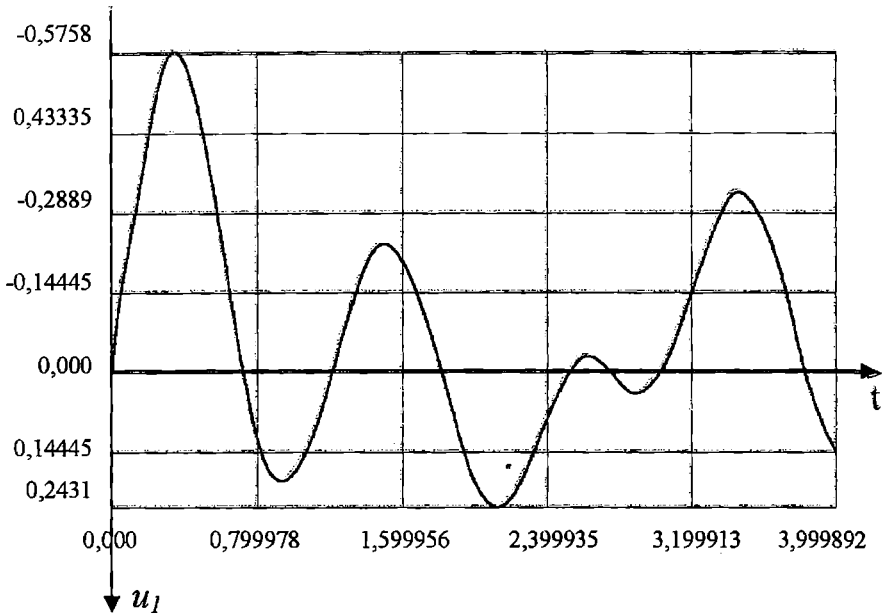


Рис. 6. Эюра горизонтальных перемещений u_1 точки В от действия разбивающейся волны

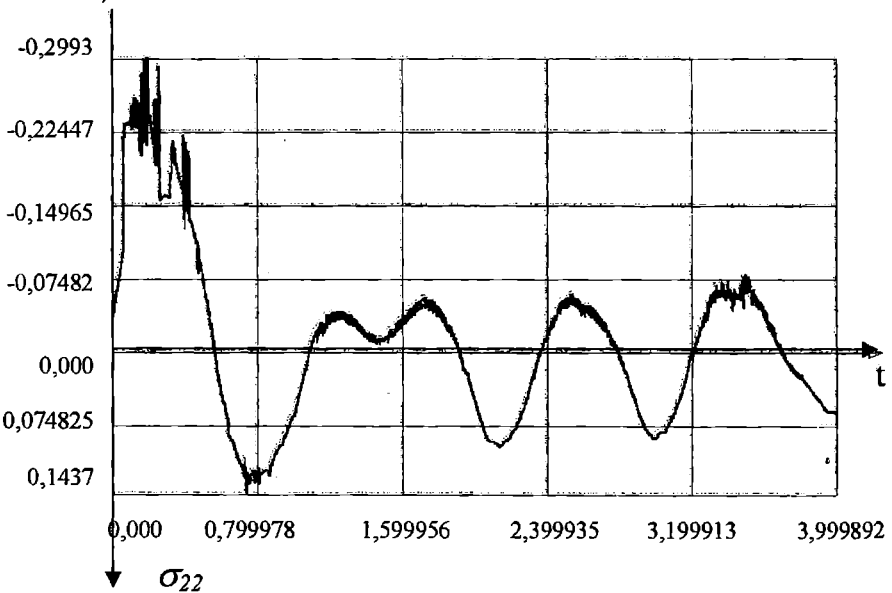


Рис. 7. Эюра напряжений σ_{22} в точке В постели от действия разбивающейся волны (размерность 10 МПа)

ПОРЛЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

Максимум реакции системы при импульсном нагружении достигается за очень короткий промежуток времени. Исследуем вопрос о влиянии формы импульса на колебательный процесс системы. Во всех предыдущих расчетах рассматривался полусинусоидальный импульс. Проанализируем влияние прямоугольного импульса с тем же временем действия $t_q=0,01$ сек. и той же интенсивностью $q_1=0,25$ МПа на реакцию системы. На рис. 8 приведена эпюра изменения во времени горизонтальных перемещений u_1 точки А от действия указанного импульса. Если сравнить эту эпюру с эпюрой на рис. 4, то можно отметить, что величина максимальной амплитуды увеличилась в 1,72 раза и после $t=1,6$ сек. качественно изменился характер колебаний. Максимальные контактные напряжения в точке В постели изменились только на 3,7%. Следовательно, в данном случае форма импульса существенно влияет на перемещения системы.

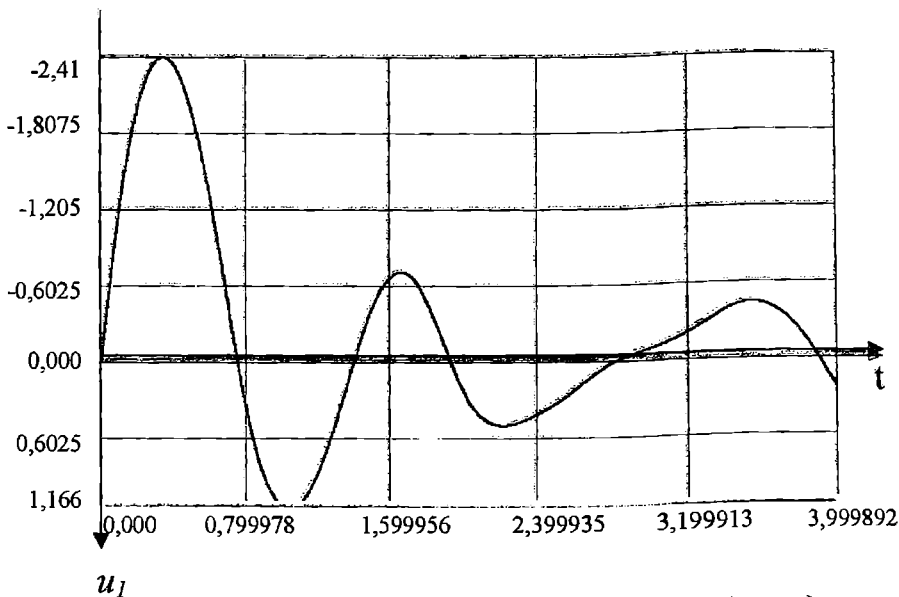


Рис. 8. Эпюра горизонтальных перемещений u_1 точки А от действия прямоугольного импульса

Все предыдущие вычисления произведены без учета собственного веса стенки. Были выполнены расчеты с учетом этого силового статического фактора и динамического воздействия разбивающихся волн $q_1=0,25$ МПа, давление которых аппроксимировалось полусинусоидальным импульсом.

ПОРТОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАННЫЕ И ФУНДАМЕНТЫ

Если сравнить полученные результаты с данными на рис. 4, то можно отметить, что учёт собственного веса стенки уменьшает максимальную горизонтальную амплитуду колебаний только на 1%, почти не изменяя периоды колебаний. Сравнивая полученные результаты с данными на рис. 7 можно отметить, что преобладающее влияние на величину контактных напряжений σ_{22} в точке В оказывает нагрузка от собственного веса стенки. Начиная с $t=0,8$ сек., происходят колебания напряжений около положения их статического равновесного состояния равного $-0,2$ МПа.

Предложенная методика и программный комплекс позволяют производить расчет оградительных сооружений от действия стоячих, разбивающихся и прибойных волн с учетом инерционности системы и упругопластических свойств её материалов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов Г.Н., Горюнов Б.Ф. и др. *Порты и портовые сооружения*. – М.: Стройиздат, 1993. – 640 с.
2. СНиП 2.06.04-82. *Нагрузки и воздействия на гидротехнические сооружения (волновые, ледовые и от судов)*. М.: Стройиздат, 1983. – 38 с.
3. *Руководство по определению нагрузок и воздействий на гидротехнические сооружения (волновые, ледовые и от судов)*. – Л.: ВНИИГ им. Б.Е.Веденеева, 1977. – 316 с.
4. *Динамический расчет специальных инженерных сооружений и конструкций. Справочник проектировщика*. – М.: Стройиздат, 1986. – 462 с.
5. Лаппо Д.Д., Стрекалов С.С., Завьялов В.К. *Нагрузки и воздействия ветровых волн на гидротехнические сооружения*. – Л.: ВНИИГ им. Б.Е.Веденеева, 1990. – 432 с.
6. Мороз Л.Р. Смирнов Г.Н. *Экспериментальные исследования работы системы гравитационное оградительное сооружение – грунт//Динамические расчеты водно-транспортных сооружений. Труды координационных совещаний по гидротехнике*. Л.: Энергия, 1971. Вып. 66. – С. 13-17.
7. Мороз Л.Р. Смирнов Г.Н. *Исследования динамических напряжений в основании оградительных сооружений гравитационного типа//Расчет общей устойчивости транспортных гидротехнических сооружений. Труды координационных совещаний по гидротехнике*. Л.: Энергия, 1967. Вып. 40. – С. 113-119.

8. Смирнов Г.Н. Деформация ограждающих сооружений гравитационного типа при воздействии стоячих волн//Исследование транспортных и глубоководных гидротехнических сооружений. Сб. трудов №163 МИСИ, 1982. – С. 37-58.
9. Логинов В.Н. Расчет нелинейных колебаний гидротехнических сооружений//Динамика гидротехнических сооружений. Труды координационных совещаний по гидротехник. Л.: Энергия, 1970. - Вып. 54. - С. 326-330.
10. Корсакова Ж.С., Логинов В.Н. О нелинейных колебаниях ограждающих сооружений типа вертикальной стенки под волновым воздействием//Динамический расчет водно-транспортных сооружений. Труды координационных совещаний по гидротехнике. Л.: Энергия, 1971. Вып. 66. – С. 18-20.
11. Гришин А.В., Федорова Е.Ю. Нелинейные динамические задачи расчета портовых гидротехнических сооружений. – Одесса, 2002. – 126 с.
12. Ивлев Д.Д., Быковцев Г.И. Теория упрочняющегося пластического тела. – М.: Наука, 1971. – 231 с.
13. Мороз Л.Р., Смирнов Г.Н. Расчет напряжений в основании ограждающих сооружений гравитационного типа при динамических нагрузках//Расчет общей устойчивости транспортных гидротехнических сооружений. Труды координационных совещаний по гидротехнике. Л.: Энергия, 1967. Вып. 40. – С. 120-126.
14. Смирнов Г.Н. Океанология. – М.: Высшая школа, 1987. – 407 с.

УДК 624.131

АНАЛИЗ БОКОВОГО ДАВЛЕНИЯ ГРУНТА В СОСТОЯНИИ ПОКОЯ НА ПОДПОРНУЮ СТЕНКУ

А.В. Калюжный

Введение

В работе М.П. Дубровского и А.В. Калюжного [1] обоснованы новый подход и расчетная модель для определению бокового давления грунта в состоянии покоя на подпорную стенку, учитывающие потенциальное перемещение сооружения после приложения к нему внешней нагрузки.

В данной работе приведены результаты качественного и количественного анализа данных, полученных при численном моделировании взаимодействия элементов системы «подпорная стенка - грунтовая среда». На основе разработанной модели исследовано влияние ее базовых исходных данных (угла внутреннего трения φ и угла трения δ грунта засыпки по контактной поверхности стенки) на параметры бокового давления грунта в состоянии покоя.

Постановка задачи

Для упрощения анализа в данной работе рассматривается подпорная стенка гравитационного типа с вертикальной тыловой контактной гранью и горизонтальной незагруженной свободной поверхностью засыпки позади стенки.

При анализе бокового давления грунта в состоянии покоя на рассматриваемую конструкцию приняты следующие интервалы изменения указанных параметров, соответствующие как реальным физическим характеристикам несвязных (песчаных) грунтов, используемых в качестве обратной засыпки при строительстве портовых причальных сооружений на Черноморско-Азовском бассейне, так и принятым в проектной практике соотношениям между углами φ и δ :

$$\varphi = 22^\circ, 24^\circ, 26^\circ, 28^\circ, 30^\circ, 32^\circ;$$

$$\delta = 0; 0,25\varphi; 0,5\varphi; 0,75\varphi; \varphi.$$

Учитывая геометрические параметры рассматриваемой системы «подпорная стенка – грунтовая среда» и однородность последней,

ПОРШКОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНЦЯ И ФУНДАМЕНТЫ

результатирующая бокового давления грунта на сооружение может быть получена из известного выражения

$$E = 0,5 \gamma h^2 K, \quad (1)$$

где γ - удельный вес грунта;

h - высота вертикальной контактной грани подпорной стенки;

K - коэффициент бокового давления грунта.

Для обеспечения большей наглядности и универсальности анализа, боковое давление, обусловленное весом грунта засыпки, удобно выражать в безразмерной форме

$$e = E/(0,5 \gamma h^2), \quad (2)$$

где e - безразмерная (приведенная) сила бокового давления грунта, численно равная коэффициенту соответствующего бокового давления (активного, пассивного, в состоянии покоя).

Введенные в рассмотрение в работах [1-3] понятия «порога гравитации» и коэффициента трансформации описываются соответственно следующими выражениями:

$$\Delta e_o = e_{op} - e_{oa}; \quad (3)$$

$$K_t = e_{op} / e_{oa}, \quad (4)$$

где e_{op} и e_{oa} - приведенные силы бокового давления грунта в состоянии покоя, определенные соответственно по формулам для отпорного (пассивного) и распорного (активного) давления.

Еще одним параметром, полезным при анализе рассматриваемых процессов трансформации бокового давления, является соотношение между предельным давлением (активным либо пассивным) и соответствующим давлением в состоянии покоя: e_{oa}/e_a и e_p/e_{op} (принятая форма записи позволяет в обоих случаях оперировать соотношениями, больше единицы).

До настоящего времени в практике проектирования и расчета сооружений рассматриваемого типа применяют зависимости, основанные как на гипотезе о плоских поверхностях скольжения, так и на предположении об образовании в массиве грунта, прилегающем к подпорной стенке, криволинейных поверхностей скольжения. В ряде случаев оправданным является использование более простых зависимостей, полученных по первой гипотезе (главным образом, при рассмотрении распорного и активного бокового давления грунта). В других ситуациях (при анализе отпорного и пассивного давления грунта), как показывает сопоставление с экспериментальными данными, применение плоских поверхностей скольжения приводит к значительным расхождениям с действительными значениями бокового давления и

ПОРТЛЮВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

целесообразно использование криволинейных поверхностей и соответствующих им расчетных зависимостей.

В настоящей работе численный анализ исследуемых вопросов выполнен с учетом обеих гипотез: все вычисления проводились как для плоских, так и для криволинейных поверхностей скольжения. Это позволило повысить объективность анализа и сделать более обоснованные выводы и сопоставления.

Как отмечалось в работе [1], при расчете «предраспорного» и «предотпорного» бокового давления грунта в состоянии покоя в приведенные зависимости следует подставлять вместо реального угла внутреннего трения φ условный угол внутреннего трения φ_0 с учетом соответствующего знака этого угла. Для вычисления последнего применена известная зависимость [1, 4]

$$\varphi_0 = \arcsin [\sin\varphi / (2 - \sin\varphi)]. \quad (5)$$

Анализ давления грунта в состоянии покоя

Формулы для расчета бокового давления грунта на подпорную стенку с вертикальной контактирующей с грунтом гранью при горизонтальной поверхности засыпки, выраженного в безразмерной форме [2], могут быть получены из более общих зависимостей, приведенных, например, в работах [2, 3], и имеют для случая плоских поверхностей скольжения следующий вид:

$$e = g \sin(\theta - \varphi) / \cos(\delta - \varphi - \theta), \quad (6)$$

где

$$g = \operatorname{tg}\rho; \quad (7)$$

$$\rho = 0,5\pi - \theta; \quad (8)$$

$$\operatorname{tg}\theta = (1 + K_o \sin\varphi) / K_o \cos\varphi; \quad (9)$$

$$K_o = [\sin(\varphi + \delta) / (\cos\delta \sin\varphi)]^{1/2}. \quad (10)$$

При использовании гипотезы о криволинейных поверхностях скольжения выражения для расчета бокового давления грунта записываются в виде:

$$e = U \sin(\mu + \varepsilon) / \cos(\varepsilon - \delta), \quad (11)$$

$$U = (Q + g) \sin\psi / \sin(\psi + \mu); \quad (12)$$

$$\mu = \operatorname{arcctg}\{[(Q + g)\operatorname{tg}\eta + g_3 \operatorname{ctg}\varphi] / (Q + g - g_3)\}; \quad (13)$$

$$g = g_1 + g_2 + g_3; \quad (14)$$

$$Q = g_1 \sin \theta_2 \sin (\theta_1 - \psi) / (\cos \varphi \sin \psi); \quad (15)$$

$$\psi = \eta + \arctg \{ [\exp(-\theta \operatorname{tg} \varphi) - \cos \theta] / \sin \theta \}; \quad (16)$$

$$\eta = \varepsilon + \varphi; \quad (17)$$

$$\theta_1 = 0,5(0,5\pi - \varphi); \quad (18)$$

$$\theta_2 = 0,5\pi - \varphi - \theta_1; \quad (19)$$

$$\theta = \theta_1 - \varepsilon; \quad (20)$$

$$\varepsilon = 0,5[0,5\pi + \delta - \varphi - \arcsin(\sin \delta / \sin \varphi)]; \quad (21)$$

$$g_1 = [\cos \theta_1 \cos^2 \eta \exp(-2\theta \operatorname{tg} \varphi)] / [\sin(\theta_1 + \varphi) \cos \varphi]; \quad (22)$$

$$g_2 = -\cos^2 \eta [\exp(-2\theta \operatorname{tg} \varphi) - 1] / \sin 2\varphi; \quad (23)$$

$$g_3 = \sin \varepsilon \cos \eta / \cos \varphi. \quad (24)$$

Следует иметь в виду, что приведенные выражения записаны в виде, пригодном для расчета распорного (активного) бокового давления грунта. Для их использования при расчете отпорного (пассивного) бокового давления грунта в эти зависимости следует подставлять значения углов Φ и δ со знаком минус [2-5].

Основные качественные и количественные результаты численного анализа бокового давления грунта в состоянии покоя на подпорную стенку отражены на графиках рис. 1-12.

Рассмотрим влияние угла внутреннего трения грунта на «порог гравитации» (рис. 1-4).

Основной качественный вывод по характеру этого влияния заключается в том, что с ростом величины угла внутреннего трения грунта значения «порога гравитации» и, соответственно, коэффициента трансформации, возрастают.

В терминах коэффициента бокового давления грунта (формула (2)) это увеличение в рассмотренном интервале значений угла внутреннего трения грунта происходит от 1,10 до 1,61 при отсутствии контактного трения ($\varphi = 0$) и от 1,81 до 3,30 при полном контактном трении ($\delta = \varphi$) в случае использования гипотезы о плоских поверхностях скольжения (рис. 1). При рассмотрении криволинейных поверхностей скольжения увеличение «порога гравитации» происходит от 1,10 до 1,61 при отсутствии контактного трения ($\delta = 0$) и от 1,71 до 2,91 при полном контактном трении ($\delta = \varphi$) (рис. 2). Скорость роста «порога гравитации» для крайних значений рассмотренного интервала значений угла

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНЦЯ И ФУНДАМЕНТЫ

внутреннего трения (отношение $\Delta e(\varphi=32^\circ)/\Delta e(\varphi=24^\circ)$) увеличивается с ростом значений угла контактного трения от 1,46 ($\delta=0$) до 1,82 ($\delta=\varphi$) в случае использования гипотезы о плоских поверхностях скольжения (рис.1). При рассмотрении криволинейных поверхностей скольжения скорость роста «порога гравитации» увеличивается с ростом значений угла контактного трения от 1,5 ($\delta=0$) до 1,7 ($\delta=\varphi$) (рис.2).

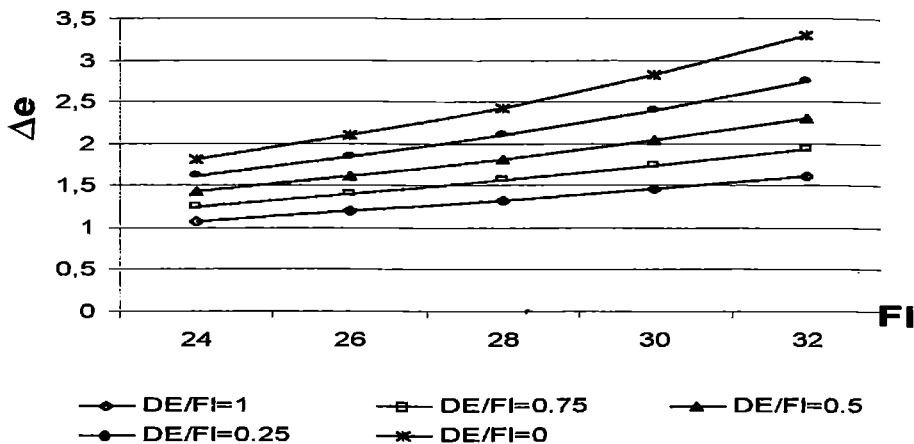


Рис. 1. Зависимость «порога гравитации» от угла внутреннего трения при плоских поверхностях скольжения

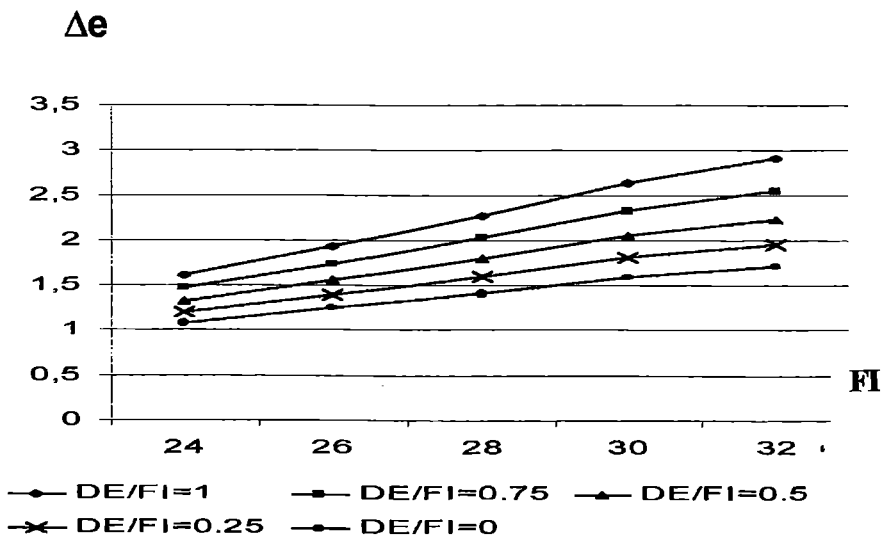


Рис. 2. Зависимость «порога гравитации» от угла внутреннего трения при криволинейных поверхностях скольжения

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНЦЯ И ФУНДАМЕНТЫ

В терминах коэффициента трансформации (формула (4)) увеличение последнего в рассмотренном интервале значений угла внутреннего трения грунта происходит от 2,80 до 4,36 при отсутствии контактного трения ($\delta = 0$) и от 4,45 до 8,93 при полном контактном трении ($\delta = \varphi$) в случае использования гипотезы о плоских поверхностях скольжения (рис.3). При рассмотрении криволинейных поверхностей скольжения увеличение коэффициента трансформации происходит от 2,80 до 4,36 при отсутствии контактного трения ($\delta = 0$) и от 4,10 до 7,66 при полном контактном трении ($\delta = \varphi$) (рис.4). Скорость роста коэффициента трансформации для крайних значений рассмотренного интервала значений угла внутреннего трения (отношение $K_t(\varphi=32^\circ)/K_t(\varphi=24^\circ)$) увеличивается с ростом значений угла контактного трения от 1,56 ($\delta=0$) до 2,01 ($\delta=\varphi$) в случае использования гипотезы о плоских поверхностях скольжения (рис.3). При рассмотрении криволинейных поверхностей скольжения скорость роста коэффициента трансформации увеличивается с ростом значений угла контактного трения от 1,56 ($\delta=0$) до 1,87 ($\delta=\varphi$) (рис.4).

Рассмотрим влияние угла контактного трения δ на «порог гравитации» (рис. 5-8).

Основной качественный вывод по характеру этого влияния заключается в том, что с ростом величины угла контактного трения значения «порога гравитации» и, соответственно, коэффициента трансформации, возрастают.

В терминах коэффициента бокового давления грунта (формула (2)) в случае использования гипотезы о плоских поверхностях скольжения это увеличение, например, для значения угла внутреннего трения $\varphi = 30^\circ$, составляет 1,93 раза ($\Delta e=1,464$ при $\delta=0$ и $\Delta e=2,830$ при $\delta=\varphi$). При других значениях угла φ рост порога Δe в рассмотренном интервале значений угла контактного трения находится в пределах 1,68 ($\varphi=24^\circ$) - 2,05 ($\varphi=32^\circ$) (рис.5). При рассмотрении криволинейных поверхностей скольжения рост значений «порога гравитации» например, для значения угла внутреннего трения $\varphi = 30^\circ$, составляет 1,74 раза ($\Delta e=1,46$ при $\delta=0$ и $\Delta e=2,54$ при $\delta=\varphi$). При других значениях угла φ рост порога Δe в рассмотренном интервале значений угла контактного трения находится в пределах от 1,59 ($\varphi=24^\circ$) до 1,81 ($\varphi=32^\circ$) (рис.6).

В терминах коэффициента трансформации (формула (4)) увеличение последнего в случае использования гипотезы о плоских поверхностях скольжения, например, для значения угла внутреннего трения $\varphi = 30^\circ$, составляет 1,9 раза ($K_t=3,890$ при $\delta=0$ и $K_t=7,395$ при $\delta=\varphi$). При других

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

значениях угла Φ рост коэффициента трансформации в рассмотренном интервале значений угла контактного трения находится в пределах 1,59

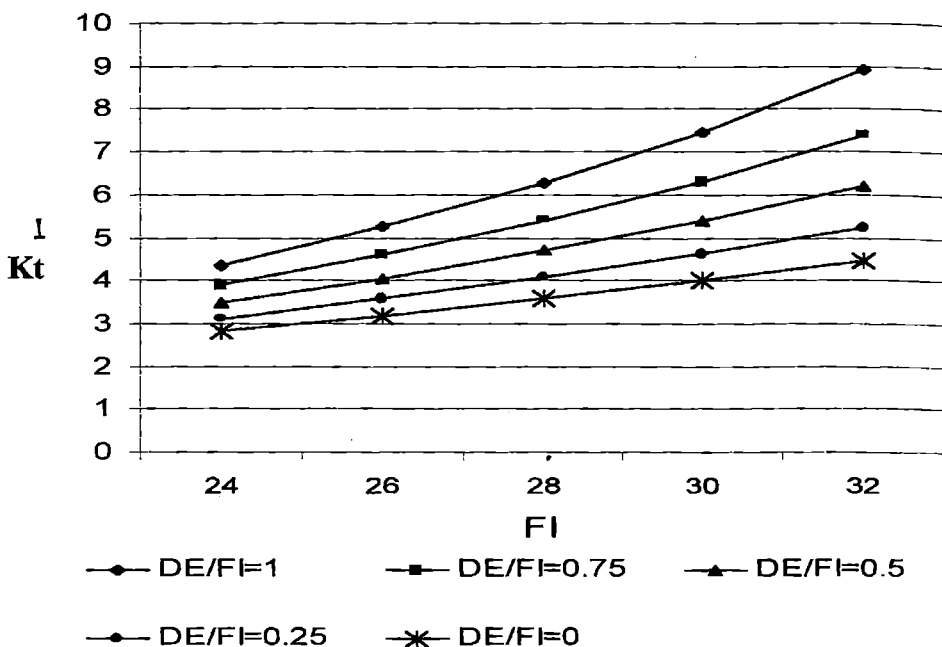


Рис. 3. Зависимость коэффициента трансформации от угла внутреннего трения при плоских поверхностях скольжения

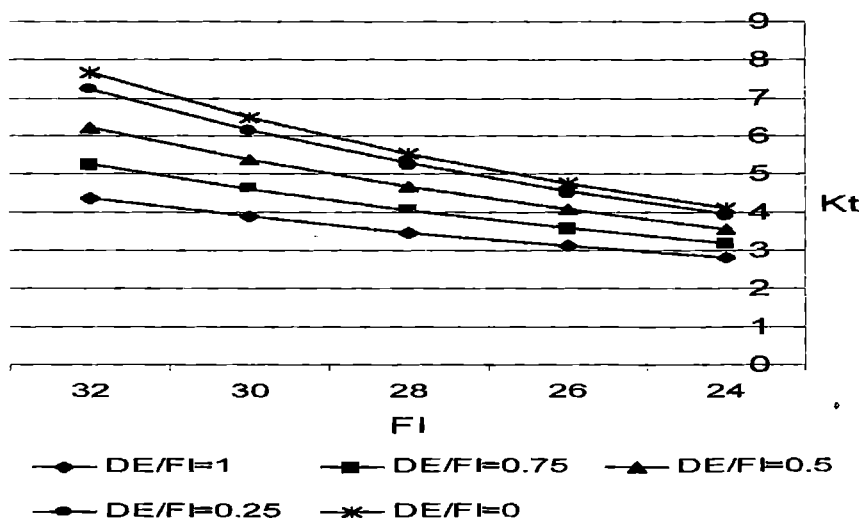


Рис. 4. Зависимость коэффициента трансформации от угла внутреннего трения при криволинейных поверхностях скольжения

**ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И
ФУНДАМЕНТЫ**

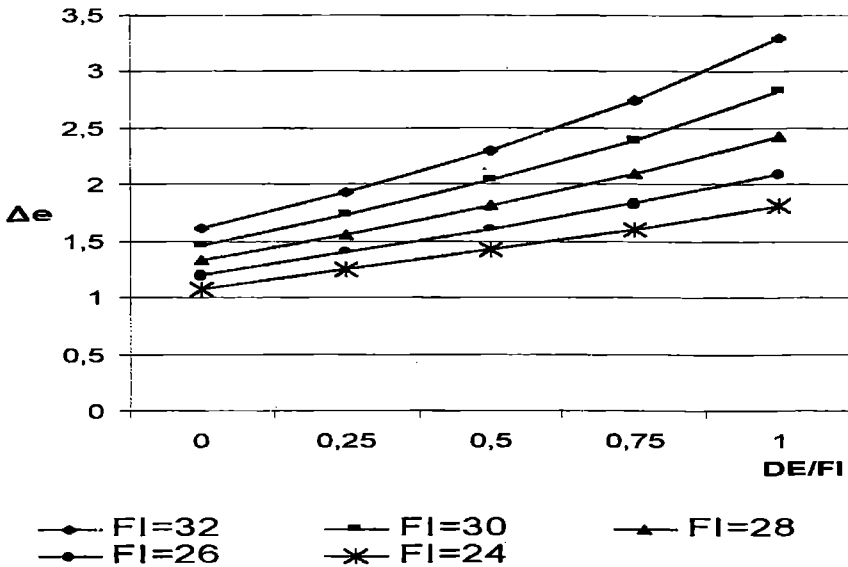


Рис. 5. Зависимость "порога гравитации" от угла контактного трения при плоских поверхностях скольжения

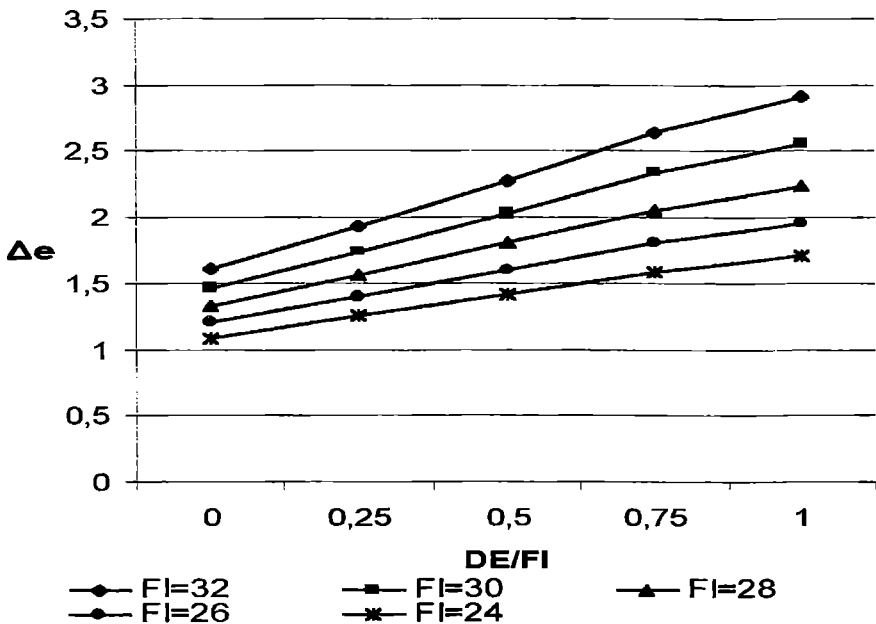


Рис. 6. Зависимость "порога гравитации" от угла контактного трения при криволинейных поверхностях скольжения

ПОРПОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

($\varphi=24^\circ$) - 2,047 ($\varphi=32^\circ$) (рис.7). При рассмотрении криволинейных поверхностей скольжения рост значений коэффициента трансформации, например, для значения угла внутреннего трения $\varphi = 30^\circ$, составляет 1,67 раза ($K_t=3,888$ при $\delta=0$ и $K_t=6,50$ при $\delta=\varphi$). При других значениях угла φ рост коэффициента трансформации в рассмотренном интервале значений угла контактного трения находится в пределах 1,46 ($\varphi=24^\circ$) - 1,76 ($\varphi=32^\circ$) (рис.8).

Следует также отметить влияние угла контактного трения на соотношение бокового давления грунта в состоянии покоя и предельного (активного или пассивного) давления. Как следует из полученных данных, влияние угла δ при реализации распорного давления весьма незначительно (в пределах 1%). В то же время, при образовании отпорного давления это влияние достаточно существенно (от 20% до 40 % в зависимости от угла φ). Качественный и количественный характер указанных зависимостей для активного и пассивного давлений виден из графиков, приведенных на рис. 9, 10 и 11, 12 соответственно.

Представляет практический интерес сопоставление результатов, полученных при использовании гипотез о плоских и криволинейных поверхностях скольжения (рис. 1-12). Как и следовало ожидать, результаты в обоих случаях совпадают при отсутствии контактного трения. Учет контактного трения приводит к расхождениям, которые возрастают по мере увеличения значений угла δ . Интервал изменения значений как «порога гравитации», так и коэффициента трансформации при использовании криволинейных поверхностей скольжения сужается. Так, если увеличение «порога гравитации» в интервале отношения δ/φ от 0 до 1 при плоских поверхностях скольжения составляло от 100% (при $\varphi=32^\circ$) до 70% (при $\varphi=24^\circ$), то при криволинейных поверхностях скольжения рост рассматриваемого параметра составил от 81% (при $\varphi=32^\circ$) до 58% (при $\varphi=24^\circ$). В отношении коэффициента трансформации можно отметить, что если увеличение этого параметра в интервале отношения δ/φ от 0 до 1 при плоских поверхностях скольжения составляло от 106% (при $\varphi=32^\circ$) до 59% (при $\varphi=24^\circ$), то при криволинейных поверхностях скольжения рост рассматриваемого параметра составил от 76% (при $\varphi=32^\circ$) до 69% (при $\varphi=24^\circ$). Отмеченное сужение интервала значений как Δe , так и K_t может быть объяснено существенно меньшими значениями отпорного (пассивного) давления, определяемого на основе применения криволинейных поверхностей скольжения, по сравнению с соответствующими значениями этого давления, вычисленными в предположении об образовании плоских поверхностей скольжения.

**ПОРШНЕВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И
ФУНДАМЕНТЫ**

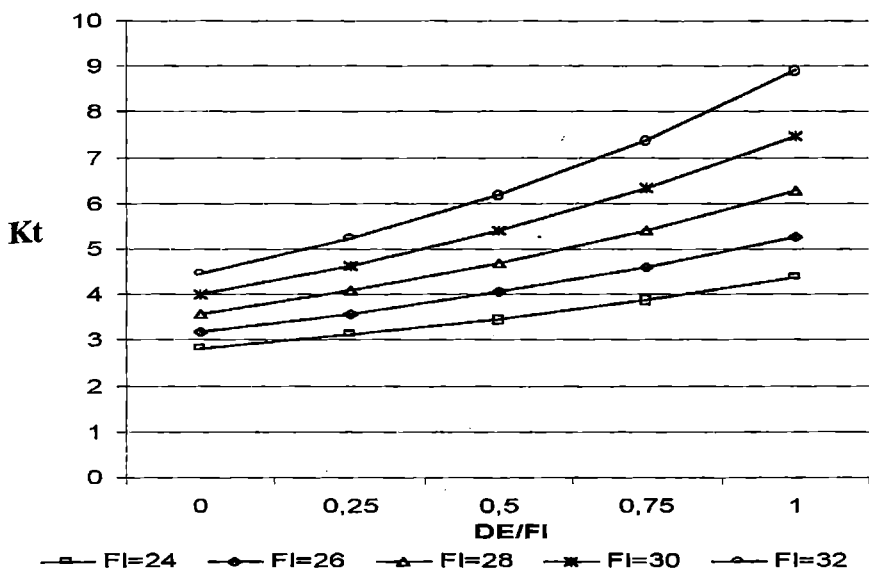


Рис. 7. Зависимость коэффициента трансформации от угла контактного трения при плоских поверхностях скольжения

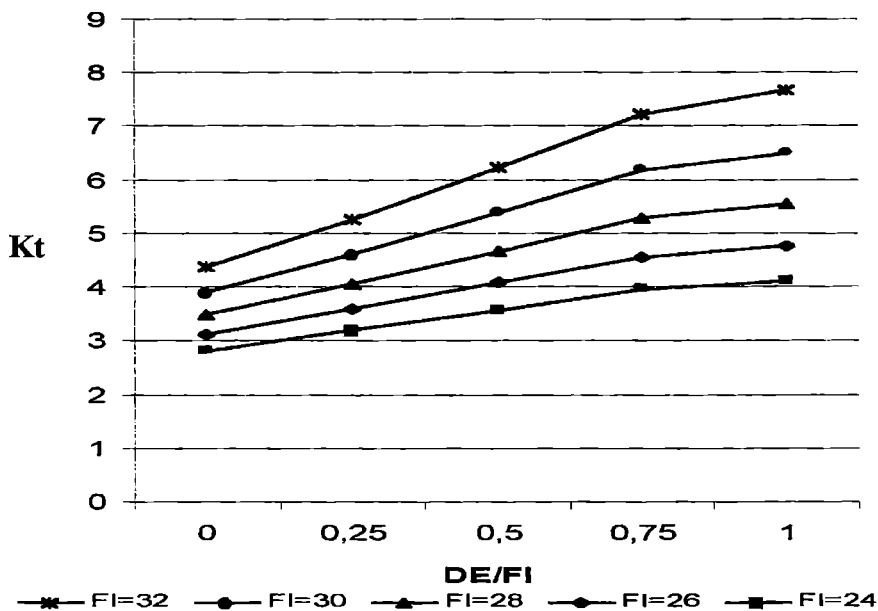


Рис. 8. Зависимость коэффициента трансформации от угла контактного трения при криволинейных поверхностях скольжения

ПОРПОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

Оценивая влияние формы поверхностей скольжения на скорости изменения рассматриваемых параметров бокового давления грунта следует отметить следующее.

Интервал значений как скорости изменения «порога гравитации», так и скорости изменения коэффициента трансформации при использовании криволинейных поверхностей скольжения сужается. Так, если увеличение скорости изменения «порога гравитации» в интервале отношения δ/ϕ от 0 до 1 при плоских поверхностях скольжения составляло 24%, то при криволинейных поверхностях скольжения рост скорости изменения рассматриваемого параметра составил 15%. В отношении коэффициента трансформации можно отметить, что если увеличение скорости его изменения в интервале отношения δ/ϕ от 0 до 1 при плоских поверхностях скольжения составляло 29%, то при криволинейных поверхностях скольжения рост скорости изменения рассматриваемого параметра составил 20%.

Как известно, значения распорного (активного) давления, вычисленные при плоских и криволинейных поверхностях скольжения отличаются незначительно, а значения отпорного (пассивного) давления получаются более точными (т.е. более соответствующими опытными данным) при использовании криволинейных поверхностей скольжения. В связи с этим представляется целесообразным рекомендовать при оценке давления грунта в состоянии покоя (как «предраспорного», так и «предотпорного»), в том числе таких параметров как «порог гравитации» и коэффициент трансформации, также применять формулы, соответствующие криволинейным поверхностям скольжения.

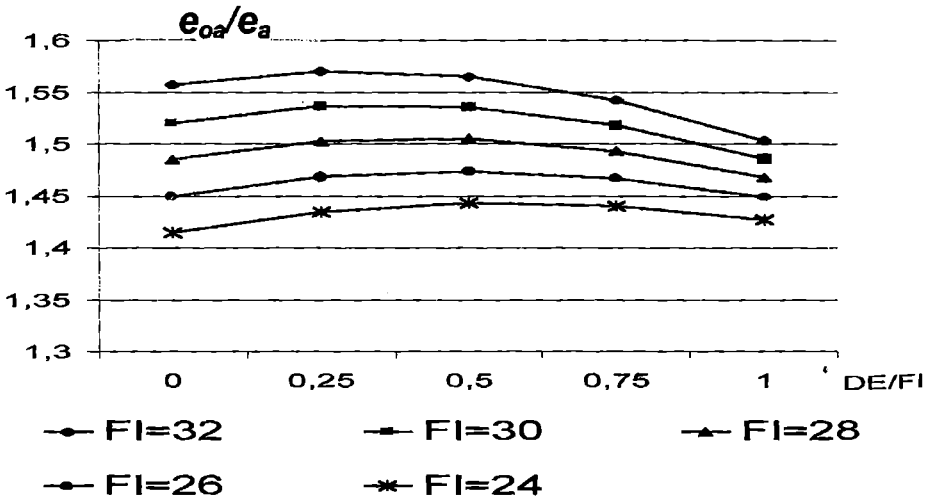


Рис. 9. Соотношение давления покоя и активного при различных углах контактного трения при плоских поверхностях скольжения

**ПОРШНЕВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И
ФУНДАМЕНТЫ**

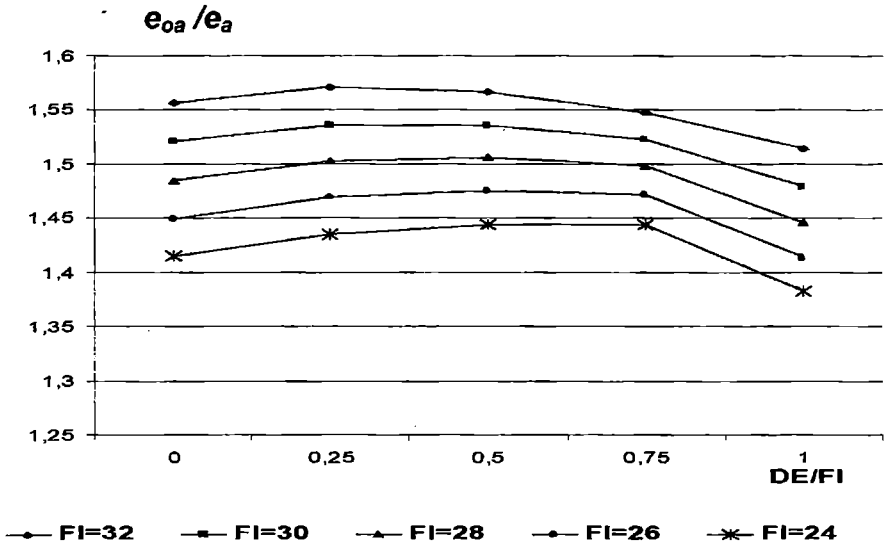


Рис. 10. Соотношение давления покоя и активного при различных углах контактного трения при криволинейных поверхностях скольжения

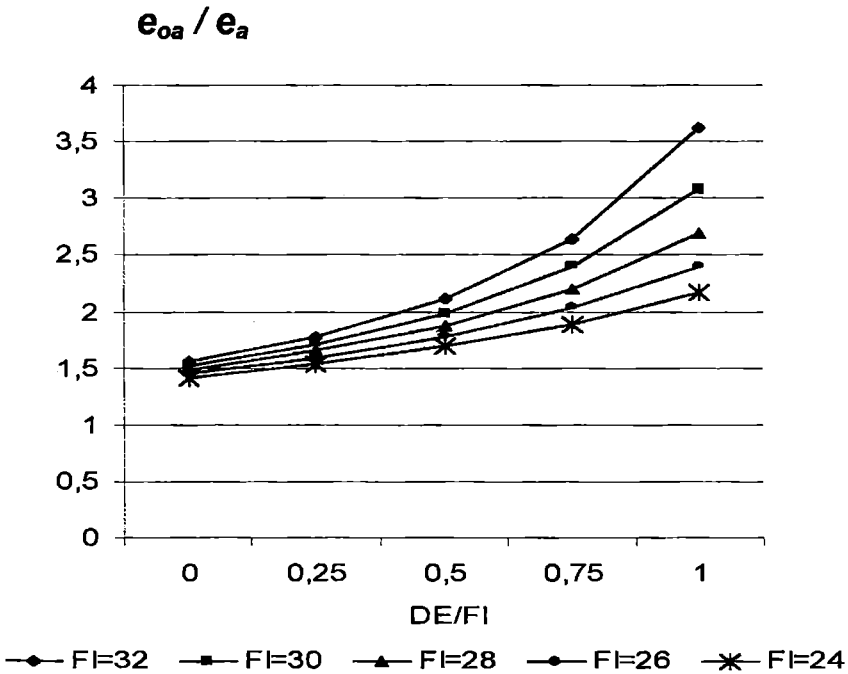


Рис. 11. Соотношение давления покоя и пассивного при различных углах контактного трения при плоских поверхностях скольжения

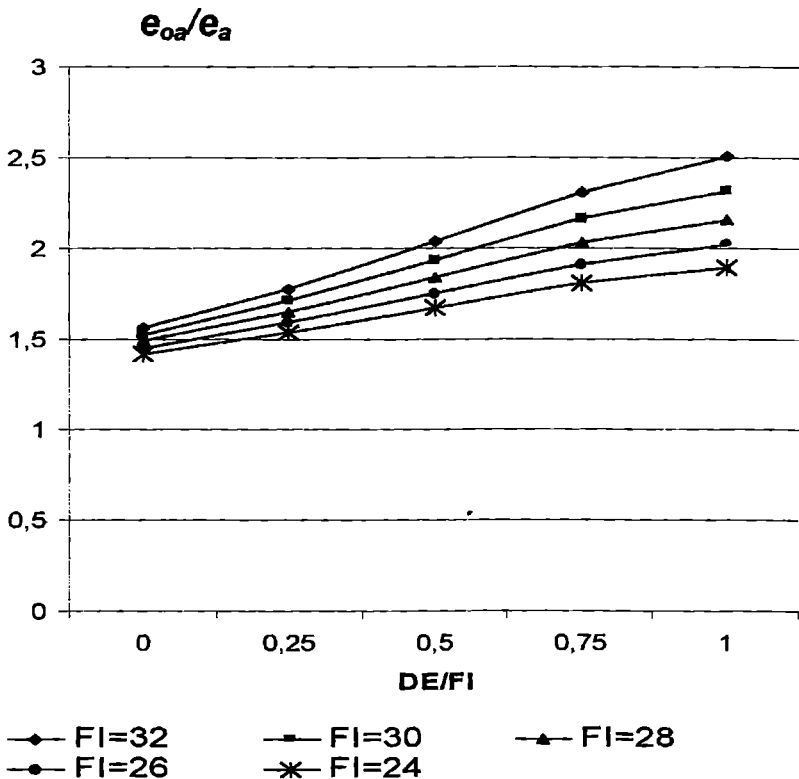


Рис. 12. Соотношение давления покоя и пассивного при различных углах контактного трения при криволинейных поверхностях скольжения

Заключение

Разработанная модель для определения бокового давления грунта в состоянии покоя на подпорную стенку, учитывающая потенциальное перемещение сооружения после приложения к нему внешней нагрузки, позволяет учесть особенности формирования «предраспорного» и «предотпорного» давления грунта. Рассматриваемый эффект наиболее существен при возможности навала подпорной стенки на грунт засыпки и реализации допредельного отпорного давления грунта.

Введенные в рассмотрение и исследованные параметры («порог гравитации» и коэффициент трансформации) позволяют количественно оценить различия между «предраспорным» и «предотпорным» боковым давлением грунта в состоянии покоя.

Как оказалось, в принятом - характерном для рассматриваемых сооружений - интервале исходных данных, отмеченные различия могут составлять сотни процентов в терминах «порога гравитации» (или

ПОРТОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНЦЯ И ФУНДАМЕНТЫ

коэффициента бокового давления грунта) и от трех до восьми раз в терминах коэффициента трансформации.

Отмеченные обстоятельства позволяют существенно повысить точность проектирования и расчета сооружений, включающих жесткие подпорные стенки.

На основе численного моделирования выявлено и изучено качественное и количественное влияние основных исходных данных на величины бокового давления грунта засыпки на подпорную стенку сооружения: угла внутреннего трения засыпки и угла контактного трения. Установлено, что рост обоих углов сопровождается увеличением как «порога гравитации», так коэффициента трансформации. Определены интервалы соответствующих изменений параметров бокового давления грунта. На основе полученных результатов разработаны рекомендации по оптимальному применению расчетных зависимостей и расчетных моделей, используемых при проектировании рассматриваемых сооружений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дубровский М.П., Капюжный А.В. *Определение давление грунта в состоянии покоя с учетом потенциального перемещения подпорной стенки // Вісник ОНМУ. Зб.наук.пр. - Вип. 8. Одеса: ОНМУ, 2002. - С. 78-87.*
2. Омельченко Ю.М., Дубровский М.П., Пойзнер М.Б. *Портовые гидротехнические сооружения, эксплуатируемые в экстремальных условиях. М.: ВНИИОЭНГ, 1991. - 195 с.*
3. Бугаев В.Т., Дубровский М.П., Яковлев П.И., Штефан А.В. *Конструкции сухих доков и их взаимодействие с грунтом. М.: НЕДРА, 2001.- 372 с.*
4. Яковлев П.И. *Взаимодействие гидротехнических сооружений с засыпкой в сейсмических условиях. Учебное пособие, - М.: ЦРИА «Морфлот», 1982. - 64 с.*
5. *Actions in the design of maritime and harbor works. ROM 0.2-90. Maritime works recommendations. General Direction of Ports and Coasts. Ministry of Public Works and Urban Planning. Spain, 1990. - 266 p.*

УДК 624.131

СОВМЕСТНЫЙ РАСЧЕТ ПОДПОРНОЙ СТЕНКИ И ГРУНТОВОЙ СРЕДЫ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

А.В. Гришин, Е.Ю. Федорова

Расчет показанной на рис.1 системы, состоящей из подпорной стенки и грунтовой среды, при статическом нагружении с учетом упругопластических и упруговязкопластических свойств ее материалов рассматривался в работах [1, 2]. В данной статье исследуется эта же система, но под действием одновременно статических и динамических нагрузок. Также учитываются упругопластические свойства грунтового массива и стенки. Такая постановка вызывает целый ряд сложных проблем. Во-первых, в нелинейных задачах нельзя производить раздельный расчет системы только от действия статических, а затем только от динамических нагрузок, и результаты суммировать. Принцип независимости действия сил здесь неприменим. Во-вторых, данный тип конструкций используется в виде причальных или ограждающих сооружений морских портов, поэтому следует учитывать воздействие на них не только грунтовой, но и водной среды. В-третьих, необходимо оценить влияние колебаний стенки на фундаменты близлежащих сооружений, т.е. следует учитывать волновые процессы, происходящие как в грунтовой среде, так и в стенке и фундаментах.

Постановка упруговязкопластических динамических задач рассматривалась в работе [3], поэтому здесь приведем без пояснений только основные исходные уравнения. Используется теория пластического течения с упрочнением [4,5]. В качестве функции нагружения для грунтовой среды применяется условие Кулона-Мора [6], а для стенки и фундамента условие Гениева [7].

Полагаем, что деформации системы происходят при малых удлинениях, сдвигах и углах поворота, поэтому имеет место постулат суммирования приращений упругой и пластической деформации

$$d\varepsilon_{ks} = d\varepsilon_{ks}^{(e)} + d\varepsilon_{ks}^{(p)}. \quad (1)$$

Компоненты тензора приращения деформации связаны с компонентами вектора приращения перемещений соотношениями Коши

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

Компоненты тензора приращения упругой деформации определяются через компоненты тензора приращения напряжений по формуле закона Гука

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

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

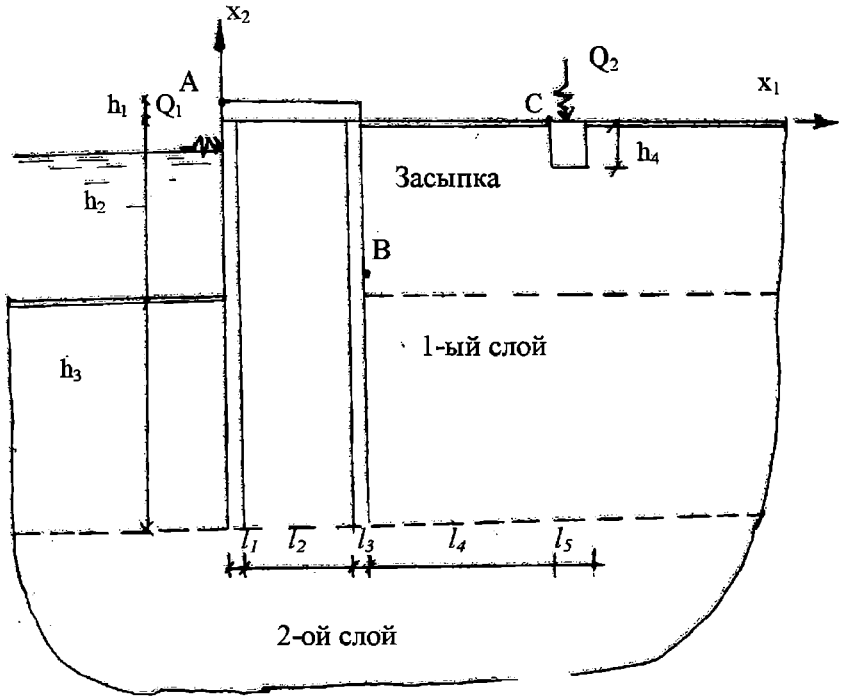


Рис. 1. Расчетная схема

Компоненты тензора приращения пластической деформации в окрестности регулярной точки функции нагружения f определяются из соотношения

$$d\varepsilon_{ks}^{(p)} = d\lambda f_{,\sigma_{ks}}, \quad d\lambda = const \geq 0. \quad (4)$$

Из (1), (3) и (4) после преобразований получаем следующие уравнения состояния системы:

$$\begin{aligned} d\sigma_{ks} &= D_{ksmn}^{(e)} d\varepsilon_{mn}, \quad \text{при } f = 0, \quad d'f \leq 0 \text{ или } f < 0; \\ d\sigma_{ks} &= D_{ksmn}^{(ep)} d\varepsilon_{mn}, \quad \text{при } f = 0, \quad d'f > 0, \end{aligned} \quad (5)$$

где $D_{ksmn}^{(e)}$ - модули упругости;

$$D_{ksmn}^{(ep)} = \left[D_{ksmn}^{(e)} - \frac{f_{,\sigma_{ks}} D_{ksmn}^{(e)} f_{,\sigma_{mn}} D_{ksmn}^{(e)}}{f_{,\sigma_{ks}} D_{ksmn}^{(e)} f_{,\sigma_{mn}} - a f_{,\rho_{II}} f_{,\sigma_{II}}} \right]; \quad (6)$$

$\rho_{ks} = a\varepsilon_{ks}^{(p)}$, a - параметр кинематического упрочнения.

Функция нагружения Кулона-Мора имеет вид

$$\left(\sigma_0 - \frac{\sigma_i}{\sqrt{3}} \sin \psi \right) \sin \varphi + \sigma_i \cos \psi - c \cos \varphi = 0, \quad (7)$$

где σ_0, σ_i, ψ - инварианты тензора напряжений [8].

Функция нагружения Гениева в инвариантной форме записывается так:

$$3(\sigma_c - \sigma_p) \sigma_0 + 3\sigma_i^2 - \sigma_p \sigma_c = 0. \quad (8)$$

Уравнения равновесия системы для момента времени t_n определяются из уравнения принципа виртуальной работы

$$\int_{\Omega} [\delta \varepsilon]^T q d\Omega + \int_{\Omega} [du]^T (\rho \ddot{u} + c \dot{u} - Q) d\Omega - \int_{S_q} [du]^T q ds - \int_{S_p} [\delta u]^T P ds = 0, \quad (9)$$

где ρ - матрица плотности массы системы;

c - матрица демпфирования;

Q - вектор объемных сил;

q - вектор поверхностных сил;

P - вектор давления жидкой среды;

$S = S_u \cup S_q \cup S_p$ - поверхность системы.

На S_u заданы перемещения

$$\mathbf{u}|_{S_u} = 0(u_0). \quad (10)$$

Уравнение неразрывности деформации для невязкой и несжимаемой потенциальной жидкой среды через гидродинамическое давление P записывается в виде

$$P_{,kk} = \Delta P = 0. \quad (11)$$

На основании теоремы Эйлера [9] уравнению (11) можно дать вариационную формулировку, из которой следует, что это уравнение и граничное условие

$$P_{,nk}|_{S_p} = -\rho \ddot{u}_{nk}, \quad (12)$$

которое определяет непроницаемость жидкости на границе со стенкой, эквивалентно требованию минимизации функционала

$$V(P) = \int_{\Omega} (P^2_{,x_1} + P^2_{,x_2}) d\Omega - \frac{1}{2} \int_{S_p} \rho P^2 ds. \quad (13)$$

Описание дискретизации исходных уравнений системы при помощи метода конечных элементов изложено в [3]. В результате ее применения к приведенным выше уравнениям в момент времени t_n , получаем в матричной форме следующее уравнение движения:

$$M\ddot{\delta}_n + C\dot{\delta}_n + K(\delta)\delta_n = Q_n + F_n, \quad (14)$$

где M - матрица масс;

C - матрица демпфирования;

$K(\delta)$ - матрица жесткости;

δ_n - вектор узловых перемещений системы;

Q_n - вектор заданной нагрузки;

F_n - вектор давления жидкости, который преобразуется к виду

$$F_n = \frac{1}{\rho} [h]^T P_n, \quad (15)$$

где h - граничная матрица масс жидкости на S_p .

В результате минимизации функционала (13) для жидкой среды в момент времени t_n , получаем следующее матричное уравнение:

$$HP_n + h\ddot{\delta}_n = 0, \quad (16)$$

где H - матрица жесткости жидкой среды, полученная суммированием подматриц жесткости элементов, на которые эта среда разбивается.

Из (16) определяем P_n , которое подставляем в (15), а затем результат в (14) и окончательно получаем

$$\left(M + \frac{1}{\rho} [h]^T [H]^{-1} h \right) \ddot{\delta}_n + C\dot{\delta}_n + K(\delta)\delta_n = Q_n, \quad (17)$$

где $\frac{1}{\rho} [h]^T [H]^{-1} h$ является матрицей присоединенных масс жидкости.

Для решения уравнения (17) использовался безусловно устойчивый прямой метод, реализованный по неявной модифицированной схеме Ньюмарка. Алгоритм этого метода изложен в [3].

Для численной реализации рассмотренной выше методики решения упруговязкопластических задач в системе Delphi был разработан программный комплекс, который включает в себя решение динамических задач при одновременном действии как статических, так и динамических нагрузок с учетом присоединенных масс жидкой среды. Эти вопросы исследовались, например, в работах [10, 11] в основном от действия

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

сейсмических нагрузок. При этом задавались различные перемещения стенки, и определялось действующее на нее гидродинамическое давление жидкости, т.е. использовался такой же подход, как и в случае определения давления на стенку грунтовой среды по теории предельного напряженного состояния.

Однако действительное перемещение стенки является искомой величиной и не представляется возможным заранее предсказать его величину для различных сочетаний действующей нагрузки.

В настоящей работе перемещения грунтовой и водной среды совместно со стенкой определяются из расчета без дополнительных гипотез об их движении.

Рассмотрим применение указанной методики для конкретного числового примера. Пусть заданы: $h_1 = 0,8$ м; $h_2 = h_3 = 12$ м; $h_4 = 2$ м; $l_1 = l_3 = 0,6$ м; $l_2 = 6$ м; $l_4 = 10$ м; $l_5 = 2$ м. Верхний слой грунта имеет следующие характеристики: $E_{01} = 40$ МПа; $\mu = 0,4$; $c = 0,06$ МПа; $\varphi = 26^\circ$. Для нижнего слоя: $E_{02} = 60$ МПа; $\mu = 0,3$; $c = 0,08$ МПа; $\varphi = 30^\circ$. Бетон стенки и фундамента имеют следующие характеристики: $E = 30000$ МПа; $\mu = 0,2$; $\sigma_p = 1,7$ МПа; $\sigma_c = 17$ МПа.

Вначале рассмотрим случай, когда отсутствует водная среда и действует только динамическая импульсная нагрузка Q_1 . Программным путем область системы разбивалась на 290 элементов с 945 узлами. Время действия нагрузки $t_q = 10$ сек. Временной отрезок, на котором рассматриваются колебания системы, $T = 40$ сек. Временной интервал $\Delta t = 0,02$ сек., а их общее количество равно 2000. Параметры затухания колебаний грунтовой среды равны $\alpha = 0$; $\beta = 0,005$. Интенсивность нагрузки равна 0,4 МПа.

На рисунках 2 и 3 приведены эпюры изменения во времени перемещений u_1 и u_2 точки A , показанной на рисунке 1. Реакцию системы можно разбить на две фазы: первая – нагружение при $0 \leq t \leq t_q$, вторая – свободные колебания при $t_q < t \leq T$. Наибольшие перемещения наблюдаются на первой фазе, они равны $u_1^{\max} = 1.168$ см, $u_2^{\max} = 0.197$ см. Переход во вторую фазу осуществляется скачком, а затем происходят затухающие свободные колебания. Верхняя часть стенки на первой фазе перемещается вправо и вверх. Был рассмотрен случай, когда $t_q = T$. Здесь наблюдаются плавные затухающие колебания на всем временном отрезке $[0, T]$. При этом, если сравнить полученные эпюры с приведенными на рис. 2 и 3, то можно отметить, что для $t \leq t_q = 10$ сек. соответствующие

участки эпюр u_1 и u_2 точно совпадают. Поэтому, если представляют интерес только значения амплитуд колебательного процесса, то для их определения при любом $t_q \leq T$ можно воспользоваться эпюрами перемещений, построенными для $t_q = T$. В этом случае необходимо отложить на горизонтальной оси величину t_q и рассматривать только левую часть изображенных графиков. Следовательно, нет необходимости

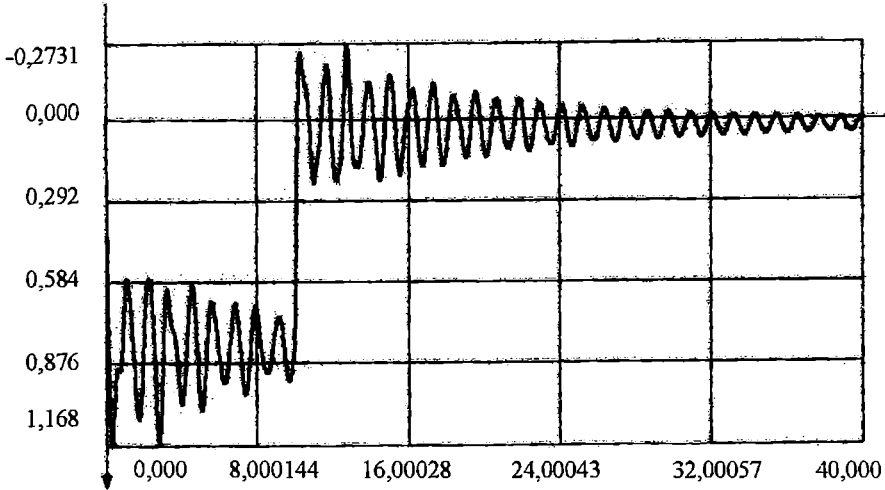


Рис. 2. Эпюра перемещений u_1 точки А от нагрузки Q_1

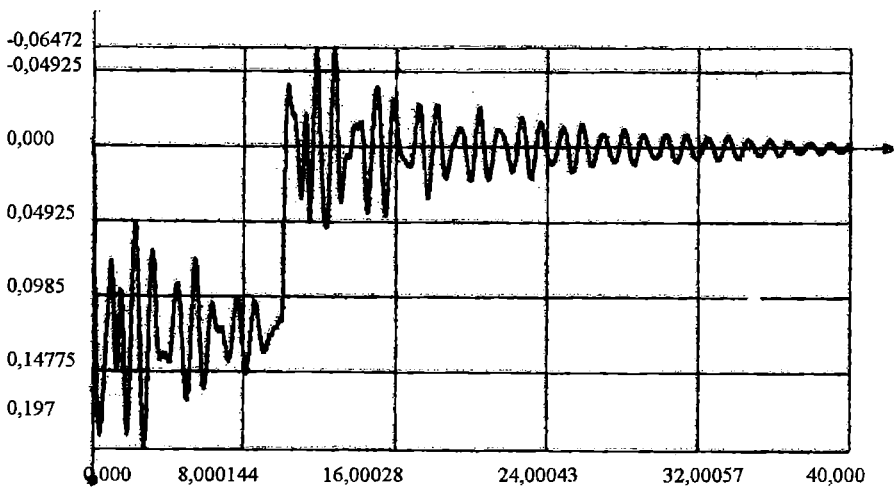


Рис. 3. Эпюра перемещений u_2 точки А от нагрузки Q_1

ПОРШОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

производить вычисления для каждого t_q , достаточно иметь решение только для $t_q = T$.

Следует также отметить, что наибольшие перемещения возникают вначале почти сразу же после приложения, а затем после снятия нагрузок. Так, амплитуда колебаний значительно меньше для t , близких слева, чем для t , близких справа к t_q , т.е. увеличивается сразу же после прекращения действия нагрузки.

На рис. 4 и 5 приведены эпюры изменения во времени напряжений σ_{11} и σ_{12} (размерность 10 МПа) в точке B грунтового массива. Здесь наблюдается точно такая же картина, что и для рассмотренных выше перемещений. Поэтому все сказанное о перемещениях относится и к напряжениям.

Волновые процессы, возникающие в стенке от действия импульсной нагрузки Q_1 , воздействуют через грунтовую среду на фундамент и вызывают его колебания. Предложенная методика позволяет учесть указанное явление. На рис. 6 и 7 приведены эпюры изменения во времени перемещений u_1 и u_2 точки C , расположенной на фундаменте и показанной на рисунке 1. Если сравнить эти колебания с колебаниями точки A , то по форме есть различия только для эпюр u_2 . В данном случае в начале действия нагрузки Q_1 происходит незначительный подъем фундамента на $u_1 = 0,094$ см, а затем его постепенное опускание. Поэтому на графике рисунка 7 нет резкого скачка в перемещениях при $t = t_q = 10$ сек, как это наблюдается в эпюре u_1 . Максимальные перемещения точки C на первой фазе нагружения уменьшились соответственно для u_1 с 1,168 см до 0,604 см, т.е. в 1,94 раза и u_2 с 0,197 см до 0,0904 см, т.е. в 2,18 раза. В это же время максимальный размах колебаний уменьшился для u_1 только в 1,06 раза, а для u_2 в 1,57 раза.

Пусть на фундамент действует гармоническая распределенная вертикальная нагрузка $Q_2 = a \sin \omega t$ при $a = 0,1$ МПа и $\omega = 60$ рад/сек. На рис. 8 и 9 приведены эпюры изменения во времени перемещений u_1 и u_2 точки A . Следует отметить, что наибольшие горизонтальные и вертикальные перемещения наблюдаются в начальный момент времени приложения нагрузки, затем происходит стабилизация их колебаний с амплитудами $a_1 \approx 0,02$ см и $a_2 \approx 0,01$ см. Максимальные амплитуды колебаний u_1 и u_2 превосходят эти значения соответственно в 2,79 и в 3,81 раза. При вертикальной нагрузке наибольшими являются амплитуды горизонтальных колебаний. Это также подтверждается наблюдениями за

ЛОРЛЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

колебаниями на экране дисплея. Наиболее активными оказываются горизонтальные перемещения в областях грунтового массива, примыкающих к его граничной поверхности по обе стороны от стенки.

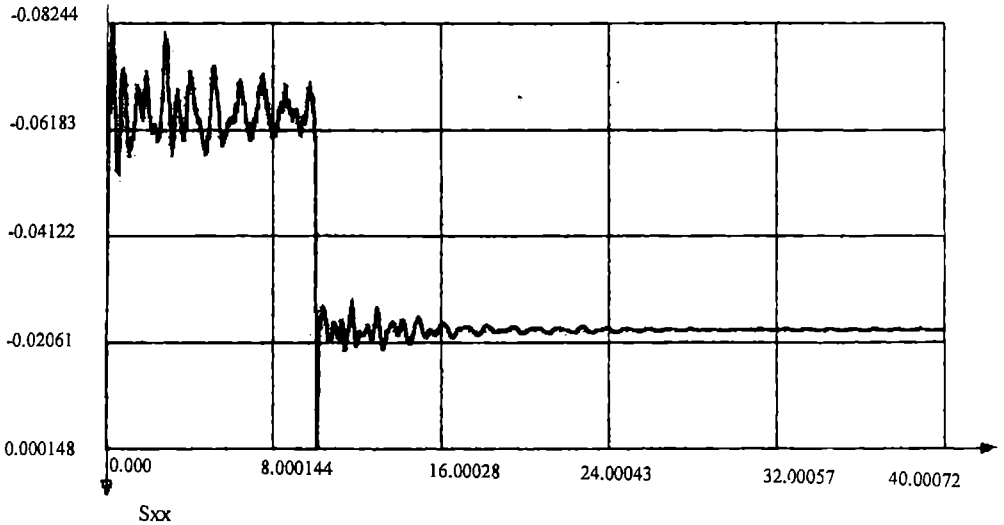


Рис. 4. Эюра напряжений σ_{22} в точке В от нагрузки Q_1

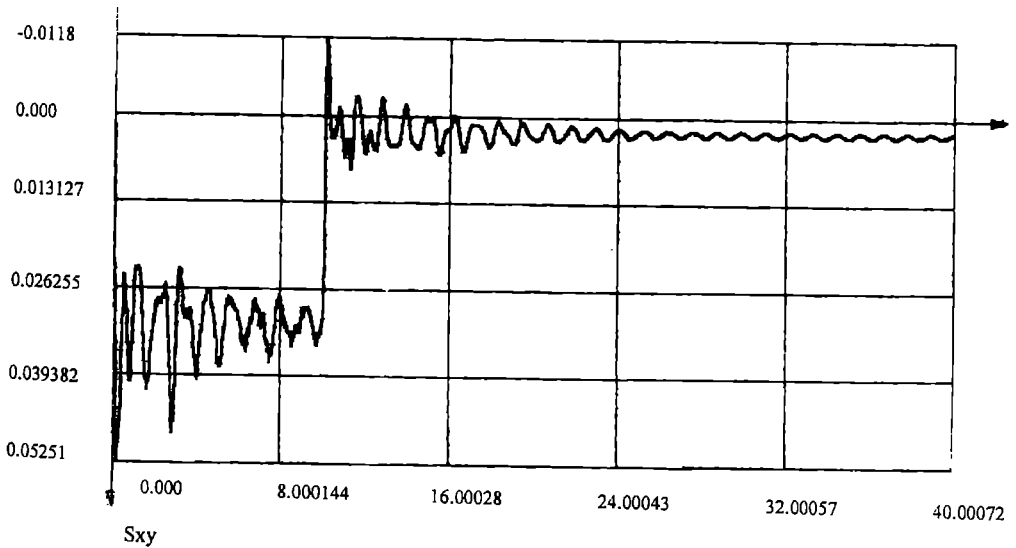


Рис. 5. Эюра напряжений σ_{12} в точке В от нагрузки Q_1

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНЦЯ И
ФУНДАМЕНТЫ

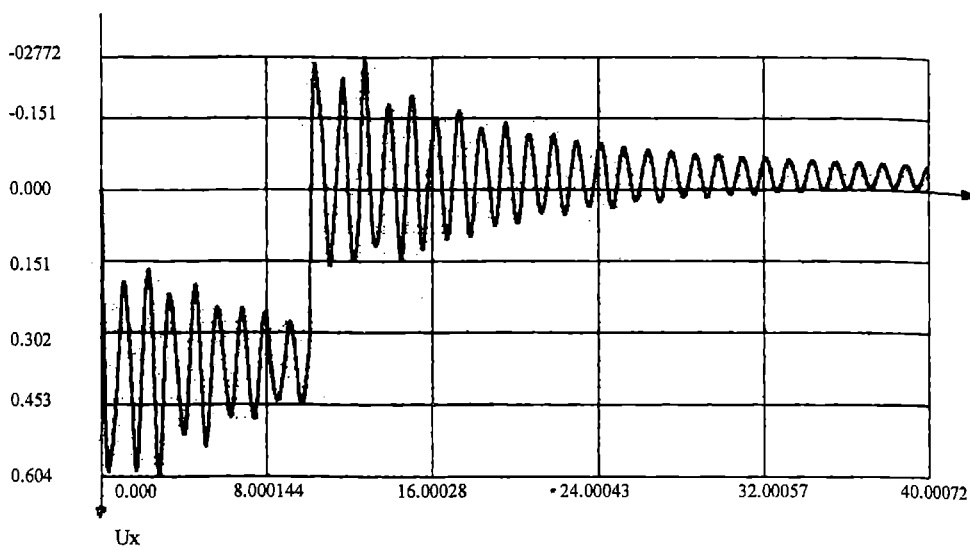


Рис. 6. Эюра перемещений u_1 точки С от нагрузки Q_1

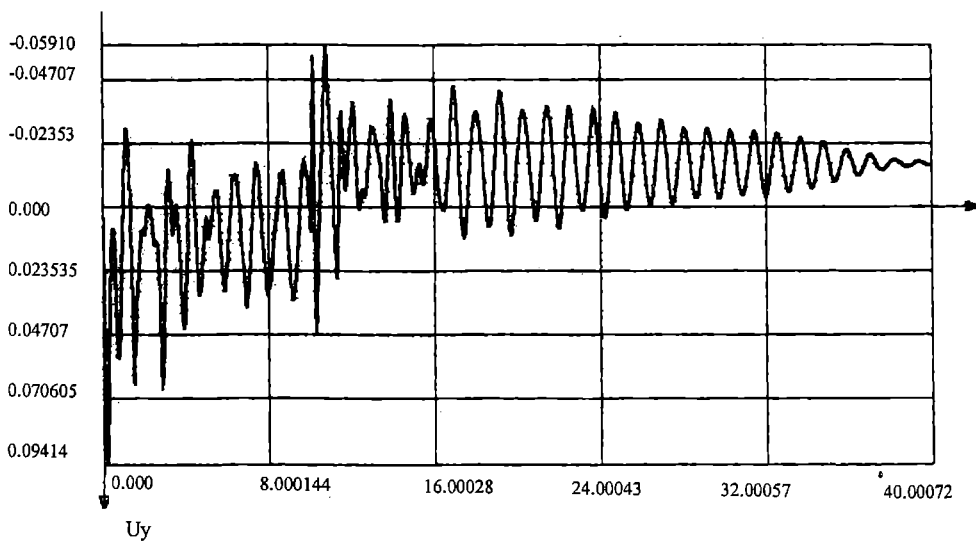


Рис. 7. Эюра перемещений u_2 точки С от нагрузки Q_1

ПОРШНЕВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И
ФУНДАМЕНТЫ

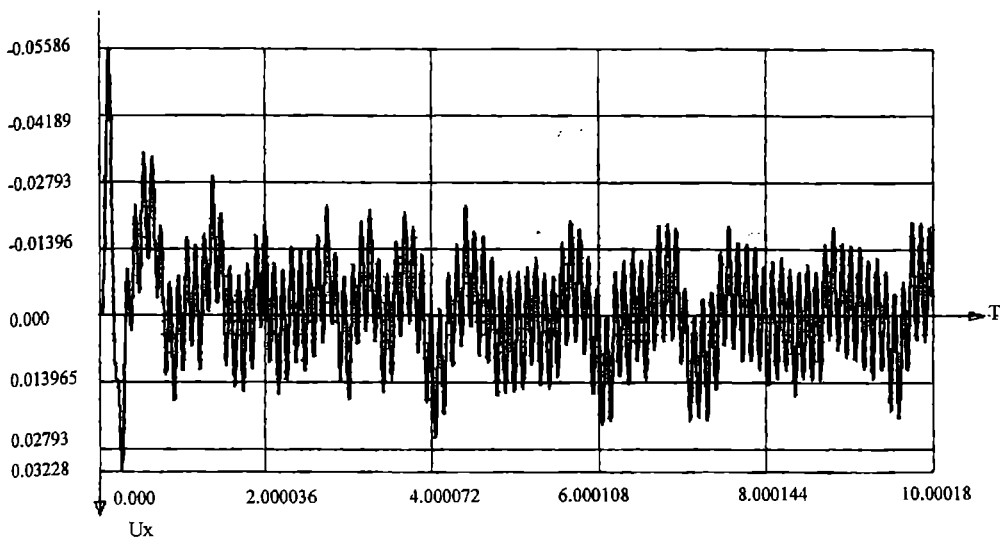


Рис. 8. Эпюра перемещений u_1 точки A от нагрузки Q_2

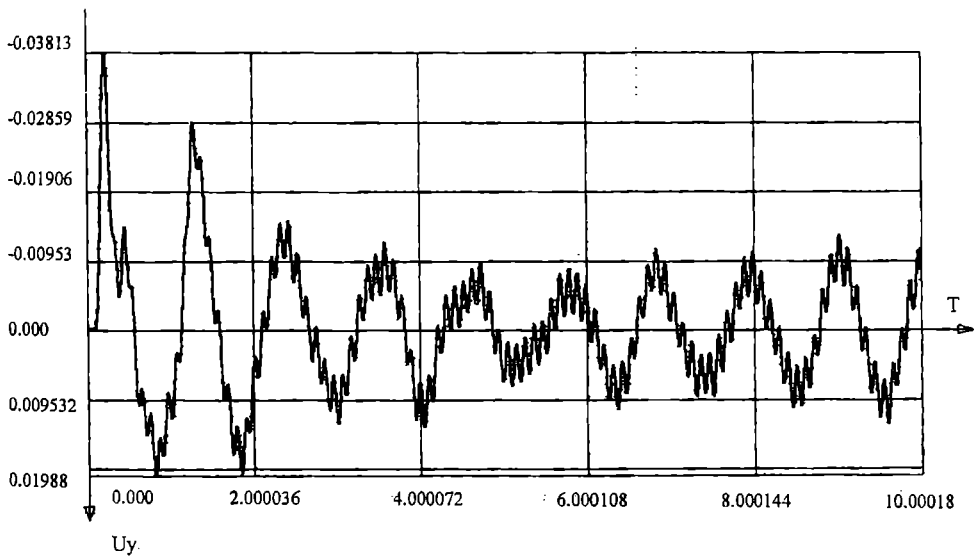


Рис. 9. Эпюра перемещений u_2 точки A от нагрузки Q_2

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

Вертикальные перемещения точек более замедленные и они быстрее затухают с глубиной.

Был рассмотрен случай действия горизонтальной гармонической нагрузки, приложенной к верхней поверхности фундамента при тех же значениях параметров a и ω . Наибольшие горизонтальные перемещения u_1 увеличились в 2,2 раза, а вертикальные только в 1,07 раза. В остальном значительных изменений не наблюдалось.

Все предыдущие примеры не учитывали влияние водной среды на колебательные процессы системы. Пусть глубина водоема слева от стенки системы составляет 10 м. На стенку действует горизонтальная импульсная нагрузка интенсивностью 0,4 МПа при $t_q = 10$ сек. В этом случае решение задачи усложняется, так как приходится решать уравнение (17), которое учитывает матрицу присоединенных масс водной среды и производить дискретизацию на конечные и бесконечные элементы области, занимаемой жидкостью. Результаты решений показали, что максимальные горизонтальные перемещения точки A изменились только на 2,2%, а напряжения σ_{11} в точке B на 4,9%. Это видимо, вызвано малыми колебаниями стенки и влиянием грунтовой среды, которое является преобладающим в этом процессе.

Обычно конструкция или сооружение может подвергаться динамическому воздействию в период возведения или эксплуатации, когда уже действуют статические нагрузки. Следовательно, колебания происходят при ранее возникших перемещениях, напряжениях и уже появившихся пластических областях. Поэтому динамический расчет необходимо выполнять с учетом перечисленных выше факторов. Это очень усложняет решение, так как требуется предварительно произвести упругопластический статический расчет, который сам по себе является достаточно трудоемким. Программный комплекс позволяет решать задачи, когда последовательно действуют статические и динамические нагрузки.

Рассмотрим предыдущий пример, когда на фундамент действует вертикальная, но статическая нагрузка интенсивность 0,001 МПа, и стенка испытывает статическое воздействие от собственного веса грунтовой среды. Затем к стенке прикладывается импульсная горизонтальная нагрузка интенсивностью 0,4 МПа, которая через 10 сек. снимается. На рис. 10 и 11 приведены эпюры изменения во времени перемещений u_1 точки A и напряжений σ_{11} в точке B . Если их сравнить с эпюрами, показанными на рисунках 2 и 4, то можно отметить, что от статических нагрузок произошли существенные горизонтальные перемещения и в точках системы возникли напряжения, которые привели к образованию

ПОРПЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

пластических зон в грунтовом массиве. От действия статических нагрузок система переместилась вниз и влево. Динамическая нагрузка вызывает на фазе нагружения обратные перемещения. При снятии динамической нагрузки происходят свободные затухающие колебания системы около положения ее статического равновесия. Так, при действии динамической

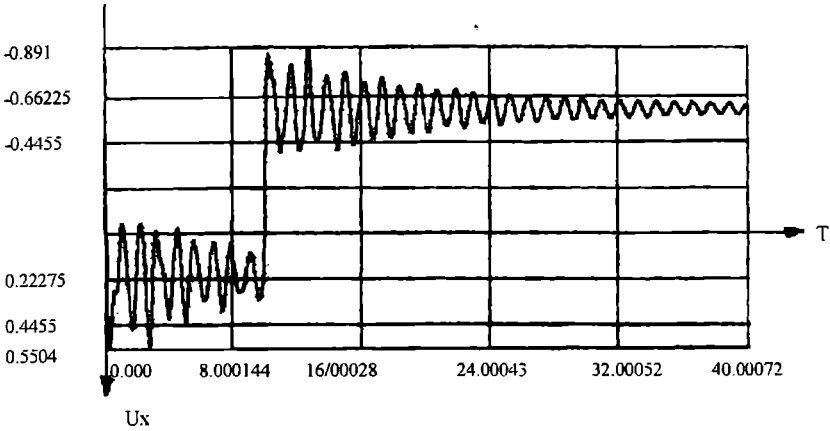


Рис. 10. Эюра перемещений u_1 в точке А от действия статической и динамической нагрузок

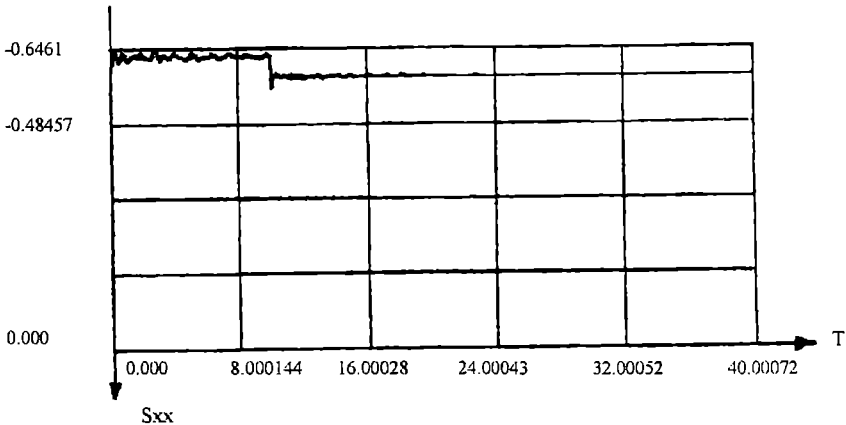


Рис. 11. Эюра напряжений σ_{22} в точке В от действия статической и динамической нагрузок

нагрузки максимальные горизонтальные перемещения точки A составили 0,5504 см, а при ее снятии они стали равными $-0,891$ см. Максимальные напряжения σ_{11} в точке B при динамическом нагружении были равными $-0,0646$ МПа, а при ее снятии уменьшились до $-0,0551$ МПа.

Из приведенных примеров видно, что изменение жесткостных характеристик материалов системы от воздействия на неё статических нагрузок должно учитываться в динамических упругопластических расчетах. Предложенная методика и программный комплекс позволяют решать различные контактные задачи при действии как статических, так и динамических нагрузок с учетом указанных выше факторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришин А.В., Федорова Е.Ю. Совместный расчет подпорной стенки и деформируемой среды при сложном статическом нагружении//Вісник Одеського державного морського університету. - 2001. № 7. - С. 122-130.
2. Гришин А.В., Федорова Е.Ю. Совместный расчет подпорной стенки и деформируемой среды с учетом упруговязкопластических свойств их материала//Вісник Одеського національного морського університету. - 2002. № 8. - С. 64-77.
3. Гришин А.В. Взаимодействие тонкой подпорной стенки с грунтовой средой при их динамическом нагружении//Вісник Одеського державного морського університету. 2001.- № 6. - С. 97-113.
4. Ивлев Д.Д., Быковцев Г.И. Теория упрочняющегося пластического тела. – М.: Наука, 1971. – 231 с.
5. Пэжина П. Основные вопросы вязкопластичности. – М.: Мир, 1968. – 392 с.
6. Фадеев А.Б. Метод конечных элементов в геомеханике. – М.: Недра, 1987.–221 с.
7. Гениев Г.А., Киссюк В.Н., Тюпин Г.А. Теория пластичности бетона и железобетона. – М.: Стройиздат, 1974. – 316 с.
8. Новожиллов В.В. Теория упругости. – Л.: Судпромгиз, 1958. – 316 с.
9. Zienkiewicz O.C. The finite element method. – Mcgraw - Hill, 1986. – 787 p.
10. Кульмач П.П. Гидродинамика гидротехнических сооружений. – М.: Изд. АН СССР, 1963. – 191 с.
11. Шульман С.Г. Расчеты сейсмостойкости гидросооружений с учетом влияния водной среды. – М.: Энергия, 1976. – 336 с.

УДК 624.131

**СТРУКТУРНЫЕ МОДЕЛИ ГРУНТОВЫХ ОСНОВАНИЙ С
АНОМАЛЬНО ЗАМЕДЛЕННОЙ КОНСОЛИДАЦИЕЙ**

В.Г. Черный, Г.И. Черный

Процессы консолидационного уплотнения грунтовых оснований имеет большое практическое значение. После завершения этих процессов прекращается осадка возведенных на них оснований зданий и сооружений, а также в значительной мере снижается опасность аварийного выпора грунта. Обычно длительность этих процессов, в зависимости от фильтрационных свойств грунтов, длится от 2–3 месяцев до 2–3 лет.

Однако за последние десятилетия, когда значительно расширилось использование при строительстве гидротехнических сооружений, зданий атомных и тепловых электростанций, металлургических заводов, других крупных промышленных объектов фундаментных плит больших размеров, выяснилось, что консолидационное уплотнение грунтов под этими плитами протекает во много раз медленнее, чем под фундаментами других типов. Наиболее значительно замедляется оно при сочленении плит в блоки площадью в тысячи и десятки тысяч квадратных метров.

Еще более существенно, что в водонасыщенном состоянии некоторые грунты, такие как илы, мелкозернистые пылеватые пески или супеси не уплотняются на протяжении десятилетий. Нами рассмотрены причины аномального замедления консолидации таких грунтовых оснований при значительной площади нагружения, изучено протекание аварийного выпора неуплотненной обводненной грунтовой массы в этих условиях и определены модели, описывающие деформирование этой массы. Отметим, что они отличны от обычно применяемой модели Кулона-Мора, а протекание выпора при их применении происходит по схемам иным, чем схема Прандтля.

При сочленении больших фундаментных плит в блоки, площадью в тысячи и десятки тысяч квадратных метров отдельные плиты разделены узкими деформационными швами, но водоупорные свойства блоков они снижают мало. Блок препятствует оттоку грунтовых вод вверх, вследствие чего одномерная консолидация грунта, основу которой составляет этот отток, неосуществима. А если на небольшой глубине залегает слой водонепроницаемого грунта, осложняется и пространственная консолидация, при которой отток идет, в основном, по горизонтали.

Наибольшее значение это имеет, если под плитами залегают водонасыщенные или близкие к этому илы, мелкозернистые пылеватые пески или супеси, что типично для оснований равнинных гидротехнических сооружений и прибрежных промышленных зданий. По достижению критического уровня нормальных напряжений $R_{кр}$ частицы

ГОРЯЧЕЕ СООУЖЕНИЕ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

их скелета теряют между собой контакты, давление воспринимает вода и плавунная грунтовая масса обретает свойства жидкости. Согласно гидростатическому закону касательных напряжений в ней нет, а компоненты нормальных равны:

$$\tau = 0, \quad \sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = q + \lambda h; \quad \text{при } q + \lambda h \geq p_{кр}, \quad (1)$$

где q – давление фундамента, λ – плотность грунта;

h – глубина данной точки.

В инженерной геологии это именуется тиксотропным разжижением грунта. При вибропогружении свай используют обретение грунтом свойств жидкости, когда сумма нагрузок от импульса вибрационной волны и веса сваи достигает уровня $p_{кр}$. В песках и илах при полном водонасыщении уровень $p_{кр}$ может достигаться и под фундаментными плитами, где боковая разгрузка напряжений меньше, чем под другими фундаментами.

Согласно условию Кулона-Мора предельный уровень касательных напряжений растет с ростом нормальных, по экспериментальным данным [1, 3] в обводненных грунтах их рост прекращается на уровне $\sigma_n = p_0$, ниже упомянутого критического уровня $p_{кр}$ ($p_0 < p_{кр}$). Далее, при $p_0 < \sigma_n < p_{кр}$ огибающая кругов Мора $\tau \sim \sigma_n$ убывает, достигая оси абсцисс при $\sigma_n = p_{кр}$. В.Н. Николаевский на основе экспериментов ряда исследователей, считая это объемным пластическим течением обводненных грунтов, горных пород и пористых материалов, именуется нисходящую ветвь $\tau \sim \sigma_n$ областью уменьшения объема или затекания пор (в отличие от роста объема при дилатансии) [2]. Это не совсем оправдано, так как при разжижении грунта его объем может оставаться неизменным.

При линеаризации нисходящей ветви $\tau \sim \sigma_n$ функцией $|\tau| = \sigma_n \operatorname{tg} \varphi^* + C^*$ коэффициент $\operatorname{tg} \varphi^*$ отрицателен ($\varphi^* < 0$), а величина C^* много больше обычной ($C^* \gg C$). Видимо, на нисходящей ветви физический смысл этих коэффициентов иной, чем на восходящей.

Нижняя (по аргументу σ_n) граница нисходящей ветви (первый предел нормальных напряжений p_0), где $\operatorname{tg} \varphi = 0$, $|\tau| = \max$, в суглинках степени влажности 0,75 достигался при нормальных напряжениях 0,8–0,9 МПа, в глинах степени влажности 0,7–0,9 – при 1,0 МПа [1]. В испытанных нами по той же методике мелкозернистых пылеватых песках оснований зданий Чернобыльской АЭС, степени влажности 0,85, эти напряжения были равны 1,03 МПа. Результаты испытаний (графики φ – p и τ – σ_n) приведены на рис.1 и 2.

Нормальные напряжения верхней границы нисходящей ветви $\tau \sim \sigma_n$ (по [1] – второго предела нормальных напряжений $p_{кр}$), где касательных

ГОРБОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

напряжений уже нет ($\tau=0$), в связных грунтах степени влажности 0,7-0,8 составляли около 3 МПа, в мелкозернистых песках и илах степени влажности 0,99-1,0 они могут снижаться до 1 МПа.

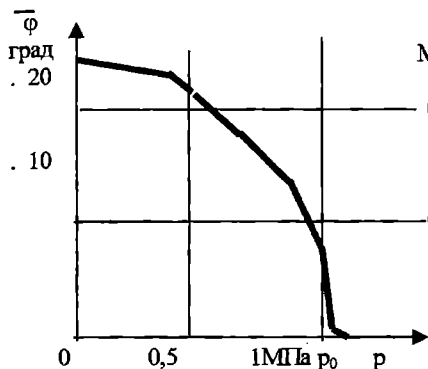


Рис. 1. Зависимость φ - p песков
ЧАЭС

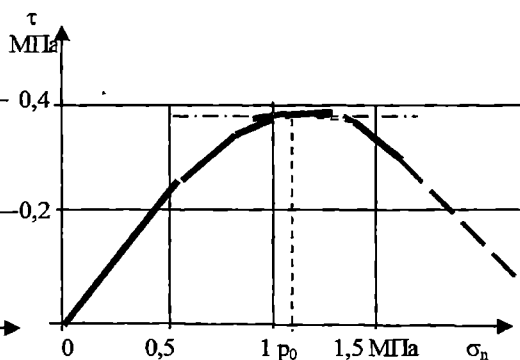


Рис. 2. Зависимость τ - σ_n песков
ЧАЭС

Возможностью разжижения грунта под фундаментами обычно пренебрегают, так как при малой площади нагружения оно несущественно, но при большой площади фундаментных плит его игнорировать нельзя. Рассмотренная ниже осадка зданий Чернобыльской АЭС длится много десятилетий, что закономерно, так как по данным Горбунова-Посадова и Маликовой осадка возведенных на плитах зданий всегда идет очень медленно. Замедление связано с разжижением водонасыщенного грунта. Плавное снижение угла внутреннего трения обводненных грунтов с ростом нормальных напряжений за пределом p_0 доказывает, что тиксотропное разжижение не происходит внезапно, на уровне напряжений предела $p_{кр}$, а медленно нарастает. Снижение φ и τ отражает процесс постепенного перехода во взвешенное состояние частиц скелета. Он при $\sigma_n=p_0$ начинается со всплытия самых мелких пылеватых частиц, завершается при $\sigma_n=p_{кр}$ всплытием всех частиц, а консолидация начинает замедляться при частичном разжижении грунта, когда всплывают лишь самые мелкие частицы. Двигаясь с водой из областей высоких в области низких напряжений они закупоривают поры, замедляя этим отток воды и процесс консолидации. Замедление пропорционально длине пути потока, поэтому заметным становится при большой площади нагружения грунтового массива.

Замедление консолидации грунта под фундаментными плитами больших размеров и осадки в СНиПе на основания и фундаменты промышленных и гражданских зданий и сооружений [4] не учитывается. В СНиПе на гидротехнические сооружения [5] оно учтено снижающим коэффициентом, вводимым при ширине фундамента больше 20 м или

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАННЯ И ФУНДАМЕНТЫ

площади больше 500 м². Но метод его определения, путем сравнения осадок разных штампов, учесть разжижение не может. При малой площади штампов (до 2 м²) за счет бокового перемещения грунта напряжения снижаются, и оно не происходит, в отличие от испытаний по методике [1], где боковое расширение и отток воды блокированы.

Рассмотрим замедление осадки на примере зданий Чернобыльской АЭС. Фундаментные плиты зданий 3-го и 4-го блоков, машинного зала и др. сочленены в блок, длиной более 200 м, шириной 120 м, площадью до 30 тыс. м². Основание, если исключить слой песка качественной засыпки, до глубины 25 м сложено обводненными пылеватými песками разных фаций. Их подстилает относительный водоупор - слой 8-9 метров мергелистой глины, ниже вновь залегают водонасыщенные пески. Нагрузка на грунт - от 0,4 до 0,6 МПа, в том числе 4-го блока - в среднем 0,56 МПа. Осадка 4-го блока, рассчитанная по СНиПу [3], составила 33,75 см, что в 10 раз больше реальной за 15 лет геодезических наблюдений, равной 3-3,5 см. По СНиПу на гидротехнические сооружения [4] расчетное время завершения осадки - 200 лет, а расчетная осадка со снижающим коэффициентом - 113 мм. Это больше реальной в 3 раза, что закономерно при превышении принятых при определении снижающего коэффициента критериев размеров фундамента, первого - в 6, второго - в 60 раз.

При испытаниях грунта (см. рис. 1, 2) нагрузка 0,56 МПа, равная давлению фундамента, привела к снижению угла внутреннего трения на 30%, следовательно, уже под плитой произошло разупрочнение и частичное разжижение грунта, обусловленное всплыванием мелких пылеватых частиц. Их оказалось достаточно, чтобы закупорить поры и в несколько раз снизить консолидацию и скорость осадки здания. На глубине 25 м давление под центром плиты превысило 1 МПа, т.е. достигло предела p_0 , где $\varphi=0$. Здесь консолидация была блокирована еще более существенно, но перепад давления в горизонтальном направлении был невелик, поэтому выпор произойти не мог.

Этот пример показывает, что консолидация обводненных грунтов под большими фундаментными плитами замедляется в силу сочетания свойств этих грунтов и условий нагружения. Уплотненное грунтовое ядро в нормативные сроки не образуется, грунт не уплотняется, а при критическом давлении переходит в пльвунное состояние, когда вода может двигаться лишь вместе с частицами грунта. При недостаточном для выпора давлении здание находится на неуплотненном основании весьма долго и в этот период представляют опасность даже небольшие сейсмические толчки. При отсутствии ядра уплотнения и изменении с ростом нормальных напряжений коэффициентов φ и C , выпор не может идти по схеме Прандтля, используемой в расчетах фундаментов по первому предельному состоянию. С приближением нормальных напряжений к p_0 реализуется схема Хилла [7], а далее - три другие описанные ниже схемы.

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАННЫЕ И ФУНДАМЕНТЫ

На рис. 3 А схема Прандтля приведена, отвечающая линеаризованной восходящей ветви огибающей кругов Мора $\tau\text{-}\sigma_n$, с ядром уплотнения ABC под фундаментом, где площадки скольжения отклонены от большего главного вектора напряжения на угол $\phi = \pi/4 - \varphi/2$. В окрестностях предела p_0 может реализоваться несколько отличающаяся от нее схема Б на рис. 3 [6], которая отвечает линейному условию прочности Треска:

$$|\tau| = \tau^*, \quad \tau^* = p_0 \operatorname{tg} \varphi + C, \quad \varphi_0 = 0, \quad (2)$$

где τ^* и φ_0 – предельные касательные напряжения τ и угол φ на уровне предела p_0 .

В ней площадки отклонены на угол $\pi/4$ ($\phi = \pi/4$), а области ADC и BDE равны

Схема В отвечает нисходящей ветви ($p_0 < \sigma_n < p_{кр}$, $\varphi < 0$), линеаризованной уравнением

$$|\tau| = \tau^* - (\sigma_n - p_0) |\operatorname{tg} \varphi^*| \quad (3)$$

где φ^* – угол наклона $\tau\text{-}\sigma_n$, по абсолютной величине близкий к φ ($|\varphi^*| \approx |\varphi|$). Границы призмы упора BE и ED имеют наклон к горизонту, равный углу отклонения от большего главного вектора площадок скольжения η ($\eta = \pi/4 + \varphi/2$), границы области нагружения ABC наклонены к горизонту под углом ϕ . С ростом абсолютной величины $|\varphi^*|$ она уменьшается и в отвечающей условию $\sigma_n \geq p_{кр}$ схеме Г исчезает, сливаясь с осью абсцисс. Здесь в области нагружения ABCD грунт находится в псевдунном состоянии, имея свойства жидкости, а напряжения отвечают закону гидростатики (1). А, Б, В – при сохранении свойств сыпучей среды, Г – при жидком состоянии грунта. От ненагруженного грунта, сохраняющего свойства сыпучей среды, эту область отделяет переходная зона, ограниченная наклонными плоскостями АК, АL, ВМ и ВN. При разработке приближенного метода расчета условий выпора эта зона не рассматривается (что в приближенных расчетах допустимо), ее внутренняя часть (САL, МВD) включена в псевдунную область, внешняя (САК, DBN) – в сыпучую среду. Границы областей – вертикальные плоскости AD и BC. Горизонтальное давление через них жидкой среды на сыпучую равно сумме давлений ее столба (λh) и внешней нагрузки q . В сыпучей среде больший главный вектор нормального напряжения ($\sigma_1 = q + \lambda h$), направлен по горизонтали, компоненты напряжений равны:

$$\sigma_1 = q + \lambda h, \quad \sigma_2 = \sigma_3 = \mu (q + \lambda h) \leq \lambda h, \quad |\tau| = C + \cos \varphi (\sigma_2 - \sigma_3) / 2, \quad (4)$$

где μ – коэффициент бокового давления, равный $\mu = (1 - \sin \varphi) / (1 + \sin \varphi)$

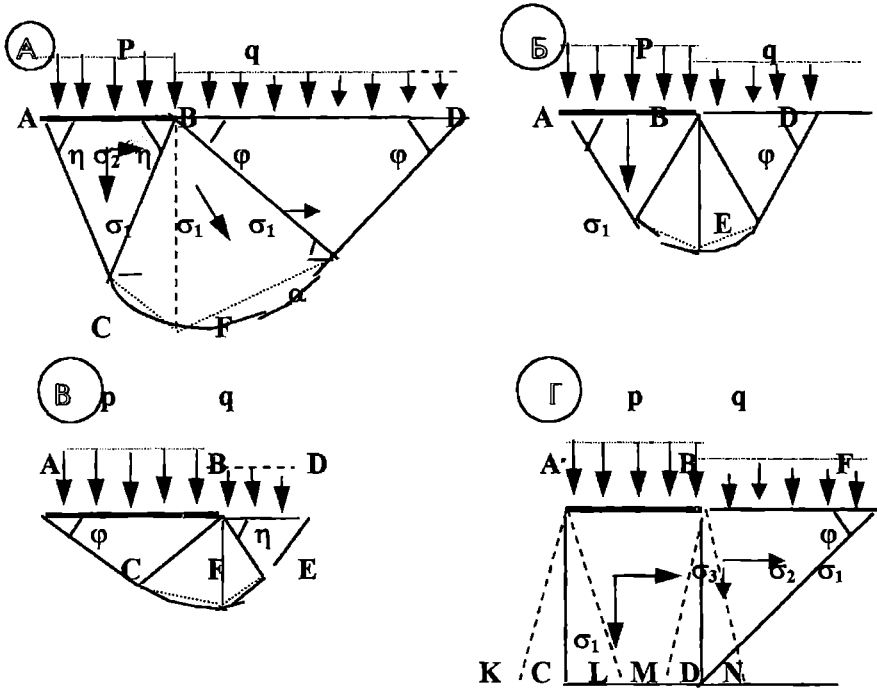


Рис 3. Расчетные схемы глубинного сдвига с выпором грунта

Площадки скольжения, наклоненные под углом ϕ к горизонтальному большему главному вектору нормальных напряжений σ_1 , реализуются в поверхности скольжения, с тем же углом к горизонту (DF на рис. 3Г), криволинейных поверхностей скольжения нет, призма упора меньше, чем в других схемах, и выпор возможен при меньших нагрузках на грунт. Сдвигающая T и удерживающие R_{1-4} силы определяются соотношениями:

$$T = [q + (h - h_\phi)\gamma/2](h - h_\phi) \cos \phi;$$

$$R_1 = [q + (h - h_\phi)\gamma/2](h - h_\phi) \sin \phi \operatorname{tg} \phi;$$

$$R_2 = C(h - h_0)/\sin \phi + C_H h_0/\sin \phi_H;$$

$$R_3 = [(h - h_0)\gamma/2 + h_0\gamma_H](h - h_0)(\cos \phi \operatorname{tg} \phi + \sin \phi) \operatorname{ctg} \phi; \quad (5)$$

$$R_4 = h_0^2 \gamma_H (\cos \phi_H \operatorname{tg} \phi_H + \sin \phi_H) \operatorname{ctg} \phi_H/2,$$

где h – расчетная глубина поверхности скольжения;

ПОРШНОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНЦЯ И ФУНДАМЕНТЫ

h_0 – глубина границы обводненного и необводненного грунта;

h_ϕ, q – глубина и давление фундамента;

C, ϕ, γ – сцепление, угол внутреннего трения и плотность обводненного грунта;

C_n, ϕ_n, γ_n – необводненного.

Схемы Б и В, приведенные на рис.3, отражают состояние грунтовых массивов при напряжениях, отвечающих горизонтальному и убывающему участкам τ - σ_n . Но, как и в случае Г, в соответствующие состояния ($\phi = \phi_0 = 0$ и $\phi = \phi < 0$) переходит лишь грунтовый массив в области влияния внешней нагрузки, а за ее пределами он имеет свойства, отвечающие восходящей ветви τ - σ_n и с начальными значениями C и ϕ . С учетом этого, принимая границей области нагружения вертикальную плоскость (BF на рис.3 Б и В), определим величины сдвигающих T и удерживающих R_{1-4} сил. Для схемы Б они равны:

$$T = (h-h_\phi) \cos \pi/4 [q + \cos \pi/4 (h-h_\phi) \gamma / 2] (\sin \pi/4 + \sin \alpha_1) +$$

$$+ (h-h_\phi)^2 \gamma \cos \pi/4 \sin \alpha_1 / 2 \approx 0,771 q (h-h_\phi) + 0,407 (h-h_\phi)^2 \gamma;$$

$$R_1 = \tau^* (1 / \cos \pi/4 + 1 / \cos \alpha_1), \quad R_2 = C (1 / \cos \pi/4 + 1 / \cos \alpha_2); \quad (6)$$

$$R_3 = a^* (a^* \operatorname{tg} \phi \gamma / 2 + h_0 \gamma_n) [(\cos \alpha_2 + \cos \phi) \operatorname{tg} \phi +$$

$$+ \sin \alpha_2 + \sin \phi] + a^* (h-h_\phi) \gamma (\cos \alpha_2 \operatorname{tg} \phi + \sin \alpha_2) / 2;$$

$$R_4 = h_0^2 \gamma_n (\cos \phi_n \operatorname{tg} \phi_n + \sin \phi_n) \operatorname{ctg} \phi_n / 2;$$

$$a^* = (h-h_\phi) \cos \phi \exp (\eta \operatorname{tg} \phi);$$

$$\alpha_1 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} (1 / \cos \pi/4 - 1), \quad \sin \alpha_1 \approx 0,383;$$

$$\alpha_2 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} [(h-h_\phi - a^* \operatorname{tg} \phi) / a^*].$$

Для схемы В величины сил R_{2-4} те же, а величины сил T и R_1 составляют:

$$T = a_0 [q + a_0 \operatorname{tg} \phi \gamma / 2] (\sin \phi + \sin \alpha_1) + (h-h_\phi) \gamma \sin \alpha_1 / 2;$$

$$R_1 = C^* (1 / \cos \phi + 1 / \cos \alpha_1);$$

$$C^* = \tau^* - (q - p_0) |\operatorname{tg} \phi^*|, \quad \text{при } p_0 < q < p_{кp}, \quad (7)$$

$$a_0 = (h-h_\phi) \cos \phi \exp (-\eta \operatorname{tg} \phi), \quad \alpha_1 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} [((h-h_\phi) / a_0 - \operatorname{ctg} \phi)].$$

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАННЫЕ И ФУНДАМЕНТЫ

Проиллюстрируем различия результатов расчетов при использовании описанных схем на конкретном примере. Для расчетов используем условия 4-го блока ЧАЭС, но для того, чтобы можно было сравнить расчеты по всем схемам, примем несколько более низкие значения φ и τ^* . Произведем пять вариантов расчетов, в т.ч. два по расчетной схеме А, в т.ч. по схеме Прандтля (A') при $\varphi=18^\circ$, и по схеме Хила (A'') при $\varphi=16^\circ$ в области нагружения, затем по схеме Б при $\varphi=0^\circ$, $\tau^*=0,144$ МПа, по схеме В при $\varphi=-16^\circ$, $p_0=0,5$, $p_{кр}=1,0$ МПа и по схеме Г при $\varphi=0^\circ$, $\tau=0$ (во всех случаях в областях нагружения, а за их пределами $\varphi=18^\circ$). Другие исходные данные: глубина подошвы фундаментной плиты $h_\phi=6$ м, глубина уровня грунтовых вод $h_0=6$ м, плотность и сцепление грунта ниже этого уровня $\gamma=2,0$ т/м³ и 0,05 МПа, а выше него $\gamma_n=1,9$ т/м³ и 0,1 МПа. Конечные результаты расчетов сводим в таблицу.

Таблица. Коэффициенты устойчивости

q, МПа	Коэффициенты устойчивости при расчетной глубине зоны выпора h, м																	
	5			10			25			5			10			25		
	Схема А, $\varphi=28^\circ$			Схема А, $\varphi=18^\circ$			Схема Б			Схема В			Схема Г					
0,5	1,17	1,16	1,35	1,12	1,14	1,32	1,34	1,27	1,36	1,25	1,20	1,28	0,83	0,79	0,91			
0,6	1,03	1,03	1,23	0,99	1,00	1,19	1,12	1,09	1,19	0,94	0,92	1,02	0,74	0,71	0,83			
0,8	0,86	0,88	1,05	0,82	0,85	1,02	0,86	0,85	0,97	0,59	0,59	0,67	0,62	0,61	0,72			
1,0	0,75	0,76	0,93	0,72	0,73	0,89	0,70	0,70	0,79	-	-	-	0,55	0,54	0,64			
1,2	0,68	0,70	0,86	0,65	0,67	0,81	0,60	0,59	0,71	-	-	-	0,50	0,49	0,59			

Из таблицы видно, что разжижение грунта дает заметное снижение расчетных коэффициентов устойчивости. То, что по схеме В при давлении 0,5 МПа, а по схеме Б – при 0,6-0,8 МПа они несколько выше чем по схемам, не учитывающим разжижение, не показательно и обусловлено несовершенством метода определения τ^* и C^* . Во всех схемах коэффициенты устойчивости зависят и от принятой расчетной глубины зоны выпора - при небольшой (5 и 10 м) они меньше. Очевидно особенностью больших фундаментных плит является то, что первоначальный небольшой выпор грунта, в отличие от других фундаментов, не приведет к аварийному крену, так как равномерное перемещение плавунной массы по горизонтали сделает осадку равномерной.

Как отмечено выше, процесс тиксотропного разжижения грунта, заложенный в приведенные расчетные схемы, развивается постепенно и носит, как и другие процессы, происходящие в грунтах, вероятностный характер. В предложенных схемах приняты четкие границы между разжиженным грунтом и грунтом, сохранившим свойства твердого тела

(сыпучей среды), поэтому расчеты по этим схемам, как и все грунтовые расчеты по детерминистским формулам являются приближенными. Видимо, более обоснованными могут быть вероятностные расчеты устойчивости фундаментных плит по первому предельному состоянию, в которых предложенные схемы и формулы составят исходную детерминистскую часть.

Выводы

1. Деформирование водонасыщенных и близких к этому илов, мелкозернистых пылеватых песков и супесей, нагруженных на большой площади фундаментными плитами, происходит по-иному, чем деформирование других грунтов или тех же грунтов под фундаментами небольших размеров, их консолидация происходит медленно или вообще блокируется, а осадка здания замедляется, иногда на долгие годы.

2. С ростом нагружения на большой площади происходит разупрочнение рассматриваемых грунтов, вплоть до их полного тиксотропного разжижения при достижении соответствующего предела напряжений $p_{кр}$, но выпор грунта протекает не по схеме Прандтля, заложенной в расчеты по первому предельному состоянию, рекомендованные действующими нормативными документами; для этих условий авторами предложены три иные схемы и разработаны соответствующие инженерные методы расчетов условий выпора грунта.

3. Предложенные методы могут быть непосредственно использованы для приближенных инженерных расчетов условий выпора грунта при нагружении рассматриваемых водонасыщенных грунтов большими фундаментными плитами или могут войти в качестве начальной детерминистской основы в вероятностные расчеты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Черный Г.И. *Изменение свойств грунтов при динамических нагрузках*. К.: Наукова думка, 1979.
2. Николаевский В.Н. *Допредельная пластичность пористых материалов*. М.: Машиностроение, 1975. - 180 с.
3. Schofield A., Wroth R. *Critical State Soil Mechanics.*, L., Mc Grow - Hill, 1968.
4. СНиП 2.02.01-85. *Основания зданий и сооружений*. М., 1985.
5. СНиП 2.02.02-86. *Основания гидротехнических сооружений*, М., 1986. - 44 с.
6. Соколовский В.В. *Статика сыпучей среды*. М.: Гостеортехиздат, 1954. - 275 с.
7. Hill.R *The plastik yielding of notched bars under tension*, *Quart J. Mech. And Appl. Math.*, 2, 40 - 52 (1949).

УДК 624.154

РАСЧЕТ ПЛИТ КРЕПЛЕНИЯ ОТКОСОВ СОВМЕСТНО С
ГРУНТОВЫМ МАССИВОМ

Е.Ю.Федорова

В монографиях по расчету плит крепления откосов [1-5] рассматривались только упругие модели как самой плиты, так и основания, на которое она опиралась. В настоящей статье предлагается методика совместного расчета плиты и грунтового откоса с учетом упругопластических свойств их материалов. Она позволяет более точно учесть работу такой системы и выявить некоторые ее свойства, которые невозможно определить по результатам упругого расчета.

Плита совместно с грунтовым откосом находится под воздействием волновой нагрузки. Расчетная схема системы показана на рис. 1.

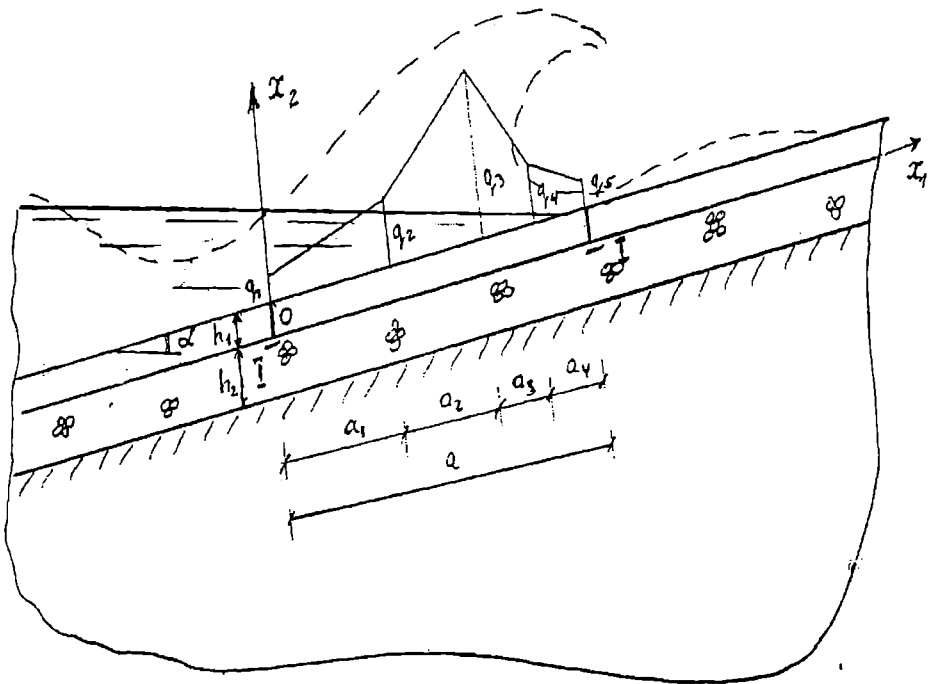


Рис. 1. Расчетная схема системы

Рассматриваемая система работает в условиях сложного нагружения, поэтому используется теория пластического течения с

упрочнением, базирующаяся на принципе максимума Мизеса [6]. Ее уравнения состояния устанавливают зависимость только между приращениями напряжений и деформацией в виде дифференциальных неинтегрируемых соотношений. В этом случае действующая объемная Q и поверхностная q нагрузки разбиваются на N_q приращений

$$\begin{aligned} Q &= dQ^1 + dQ^2 + \dots + dQ^j + \dots + dQ^{N_q} \\ q &= dq^1 + dq^2 + \dots + dq^j + \dots + dq^{N_q} \end{aligned} \quad (1)$$

Под их воздействием в элементах системы образуются напряжения σ и деформации e , которые можно представить как

$$\begin{aligned} \sigma &= d\sigma^1 + d\sigma^2 + \dots + d\sigma^j + \dots + d\sigma^{N_q} \\ e &= de^1 + de^2 + \dots + de^j + \dots + de^{N_q} \end{aligned} \quad (2)$$

После приложения j -го приращения нагрузки в системе возникают следующие напряжения и деформации:

$$\begin{aligned} \sigma^j &= \sigma^{j-1} + d\sigma^j \\ e^j &= e^{j-1} + de^j \end{aligned} \quad (3)$$

Пусть при $(j-1)$ -ом приращении нагрузок Q^{j-1} и q^{j-1} система находится в равновесии. Прикладываемся дополнительно их приращения dQ^j и dq^j . Под воздействием нагрузок Q^j и q^j система также приходит в равновесное состояние, для которого уравнение виртуальных работ после преобразований принимает следующий вид

$$\begin{aligned} \int_{\Omega} \left(\sigma_{ks}^{j-1} + Q_s^{j-1} \right) \delta u_s - \left(d\sigma_{ks,k}^j + dQ_s^j \right) \delta u_s \, d\Omega, \\ \int_{S_q} \left(\sigma_{ks}^{j-1} n_k - q_s^{j-1} \right) \delta u_s - \left(d\sigma_{ks}^j n_k - dq_s^j \right) \delta u_s \, ds = 0, \end{aligned} \quad k = 1, 2, 3, \quad (4)$$

где n_k – проекция нормали \mathbf{n} элементарной площадки поверхности S_q на координатную ось Ox_k ; δu_s – виртуальное перемещение.

Соотношения (4) равносильны уравнениям равновесия системы. Предполагается, что деформация происходит при малых удлинениях, сдвигах и углах поворота. В этом случае перемещения и деформации и их

приращения после действия j -го приращения нагрузки связаны между собой линейными соотношениями Коши [6]:

$$\begin{aligned} e_{ks}^j &= e_{ks}^{j-1} + de_{ks}^j = \frac{1}{2} \left(u_{k_1s}^j + u_{s_1k}^j \right), \\ de_{ks}^j &= \frac{1}{2} \left(du_{k_1s}^j + du_{s_1k}^j \right). \end{aligned} \quad (5)$$

При деформировании в системе могут возникать как упругие, так и пластические деформации. Так как они малы, то имеет место постулат их суммирования [6], который позволяет общие деформации и их приращения после j -го приращения нагрузки представить в виде

$$\begin{aligned} e_{ks}^j &= e_{ks}^{(e)j} + e_{ks}^{(p)j}, \\ de_{ks}^j &= de_{ks}^{(e)j} + de_{ks}^{(p)j}. \end{aligned} \quad (6)$$

где индекс e относится к упругим деформациям, а индекс p – к пластическим.

Принимается, что компоненты тензора приращения упругих деформаций связаны с компонентами тензора приращения напряжений линейным законом Гука

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

где компоненты тензора упругих коэффициентов $C_{ksmn}^{(e)}$ обладают свойством симметрии.

Приращения пластических деформаций, как следствие принципа максимума Мизеса, записываются в окрестности регулярной точки функции нагружения f в виде [6]

$$de_{ks}^{(p)} = d\lambda f_{,\sigma_{ks}} \quad d\lambda = \text{const} > 0. \quad (8)$$

Функция нагружения f определяет поверхность нагружения

$$f(\sigma_{ks}, e_{ks}^{(p)}, \chi_m, k_m) = 0, \quad (9)$$

где χ_m – параметры упрочнения, k_m – механические константы материала системы.

Постоянная $d\lambda$ определяется из условия непрерывного изменения поверхности нагружения, что соответствует соотношению $df = 0$. После определения $d\lambda$ подставляем (7) и (8) во второе уравнение (6), делая преобразования, окончательно находим уравнения состояния в виде:

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

Здесь $D_{ksmn}^{(e)}$ – модули упругости; $D_{ksmn}^{(ep)}$ – упругопластические модули, которые определяются по формуле

$$D_{ksmn}^{(ep)} = D_{ksmn}^{(e)} - \frac{f_{,\sigma_{ks}} D_{ksmn}^{(e)} f_{,\sigma_{mn}} D_{ksmn}^{(e)}}{f_{,\sigma_{ks}} D_{ksmn}^{(e)} f_{,\sigma_{mn}} - f_{,\chi} \delta_{tc} f_{,\sigma_{tc}}} \quad (11)$$

Упрочнение можно определить следующим соотношением [6]:

$$d\chi = \sigma_{ks} de_{ks}^{(p)} \quad (12)$$

Если функция нагружения зависит только от напряжений и не зависит от истории нагружения, то в этом случае поверхность нагружения называется поверхностью текучести и она в процессе деформирования не изменяется.

В качестве функции нагружения для бетона плиты используется условие Гениева [7], которое в инвариантной форме записывается в виде

$$3(\sigma_c - \sigma_p)\sigma_o + 3\sigma_i^2 - \sigma_p\sigma_c = 0, \quad (13)$$

где σ_p, σ_c – пределы начальной пластичности при растяжении и сжатии, определяемые из диаграммы растяжения–сжатие образцов материала; σ_o, σ_i – первый и второй инварианты тензора напряжений [8].

Для учета упрочнения среды можно к левой части формулы (13) добавить функцию $h(\chi)$, которая определяется по формуле

$$h(\chi) = H'(\bar{e}^p) \bar{e}^p, \quad (14)$$

где

$$\bar{e}^p = \sqrt{\frac{2}{3} e_{ks}^p e_{ks}^p}, \quad H'(\bar{e}^p) = \frac{E_T}{1 + E_T/E},$$

\bar{e}^p - эффективная пластическая деформация; E_T - модуль упругости материала образца, определяемого из его диаграммы растяжение - сжатие; E_T - модуль упрочнения материала образца вычисляемый как $E_T = tg \beta$, (β - угол наклона касательной к кривой $\sigma - \epsilon$ при $\sigma > \sigma_T$); σ_T - предел текучести.

Для определения производных от функции нагружения, которые входят в уравнение (11), используется формула дифференцирования сложной функции

$$f, \sigma_{ks} = f, \sigma_o \sigma_o, \sigma_{ks} + f, \sigma_i \sigma_i, \sigma_{ks} \quad (15)$$

Из (13) следует

$$f, \sigma_o = 3(\sigma_c - \sigma_p) \quad f, \sigma_i = 6\sigma_i$$

$$\sigma_o, \sigma_{ks} = \frac{1}{3} [1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (16)$$

$$\sigma_i, \sigma_{ks} = \frac{1}{2\sigma_i} [S_{11} \ S_{22} \ S_{33} \ 2\delta_{12} \ 2\delta_{23} \ 2\delta_{13}]^T.$$

При $\sigma_p = \sigma_c = \sigma_T$ из (13) получается соотношение

$$\sqrt{3\sigma_i} - \sigma_T = 0, \quad (17)$$

которое является условием Мизеса и применяется для металлов и сплавов.

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

$$\left(\sigma_o - \frac{\sigma_i}{\sqrt{3}} \sin \psi\right) \sin \varphi + \sigma_i \cos \psi - c \cos \varphi = 0, \quad (18)$$

где φ , c - соответственно угол внутреннего трения и сцепления; ψ - третий инвариант тензора напряжений [8]. Таким же образом как и для

(13) определяются для (18) производные f, σ_{ks} , только в формулу (15) необходимо добавить слагаемое $f, \chi, \chi, \sigma_{ks}$.

Приведенные выше исходные уравнения рассматриваемой задачи могут быть решены только приближенными методами. Их реализация требует выполнения двух основных этапов: дискретизации уравнений и построения итерационного процесса для достижения заданной точности решения.

Дискретизация уравнений выполнена методом конечных элементов [9]. Использовались изопараметрические конечные элементы. В результате на j -ом приращении нагрузки была получена следующая система алгебраических уравнений:

$$\mathbf{K}(\sigma^j) d\delta^j = dQ^j, \quad (19)$$

где $\mathbf{K}(\delta^j)$ – глобальная матрица жесткости системы, которая зависит от вектора узловых перемещений δ^j ; $d\delta^j$ – приращение вектора узловых перемещений; dQ^j – приращение вектора действующей нагрузки.

Система (19) решалась модифицированным методом Ньютона – Канторовича [10]

$$d\delta^j = \mathbf{K}_k^{-1}(\delta^j) dQ^j, \quad (20)$$

где матрица жесткости корректируется через k итераций.

Если бы решение задачи определялось точными методами без различных округлений при выполнении вычислений, то первые слагаемые подынтегральных функций в (4) обратились бы в нуль. Но так как задача решается приближенными методами, то при определении матрицы жесткости по формуле (4) необходимо в ней сохранить все слагаемые и определять невязку из уравнения

$$\varepsilon_k = \sum_{k=1}^3 \int_{\Omega} [(\sigma_{ks}^j - Q_s^j) d\Omega - \int_{S_q} (\sigma_{ks}^j n_k + q_s^j) ds], \quad k = 1, 2, 3. \quad (21)$$

В этом случае в (20) вместо dQ^j подставляется $\varepsilon + dQ^j$ ($\varepsilon = \sum_{k=1}^3 \varepsilon_k$), причем при дискретной форме записи соотношения (21) в

его правой части производится суммирование по всем узлам конечных элементов системы.

В процессе приближенного решения задачи вектор напряжений σ может выходить за пределы области, ограниченной поверхностью нагружения, что в упругопластических задачах недопустимо. В этом случае строится дополнительная процедура возвращения σ в эту область.

Для численной реализации упругопластических задач по предлагаемой методике был разработан в системе Delphi программный комплекс. Рассмотрим решение конкретного числового примера при следующих исходных данных: $a = 6$ м; $h_1 = h_2 = 20$ см; высота волны $h_{1\%} = 3$ м; длина волны $\lambda = 30$ м; пологость откоса $\alpha = 14^\circ$. Используя рекомендуемую в [11] методику, вычислим $a_1 = 2,4$ м; $a_2 = 1,6$ м; $a_3 = 0,75$ м; $a_4 = 1,25$ м; $q_1 = q_5 = 0,0052$ МПа; $q_2 = q_4 = 0,0208$ МПа; $q_3 = 0,052$ МПа. Характеристики бетона плиты: $E_n = 2000$ МПа; $\mu = 0,2$; $\sigma_p = 1,3$ МПа; $\sigma_c = 17$ МПа. Характеристика грунта откоса: $E_o = 40$ МПа; $\mu = 0,4$; $\varphi = 25^\circ$; $c = 0,006$ МПа. Для фильтровой подготовки: $E_\phi = 30$ МПа; $\mu = 0,3$; $\varphi = 27^\circ$; $c = 0,002$ МПа.

На рис. 2 показана схема образования пластических зон в системе от действия волновой нагрузки и собственного веса плиты. Эти зоны возникли под углами плиты в фильтровой подготовке и в основании. В плите наблюдаются только упругие деформации. От действия собственного веса плиты вся система находится в упругом состоянии.

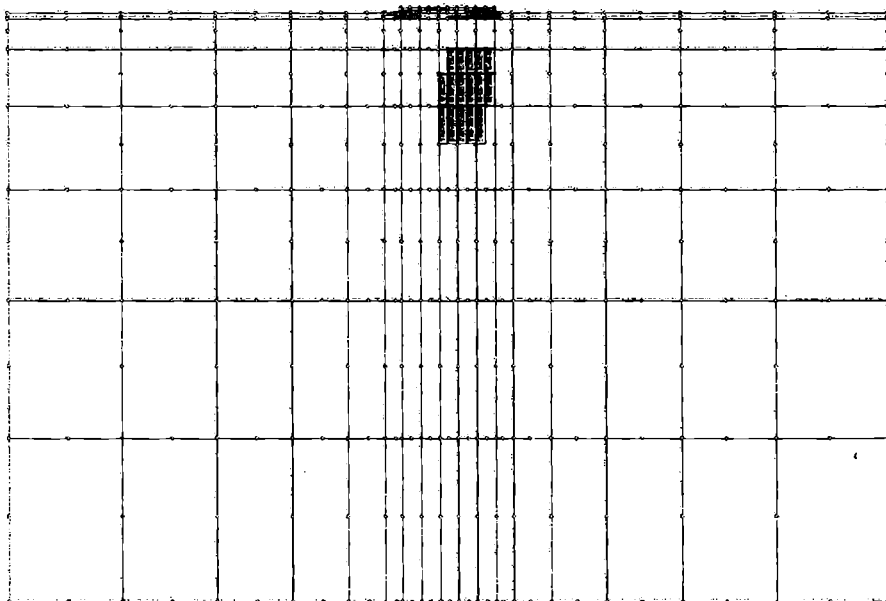


Рис. 2. Пластические зоны в системе от действия волновой нагрузки и собственного веса плиты

ПОРТЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАННЫЕ И ФУНДАМЕНТЫ

На рис. 3 и рис. 4 приведены эпюры перемещений u_1 и u_2 по линии контакта плиты с фильтровой подготовкой. Левая ее грань переместилась по откосу на 0,0286 см, а наибольший прогиб расположен на расстоянии 3,68 м от начала координат и равен -0,5671 см. Левая грань плиты переместилась вдоль оси x_2 на -0,3256 см, а правая – на -0,3561 см.

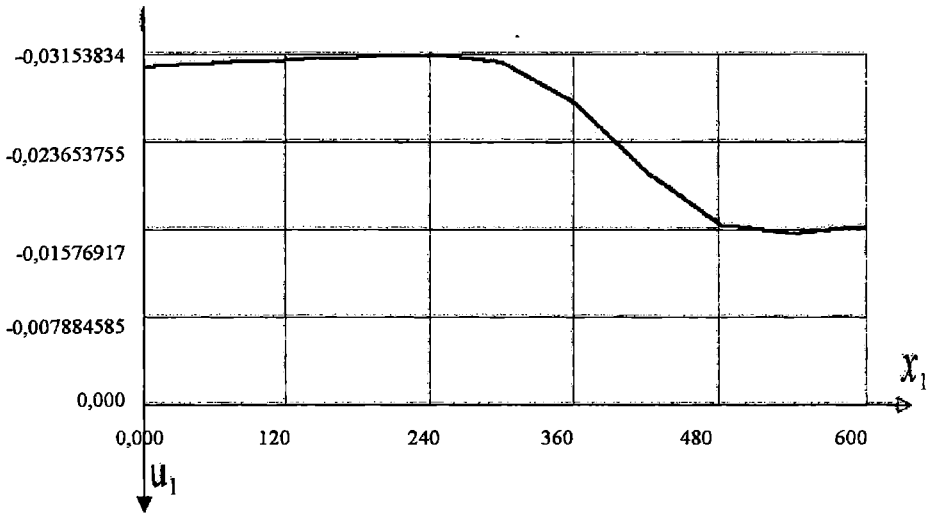


Рис. 3. Эпюра перемещений u_1 от действия волновой нагрузки и собственного веса плиты, см

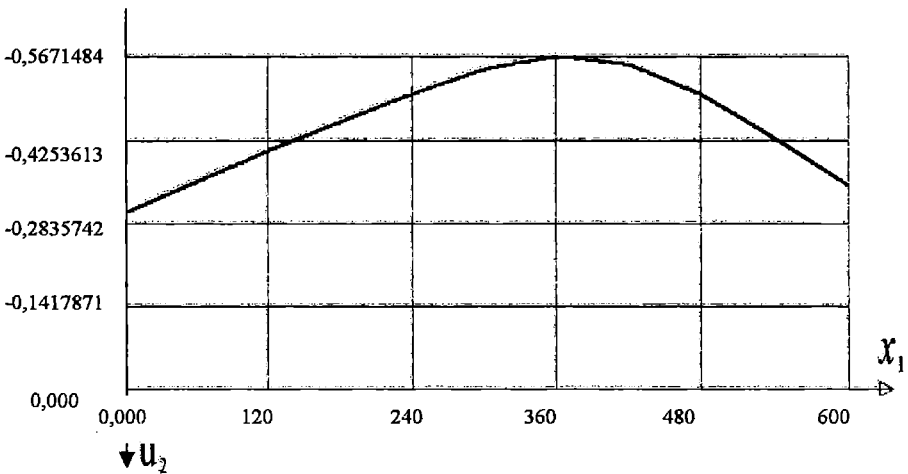


Рис. 4. Эпюра перемещений u_2 от действия волновой нагрузки и собственного веса плиты, см

ЛОРПОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

Из рис. 3 видно, что левая часть плиты длиной 2,8 м перемещается по откосу почти без деформации. Наибольшие изменения перемещений u_1 наблюдаются по ее длине от 2,8 м до 4,8 м. При действии только собственного веса плиты она перемещается по откосу на 0,0276 см, а ее наибольший прогиб составляет 0,081 см, т.е. основные деформации вызваны волновой нагрузкой.

На рис. 5 и рис. 6 показаны эпюры напряжений σ_{11} и σ_{22} по сечению I-I. Интересно отметить, что пластические зоны образуются под краями плиты, а наибольшие напряжения $\sigma_{11(max)} = -0,0156$ МПа и $\sigma_{22(max)} = -0,0461$ МПа возникают на расстоянии 3,75 м от ее левого края.

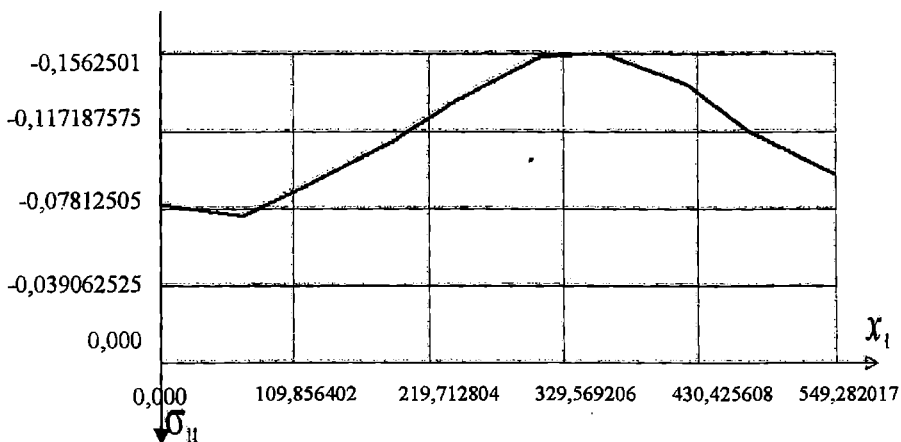


Рис. 5. Эпюра напряжений σ_{11} по сечению I-I от действия волновой нагрузки и собственного веса плиты, 10 МПа

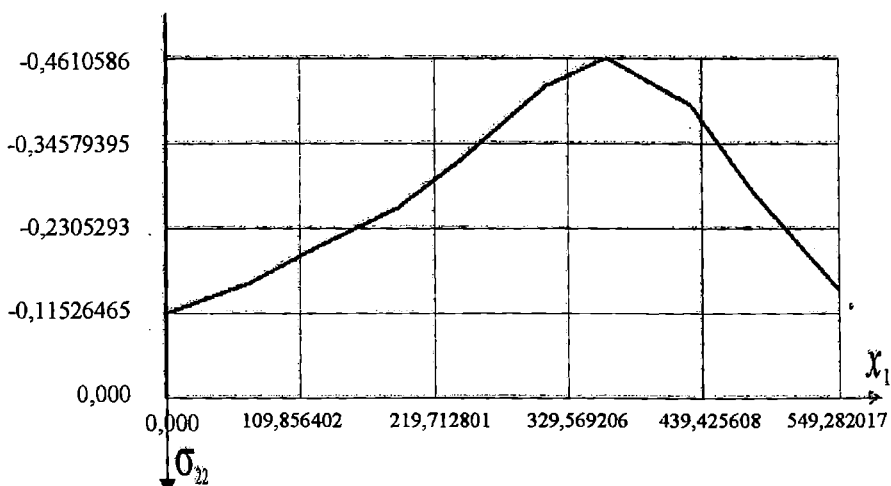


Рис. 6. Эпюра напряжений σ_{22} по сечению I-I от действия волновой нагрузки и собственного веса плиты, 10 МПа

ПОРЛЛОВЫЕ СООРУЖЕНИЯ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

После отката волны система находится под действием только собственного веса плиты. В этом случае пластические зоны в фильтровой подготовке и в грунтовом массиве исчезли, т.е. произошла разгрузка системы. Эпюры перемещений u_1 , u_2 и напряжений σ_{22} в тех же сечениях после разгрузки приведены, соответственно, на рис. 7-9.

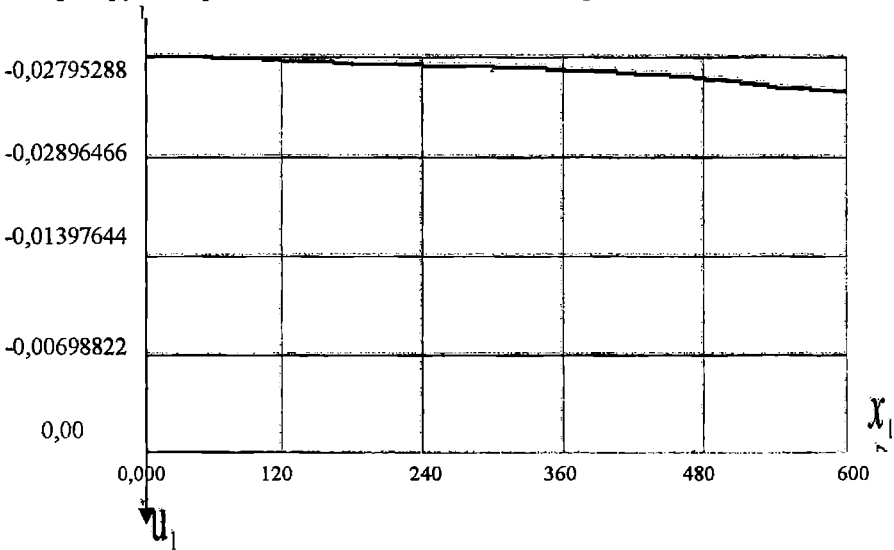


Рис. 7. Эпюра перемещений u_1 после отката волны

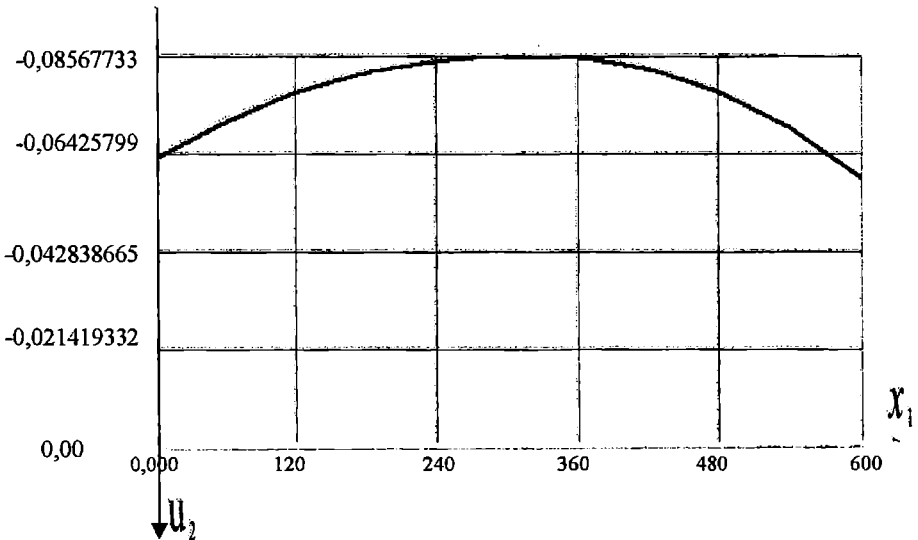


Рис. 8. Эпюра перемещений u_2 после отката волны

ГОРЯЧЕ СВАРЕННЫЕ СОЮЗЫ, ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ

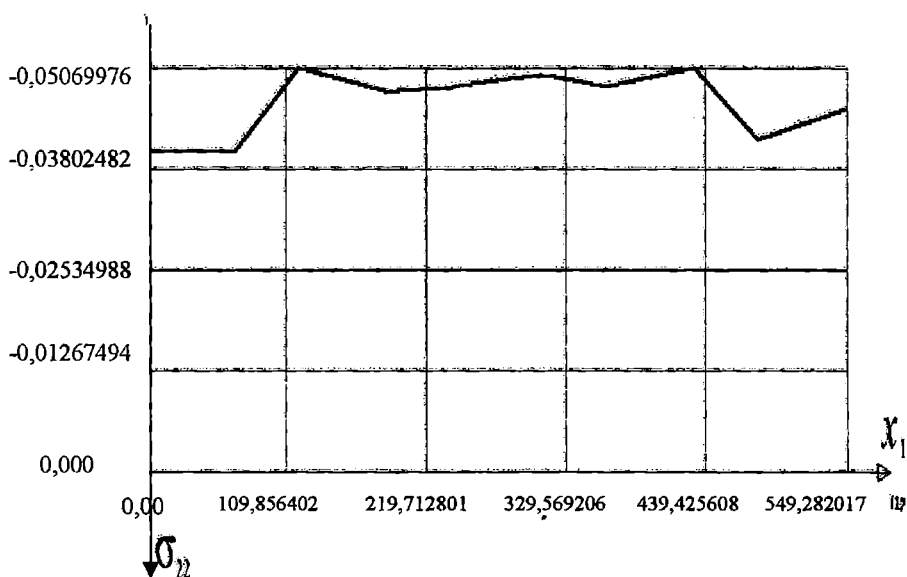


Рис. 9. Эпюра напряжений σ_{22} после отката волны

Если сравнить эти эпюры с результатами, полученными от действия на систему только собственного веса до приложения волновой нагрузки, то необходимо отметить – плита дополнительно сместилась по откосу на 0,0038 см. Ее максимальный прогиб увеличился на 0,0047 см, а максимальные напряжения σ_{22} уменьшились на 0,00028 МПа. В системе от одного наката волны возникли хотя и малые, но остаточные деформации.

Был выполнен расчет на повторное действие волновой нагрузки. Произошли небольшие изменения в форме пластических зон по сравнению с первым волновым воздействием. Увеличились незначительно перемещения u_1 , u_2 и уменьшилось максимальное напряжение σ_{22} . После второго отката волны увеличились остаточные перемещения u_1 и u_2 . Так например, остаточный прогиб составил 0,0051 см. Если учесть, что во время шторма происходит многократное воздействие волн на крепление откоса и учесть повторяемость штормов, то можно отметить, что плиты, находящиеся под воздействием волн, постепенно перемещаются вниз по откосу и увеличивается их осадка. Такое влияние наблюдается в существующих креплениях откосов из плит [1,5].

В дополнение к предыдущему был произведен расчет для плиты высотой 30 см, остальные исходные данные оставались без изменения. Под воздействием волн и собственного веса плиты увеличились ее перемещения вниз по откосу и прогибы в центральной части. Так, перемещение u_1 увеличилось на 0,0208 см, а максимальный прогиб на 0,022 см, что связано в основном с увеличением веса плиты. Первое и

последующие воздействия волн на крепления откоса также вызывают в системе остаточные деформации.

Приведенные расчеты показали, что наиболее неблагоприятному режиму нагрузка-разгрузка подвергается фильтровая подготовка под краями плиты. С увеличением повторяемости волновых воздействий происходит перемещение плиты вниз по откосу с увеличением ее осадки. Эти возможные, но нежелательные последствия необходимо учитывать при проектировании креплений откосов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шанкин П.А. Расчет покрытий откосов гидротехнических сооружений. – М.: Речной транспорт, 1961. – 293 с.
2. Молеро Ф.Ф. Крепление волновых откосов. – Киев: Госстройиздат, 1960. – 162 с.
3. Шабанов А.Д. Крепление напорных земляных откосов. – М.: Стройиздат 1971. – 184 с.
4. Пышкин В.А. Динамика берегов водохранилищ. – Киев: Наукова думка, 1973. – 413 с.
5. Шайтан В.С. Крепления земляных откосов гидротехнических сооружений. – М.: Стройиздат, 1974. – 351 с.
6. Излев Д.Д., Быковцев Г.И. Теория упрочняющегося пластического тела. – М.: Наука, 1971. – 231 с.
7. Гениев Г.А., Киссюк В.Н., Тюпин Г.А. Теория пластичности бетона и железобетона. – М.: Стройиздат, 1974. – 316 с.
8. Новожилов В.В. Теория упругости. – Л.: Судпромгиз, 1958. – 370 с.
9. Zienkiewicz O.C. The finite element method. – McGraw – Hill Book Company (UK) Limited, 1986. P. 787
10. Ортега Дж., Рейнболдт В. Итерационные методы решения нелинейных уравнений со многими неизвестными. – М.: Мир, 1975. – 558 с.
11. СНиП 2.06.04 – 82. Нагрузки и воздействия на гидротехнические сооружения (волновые, ледовые и от судов). М.: Стройиздат, 1983. – 38 с.

УДК 656.615:658.003

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДЕЛОВ КОНЦЕНТРАЦИИ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЛИНИЙ НА ТРЮМАХ СУДНА**

А.А. Малаксиано

При нахождении минимального времени обработки судна возникает необходимость определения пределов концентрации технологических линий на трюмах судна [1].

Пределом концентрации технологических линий называют наибольшее количество технологических линий, которое может одновременно работать на отдельном трюме или совокупности смежных трюмов при соблюдении действующих правил техники безопасности и технической эксплуатации перегрузочных машин без значительного снижения их производительности.

Различают предел концентрации технологических линий на люке γ -го трюма r_γ ($\gamma = \overline{1, m}$) и на совокупности h смежных трюмов (по длине причала) $R_{\gamma, \gamma+h-1}$ ($\gamma = \overline{1, m}$, $h = \overline{1, m - \gamma + 1}$).

Предел концентрации на люке (r_γ) определяется соотношением размеров люка γ -го трюма и «подъёма» крана в плане. При определении этой величины следует учитывать, что груз совершает колебательные движения при проносе его через люк.

Так, он совершает вращательное движение относительно вертикальной оси (канатов крюковой подвески). При этом угол отклонения от диаметральной плоскости судна достигает $30 - 40^\circ$. Поэтому при определении r_γ будем полагать, что груз повернут своим наибольшим размером в плане (диагональю) вдоль люка. То есть будем исходить из самой неблагоприятной ориентации «подъёма» крана в просвете люка.

Груз также совершает колебательные движения относительно точки подвеса (концевого блока стрелы). Расчеты показывают, что при отклонении канатов крана от вертикального положения на 5° и проносе груза над причалом на высоте 5,7 м амплитуда колебаний нижней точки груза составит 2,00 - 2,63 м. Очень часто на практике комингс люка находится значительно ниже этой отметки (особенно для трюмов), поэтому величина таких отклонений может быть ещё большей. Для устранения колебаний груза крановщики производят встречные движения стрелой крана, а также пользуются другими приёмами. По оценкам специалистов около 30 % рабочего цикла порталного крана затрачивается на частичное устранение упомянутых колебательных движений.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТЛОВ

Поэтому в расчётах, связанных с определением пределов концентрации на люках, следует исходить из минимально допустимого расстояния между грузом и комингсом люка не менее двух метров, а между двумя «подъёмами» - не менее четырёх метров.

При определении r_{γ} следует учесть, что в соответствии с действующими правилами технической эксплуатации перегрузочных машин в морских портах [2] не допускается одновременная работа двух кранов на один люк, если его ширина менее 8 м, а его длина менее 9 м. Работа двумя технологическими линиями должна вестись только в светлое время суток, краны должны работать поочередно, а движения их стрел не должно быть встречным. Люки длиной от 20 м до 30 м, а также парные люки рассматриваться как два самостоятельных люка. Работа на таких трюмах может производиться в любое время суток.

Теперь рассмотрим методику определения пределов концентрации технологических линий на совокупности смежных трюмов $R_{\gamma, \gamma+h-1}$. Эта величина прежде всего зависит от наименьшего допустимого расстояния между работающими кранами и протяжённости рабочей зоны рассматриваемой совокупности h смежных трюмов.

Определим протяжённость рабочей зоны для совокупности смежных трюмов. Под рабочей зоной совокупности смежных трюмов будем понимать участок причального фронта, вдоль которого могут перемещаться порталные краны, обрабатывая данную совокупность трюмов. Эта величина зависит от следующих факторов:

- длины причала;
- параметров крана (наибольшего вылета стрелы, колеи портала, расстояния от линии кордона до первого подкранового рельса);
- параметров судна (линейных размеров судна в целом, его отдельных трюмов и люков, конструкции люковых крышек, расположения надстроек и судового такелажа).

Протяжённость рабочей зоны совокупности h смежных трюмов $\ell_{\gamma, \gamma+h-1}$ находится при помощи следующих графических построений.

Находятся наиболее удалённые точки просвета люка, которые должны обрабатываться краном на максимальном вылете R_{\max} с учётом поправки d , учитывающей дополнительный вылет к наименьшему, на котором срабатывают конечные выключатели механизма изменения вылета. Расположение этих точек зависит от грузового плана судна, размеров груза, технологии выполнения погрузочно-разгрузочных работ. На рис. 1, 2 представлен случай, когда при обработке удалённой части просвета люка канаты крана проходят вплотную к сторонам комингса люка. Если люк можно обрабатывать только на один ход, то таких наиболее удалённых точек будет две и они будут расположены по углам

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ
МОРСКИХ ПОРТЛОВ**

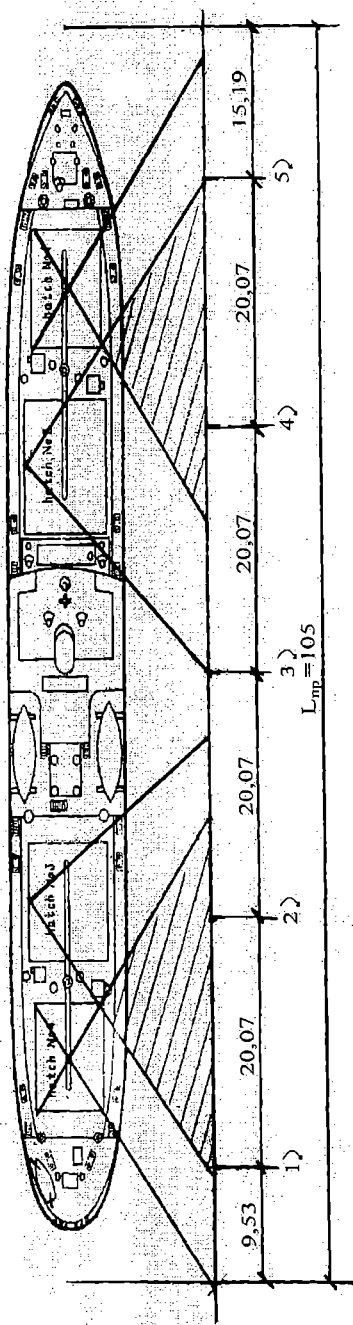


Рис. 1. Первый вариант расстановки портальных кранов

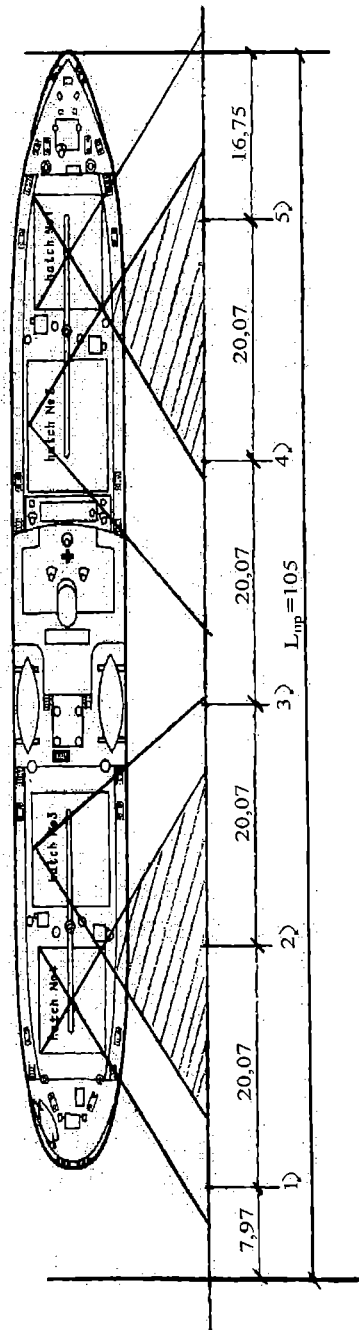


Рис. 2. Второй вариант расстановки портальных кранов

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

комингса люка, наиболее отдалённых от причальной линии (в рассматриваемом примере трюмы № 1, 4). Если люк может обрабатываться на два хода, то две точки сливаются в одну, расположенную по середине стороны комингса люка, прилегающей к морскому борту судна (в рассматриваемом примере трюмы № 2, 4).

Из каждой наиболее удалённой точки радиусом ($R_{\max} - d$) проводится дуга до пересечения с осью подкранового пути (рис. 1, 2). Точки пересечения определяют предельное положение оси крана, при котором он ещё может обрабатывать данный трюм. В промежутке между этими точками находится рабочая зона рассматриваемого трюма. Смещение крана в сторону от рабочей зоны приведёт к тому, что он не в состоянии будет обрабатывать данный трюм (или его часть). Следует иметь в виду, что луч, соединяющий наиболее удалённую точку в просвете люка с предельной точкой оси крана, не должен пересекать надстройку с учётом ширины стрелы крана.

Нахождение рабочих зон для судов-контейнеровозов ячеистой конструкции, обрабатываемых причальными контейнерными перегружателями, имеет особенность, которая вызвана технологией работы этой машины. Она заключается в том, что перемещение контейнеров на судно и обратно производится в плоскости перпендикулярной диаметральной плоскости судна (линии кордона). Поэтому предельные положения оси перегружателя при обработке данного трюма получаются в результате опускания перпендикуляров из геометрических центров крайних контейнеров на ось подкранового пути. Аналогичным образом определяются рабочие зоны для специализированных судов, обрабатываемых причальными установками, у которых нет поворота стрелы вокруг вертикальной оси.

Пересечением рабочих зон двух смежных трюмов назовём участок причального фронта, в пределах которого кран поочередно может обрабатывать оба трюма (на рис. 1, 2 заштрихованные области).

Последовательность трюмов, в которой каждая пара смежных трюмов имеет пересечение рабочих зон, назовём взаимосвязанной совокупностью смежных трюмов. Краны, расположенные в пересечении рабочих зон, могут поочередно работать на каждом из смежных трюмов. Таким образом, обеспечивается возможность перераспределения кранов между трюмами такой совокупности.

Протяжённость рабочей зоны взаимосвязанной совокупности смежных трюмов определяется крайними границами рабочих зон первого и последнего трюма рассматриваемой совокупности.

Расстановку кранов по рабочим зонам предлагаем проводить по следующим правилам:

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

1. Расстояние от границы причала до центра вращения первого крана не должно быть меньше, чем B , а для последнего крана – не менее, чем R или наоборот.

$$B = \frac{\max((2R_0 + 0,7), (L_p + 0,7))}{2},$$

$$R = R_{\min} + a + \ell_{om} + \ell_g,$$

где R_{\min} - минимальный вылет стрелы крана, м;

a - дополнительный вылет (к минимальному) стрелы крана, обеспечивающий надёжную и безопасную его работу, м;

ℓ_g - длина безопасной зоны работы крана (примем 1 м);

R_0 - наибольший задний габарит поворотной части, м;

0,7 - расстояние между выступающими частями крана и различными препятствиями, расположенными на высоте до 2 м (для железнодорожных, автомобильных, пневмоколёсных и гусеничных кранов эта величина составляет 1 м), м [2];

ℓ_{om} - отклонение груза по горизонтали вследствие его раскачивания, м.

$$\ell_{om} = (H_B - h_{gr}) \operatorname{tg}(p),$$

где H_B - высота подъёма концевой блока стрелы над головкой подкранового рельса, м;

h_{gr} - высота проноса груза над причалом (принимается равной 5,7 м, исходя из предположения, что на прикордонных путях находятся вагоны);

p - угол отклонения каната от вертикали (составляет около 5^0).

Величина a рассчитывается по формуле

$$a = \begin{cases} d, & \text{если } \Delta \leq 0 \\ d + \Delta, & \text{если } \Delta > 0, \end{cases}$$

$$\Delta = \frac{L_B + \ell_{gr}}{2} + \ell_{om} - R_{\min},$$

где L_B - база портала (в украинских портах распространены двухпутные порталы к кранам с базой 10,5 м);

ℓ_{gr} - наибольший размер «подъёма» крана в плане, м;

d - дополнительный вылет к наименьшему, на котором срабатывают конечные выключатели механизма изменения влета стрелы крана (1 м или 1,5 м в зависимости марки крана).

2. Расстояние между центрами вращения рядом стоящих кранов должно быть не менее, чем минимально допустимое.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

3. Принят способ работы кранов в одну сторону, так как для него необходима наименьшая протяжённость причального фронта с целью минимизации угла поворота стрел кранов, расположенных в концевых зонах, а также прилегающих к надстройке с промежуточным расположением, допускается использование, если это возможно, способа работы «навстречу друг другу».

4. Изменяя способ швартовки судна (по центру причала или со смещением судна к краю причала), мы расширяем или сужаем рабочие зоны концевых трюмов.

5. Число кранов, расположенных в рабочей зоне каждого трюма с учётом пересечений, не должно быть меньше предела концентрации на его люке.

6. В пересечении рабочих зон должно находиться наибольшее количество кранов, так как такие краны обладают возможностью участвовать в обработке двух смежных трюмов.

7. Вариант расстановки кранов на причале определяется значением величин $R_{\gamma, \gamma+h-1}$ ($\gamma = \overline{1, m}$, $h = \overline{1, m - \gamma + 1}$). В зависимости от последовательности расстановки кранов и способа швартовки судна к причалу (по центру или со сдвигом) для одного судна возможны различные варианты расстановки кранов.

Таким образом, предел концентрации технологических линий на взаимосвязанной совокупности смежных трюмов не является постоянной величиной, а зависит от варианта расстановки кранов по рабочим зонам судна. Поэтому обобщённый алгоритм расчёта верхней границы концентрации технологических линий на судах с вертикальным способом обработки с учётом результатов исследований, выполненных в настоящей работе, будет следующим:

- находятся рабочие зоны кранов при обработке судна;
- выделяются взаимосвязанные совокупности смежных трюмов;
- определяются варианты расстановки кранов по рабочим зонам;
- для каждого варианта расстановки кранов определяется минимальное время обработки судна по методике, предложенной в [1];
- вариант, для которого время обработки наименьшее, выбирается в качестве оптимального. Для него рассчитывается верхняя граница концентрации технологических линий.

В случае обработки судна только судовыми грузовыми средствами предел концентрации технологических линий на совокупности смежных трюмов $R_{\gamma, \gamma+h-1}$ определяется расположением этих средств на трюмах судна и возможностью их работы на нескольких отсеках в соответствии с конструкцией судна. Последовательность трюмов, в которой между каждой парой смежных трюмов имеется судовой кран, который может

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

поочерёдно работать на каждом из них, в данном случае образуют взаимосвязанную совокупность смежных трюмов.

Максимальное количество технологических линий, которое можно одновременно сосредоточить на взаимосвязанной совокупности смежных трюмов определяется из выражения

$$N_{\max} = \min \left(\sum_{\gamma=l}^{l+h-1} r_{\gamma}, R_{l,l+h-1} \right).$$

Между верхней границей концентрации технологических линий на взаимосвязанной совокупности смежных трюмов (K) и соответствующим ей максимальным количеством технологических линий всегда существует зависимость

$$N_{\max} \geq K.$$

Определим ситуации, в которых

$$N_{\max} = K. \quad (1)$$

Рассмотрим первый случай, когда $\sum_{\gamma=l}^{l+h-1} r_{\gamma} < R_{l,l+h-1}$. Из последнего

условия вытекает, что

$$N_{\max} = \sum_{\gamma=l}^{l+h-1} r_{\gamma}.$$

Так как $K = \sum_{\gamma=l}^{l+h-1} \frac{T_{\gamma}}{t_{\min}}$, то

$$\sum_{\gamma=l}^{l+h-1} r_{\gamma} = \sum_{\gamma=l}^{l+h-1} \frac{T_{\gamma}}{t_{\min}},$$

где T_{γ} - трудоёмкость обработки γ -го трюма, ч.

Таким образом, для того, чтобы в рассматриваемом случае выполнялось равенство (1) необходимо, чтобы выполнялись условия

$$r_{\gamma} = \frac{T_{\gamma}}{t_{\min}}, \quad \gamma = \overline{l, l+h-1}$$

или

$$t_{\min} = \frac{T_{\gamma}}{r_{\gamma}}, \quad \gamma = \overline{l, l+h-1}$$

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТЛОВ

То есть необходимо, чтобы минимальное время обработки всех трюмов было одинаковым и равным продолжительности обработки всего судна, что бывает только в случае, когда трудоёмкость погрузки-выгрузки трюмов прямо пропорциональна пределам концентрации технологических линий на локах.

Рассмотрим второй случай, когда $\sum_{\gamma=l}^{l+h-1} r_{\gamma} \geq R_{l,l+h-1}$. В такой ситуации

$$N_{\max} = R_{l,l+h-1}.$$

Так как $K = \sum_{\gamma=l}^{l+h-1} \frac{T_{\gamma}}{t_{\min}}$, то

$$R_{l,l+h-1} = \sum_{\gamma=l}^{l+h-1} \frac{T_{\gamma}}{t_{\min}}.$$

Таким образом, чтобы в рассматриваемом случае выполнялось равенство (1), необходимо, чтобы выполнялось условие

$$t_{\min} = \frac{\sum_{\gamma=l}^{l+h-1} T_{\gamma}}{R_{l,l+h-1}}.$$

То есть необходимо, чтобы минимально время определялось продолжительностью обработки всей совокупности смежных трюмов.

Продолжительность обработки взаимосвязанной совокупности смежных трюмов числом технологических линий, равным N , определяется из выражения:

$$t = \begin{cases} \frac{\sum_{\gamma=l}^{l+h-1} T_{\gamma}}{N}, & \text{если } N < K \\ t_{\min}, & \text{если } K \leq N \leq N_{\max}, \end{cases}$$

График зависимости t от N представлен на рис. 3.

Если судно состоит из нескольких взаимосвязанных совокупностей смежных трюмов, для каждой из которых известны $t_{\min j}$, K_j , $N_{\max j}$ ($j = \overline{1, n}$ - номер совокупности), то для судна в целом выполняются следующие условия:

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ
МОРСКИХ ПОРТЛОВ**

$$t_{\min} = \max_{j=1, n}(t_{\min j}),$$

$$K = \sum_{\gamma=l}^{l+h-1} \frac{T_{\gamma}}{t_{\min}},$$

$$N_{\max} = \sum_{j=1}^n N_{\max j},$$

$$K \leq \sum_{j=1}^n K_j \leq \sum_{j=1}^n N_{\max j}.$$

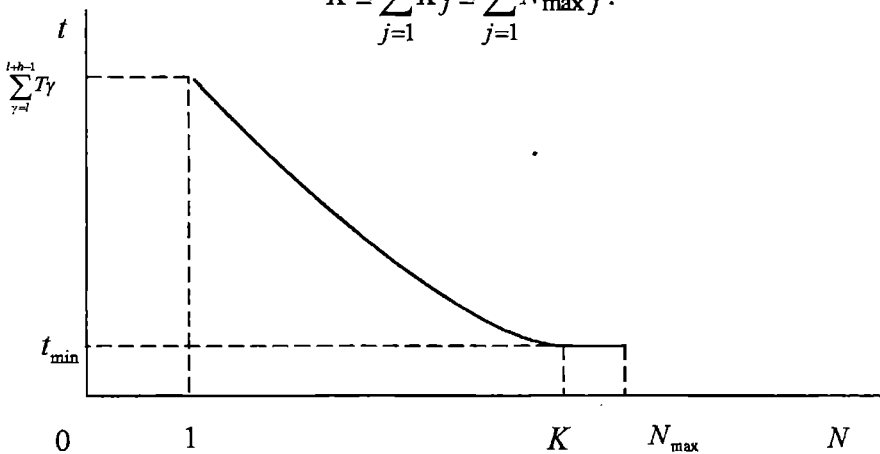


Рис. 3. График изменения продолжительности грузовой обработки взаимосвязанной совокупности смежных трюмов от количества технологических линий

Рассмотрим пример нахождения пределов концентрации технологических линий на трюмах судна, с промежуточным расположением надстройки. Работы ведутся порталным краном «Сокол» с колесом портала 10,5 м, на максимальном вылете 32 м, наибольший размер груза 1,5 м, размеры грузовых люков 9,8x7,3 м, 12,0x9,6 м, 11,0x9,6 м, 9,1x7,5 м. Наименьшее допустимое расстояние между работающими кранами для данных условий работы равно 20,04 м, длина причала 105 м.

Сопоставляя размеры груза и люков, находим, что $r_1 = r_4 = 1$ (в соответствии с требованиями [2]), $r_2 = r_3 = 2$, так как при данной длине груза для работы на два хода люк должен обладать длиной не менее 11 м, а оба рассматриваемых люка удовлетворяют этому требованию.

В связи с тем, что между вторым и третьим трюмами расположена надстройка и нет пересечения рабочих зон, судно состоит из двух

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

отдельных взаимосвязанных совокупностей смежных трюмов (рис. 1, 2). В носовую совокупность входят первый и второй трюмы и их сочетание. В кормовую – третий и четвёртый и их сочетание. Возможны два варианта расстановки кранов в рабочих зонах в зависимости от способа швартовки судна к причалу.

Первый вариант возможен при швартовке судна по центру причала или со смещением влево (рис. 1). Он определяется следующими значениями пределов концентрации технологических линий на трюмах: $R_{11} = 2$, $R_{12} = 3$, $R_{33} = 3$ (носовая совокупность) и $R_{33} = 2$, $R_{34} = 2$, $R_{44} = 2$ (кормовая совокупность).

Второй вариант возможен при швартовке судна со смещением к правому краю причала (рис. 2). Он определяется следующими значениями пределов концентрации: $R_{11} = 2$, $R_{12} = 2$, $R_{33} = 2$ (носовая совокупность) и $R_{33} = 2$, $R_{34} = 3$, $R_{44} = 2$ (кормовая совокупность).

$$N_{\max} = \min((1 + 2 + 2 + 1), (3 + 2)) = 5.$$

Самостоятельной является задача нахождения верхней границы концентрации технологических линий на обработке крытых вагонов и штафировке (наполнении и опорожнении) крупнотоннажных контейнеров.

Вначале рассмотрим особенности решения этой задачи для случая обработки крытых вагонов по варианту вагон-склад и обратно при помощи погрузчиков через стационарную складскую рампу.

Число погрузчиков, одновременно работающих на рампе и складе, практически не ограничено, то есть для более интенсивного выполнения внутривортовой транспортной и складской операций можно выделить два, три и более погрузчиков.

Ограничивающими элементами в рабочем цикле погрузчика являются:

- нахождение погрузчика в вагоне, включая проезд через его дверной проём с учетом безопасной зоны, необходимой для разъезда встречных машин;

- проезд погрузчика через дверной проём склада с учетом безопасной зоны, необходимой для разъезда встречных машин.

Эти элементы рабочего цикла могут выполняться только одной машиной и увеличение интенсивности их выполнения за счет наращивания количества работающих машин здесь не возможно.

В качестве лимитирующего (ограничивающего) элемента в рабочем цикле погрузчика принимается наиболее продолжительный элемент:

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

$$\begin{aligned}t_{\text{лим}} &= \max(t_{\text{ваг}}, t_{\text{скл}}), \\t_{\text{ваг}} &= t_3 + t_{\text{хз}} + t_{\text{хп}}, \\t_{\text{скл}} &= \frac{\ell_a}{V_2} + \frac{\ell_a}{V_n},\end{aligned}\quad (2)$$

где $t_{\text{лим}}$ - продолжительность выполнения лимитирующего (ограничивающего) элемента в рабочем цикле погрузчика, сек;

$t_{\text{ваг}}$ - продолжительность нахождения погрузчика в вагоне, включая проезд через его дверной проём с учетом безопасной зоны, необходимой для разъезда встречных машин, сек;

$t_{\text{скл}}$ - продолжительность проезда погрузчиком через дверной проём склада с учетом безопасной зоны, необходимой для разъезда встречных машин, сек;

t_3 - время, затрачиваемое на захват (отцепку груза), сек;

$t_{\text{хз}}, t_{\text{хп}}$ - время, затрачиваемое на проезд внутри вагона и по въездному мостику (включая безопасную зону, необходимую для разъезда встречных погрузчиков в дверном проёме вагона) соответственно с грузом и без груза, сек;

ℓ_a - безопасная зона, необходимая для разъезда встречных погрузчиков в дверном проёме склада, м;

V_2, V_n - скорость перемещения погрузчика соответственно с грузом и без груза, м/сек.

Верхняя граница концентрации погрузчиков при обработке одного вагона по варианту вагон-склад и обратно через стационарную складскую рампу равна

$$K = \frac{T_y}{t_{\text{мин}}}, \quad (3)$$

где T_y - продолжительность рабочего цикла погрузчика, сек.

Теперь остановимся на особенностях нахождения верхней границей концентрации технологических линий на стаффировке одного крупнотоннажного контейнера при работе по вариантам контейнер-вагон, контейнер-склад и обратно.

При работе по варианту контейнер-вагон и обратно продолжительность выполнения лимитирующего (ограничивающего) элемента в рабочем цикле погрузчика определяется из выражения

$$t_{\text{лим}} = \max(t_k, t_{\text{ваг}})$$

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

где t_k - продолжительность нахождения погрузчика в контейнере, включая проезд через его дверной проём с учетом безопасной зоны, необходимой для разъезда встречных машин, определяется по формуле аналогичной (2), но для условий работы в контейнере, сек.

При работе по варианту контейнер-склад и обратно продолжительность выполнения лимитирующего элемента в рабочем цикле погрузчика равна

$$t_{\text{лим}} = \max(t_k, t_{\text{скл}}),$$

Верхняя граница концентрации технологических линий на штафировке одного крупнотоннажного контейнера при работе по вариантам контейнер-вагон, контейнер-склад и обратно определяется из выражения (3).

ЛИТЕРАТУРА

1. Малаксиано А.А. Математическая модель задачи определения верхней границы концентрации технологических линий на судах с вертикальным способом обработки // Вісник ОНМУ. Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2002. Вип. 8. – С. 176-184.
2. Правила технічної експлуатації підіймально-транспортного устаткування морських портів. КНД 31.4.002-96. Частина 2 (додатки). – 395 с.
3. Суколенов А.Е. Методика обоснования на ЭВМ оптимальной механовооружённости причалов // Труды ЦНИИЭВТ. – М.: Транспорт, 1972. Вип. 85. – С. 1-200.

УДК 621.86.002.5:656.615

О ЛОГИСТИЧЕСКОЙ КОНЦЕПЦИИ УПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЕМ ПАРКА ПОРТОВОГО ПЕРЕГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Т.Е. Корниец

Парк портового перегрузочного оборудования является важнейшей составляющей портовых производственных мощностей, эффективная и надежная работа которого в значительной мере определяет качество работы порта. Сам порт вместе со своей сложной производственной инфраструктурой может рассматриваться как микрологистическая система, в которой осуществляется согласованное управление материальными, финансовыми, энергетическими и информационными потоками [1]. Основной целью логистической системы "Порт" является своевременная и сохраняющая перегрузка груза с одного вида транспорта на другой с минимальными затратами, а также оказание широкого спектра материальных услуг разнообразной клиентуре порта.

Реализация цели логистической системы "Порт" производится путем выполнения логистических функций, т.е. укрупненной группы приблизительно однотипных логистических операций.

Целью настоящей работы является разработка концепции управления развитием парка портового перегрузочного оборудования (ППО) порта на основе принципов логистики. Материальные услуги по перегрузке груза, как известно, являются объектом функциональной логистики с точки зрения производителя данного вида услуг – парка ППО.

Парк ППО является потребителем материальных потоков (запасных частей, агрегатов, топлива, смазочных материалов, перегрузочной техники и т.п.), а также завершающим звеном в ряде логистических цепей. В результате производственного потребления материальных потоков парк ППО создает готовую продукцию – услуги по перегрузке грузов (см. рис. 1). При создании системы управления материальными, финансовыми и информационными потоками в порту важную роль играет надежность всех звеньев внутривортовых логистических цепей (например, технологических линий). Поэтому портовые логистические системы управления должны быть адаптированными системами, позволяющими увязать движение потребляемых ППО с другими производственными подсистемами порта материальных и соответствующих финансовых ресурсов с вероятностным характером работоспособности различных типов и видов ППО. Эксплуатационная надежность ППО является системным понятием и определяется различными количественными и качественными показателями [2]. Она тесно взаимосвязана с материальными ресурсами, потребляемыми парком ППО в процессе его

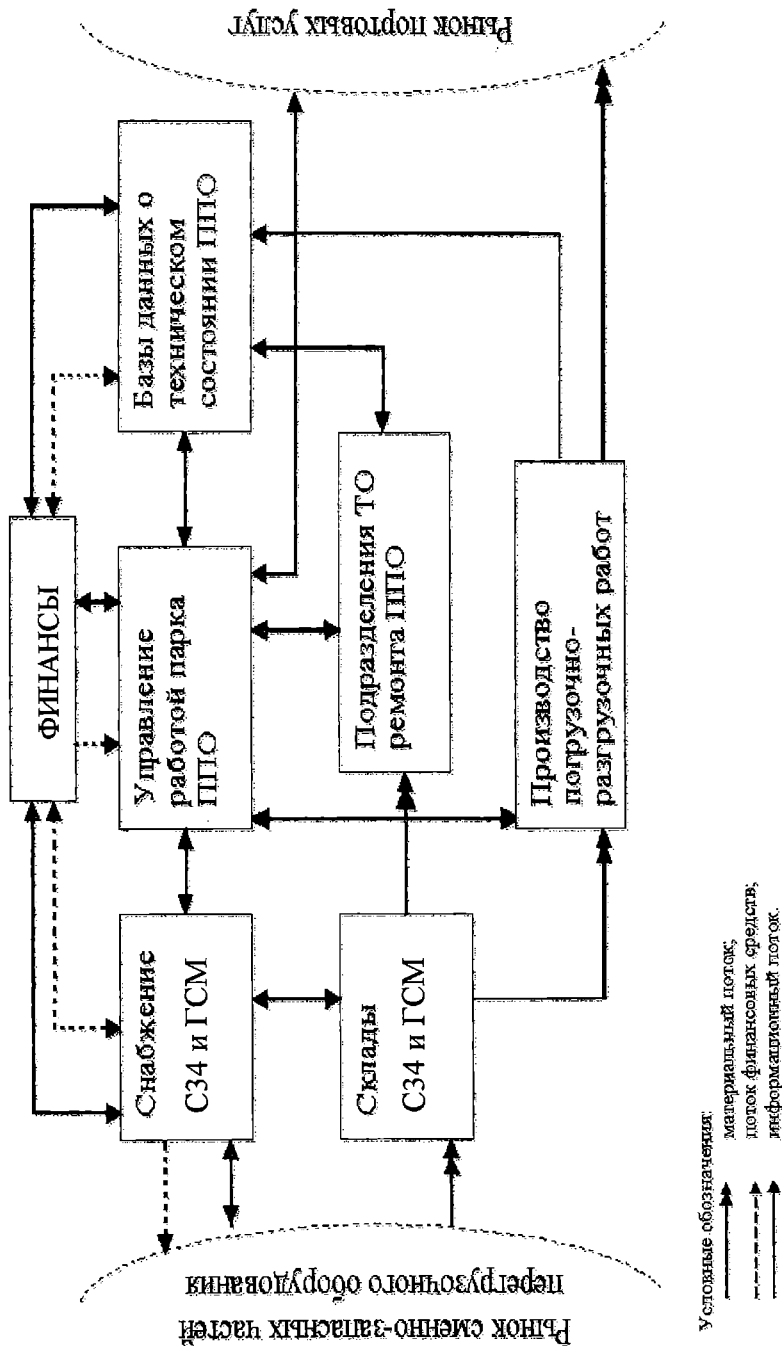


Рис. 1. Принципиальная схема подсистемы "Парк ППО" микрологической системы "Порт"

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

эксплуатации. Основными материальными ресурсами, определяющими эксплуатационную надежность ППО, являются запасные части и агрегаты перегрузочных машин, а также горюче-смазочные материалы. Рассмотрим более подробно роль управления потоками запасных частей и агрегатов в обеспечении надежности работы технологических цепочек (линий) в порту.

При традиционном подходе к управлению материальными ресурсами парка ППО задача повышения качества обеспечения запасными частями сводилась к наращиванию темпов и объемов их производства. С другой стороны, при существующем положении в портах характерно наличие дефицита запасных частей на складах и снижение объемов их производства в портовых мастерских. Известно, что дефицит запасных частей приводит к большим материальным и финансовым потерям в связи с:

- потерей части доходов от производства погрузочно-разгрузочных операций из-за увеличения простоев ППО в ремонте;
- ухудшением показателей качества работы порта из-за увеличения простоя транспортных средств;
- затратами на маневрирование материальными ресурсами, вызванными необходимостью компенсации дефицита за счет перераспределения потока запасных частей в рамках парка ППО;
- увеличением расходов на закупку "дефицита" по сверхвысоким ценам.

При традиционных методах определения потребности предприятия в запасных частях в расчетах исходят из норм их расхода, определяемым на основе средней величины годового использования данной единицы оборудования. Найденная таким путем потребность в сменно-запасных частях не увязана с производственной программой бизнес-плана парка ППО. Отсюда вытекает, что руководство парка не располагает достоверной информацией о реальной потребности в запасных частях, не только на ближайший, но и на долгосрочный период. А это приводит к тому, что система управления парком ППО воздействует на объект управления тогда, когда в системе происходят сбои (на складе отсутствуют запасные части, оборудование простаивает в ремонте). Такое управление является малоэффективным, поскольку оно лишь исправляет уже создавшуюся ненормальную ситуацию, а не упреждает ее возникновение.

Традиционная концепция методологии управления парком ППО в портах ориентирована на условия, когда спрос на портовые услуги значительно превышает предложение – пропускную способность портовых терминалов, когда отсутствует конкуренция на рынке портовых услуг. Такой подход может существовать в условиях административно-командной экономики. Более объективная оценка эффективности и

надежности работы парка ППО в условиях рыночной экономики, жесткой конкуренции с другими портами за грузопотоки и клиентуру может быть получена не разрозненными частными методиками, а с помощью системы методов и моделей, учитывающих основные принципы логистики.

Логистическая концепция методологии управления парком ППО должна включать в себя следующие основные положения [3,4]:

- поддержка высокого уровня эксплуатационной надежности парка должна осуществляться при помощи моделей и методов планирования и прогнозирования объемов грузопотоков, обрабатываемых парком ППО, а также потоков сменно-запасных частей и горюче-смазочных материалов;

- величины материальных запасов узлов и агрегатов, а также резервных машин следует рассматривать в едином комплексе с методами оценки развития портовой инфраструктуры;

- моделирование производства услуг по перегрузке и хранению грузов, его материального обеспечения и надежности перегрузочного оборудования необходимо рассматривать с единых (т.е. системных) позиций с целью получения достоверной оценки возможностей парка ППО по созданию конкурентоспособной продукции (т.е. услуг по перегрузке и хранению грузов);

- моделирование перегрузочного процесса должно выполняться с учетом организации и режима работы смежных видов транспорта, т.е. транспортных предприятий–перевозчиков, для того чтобы обеспечить условия для достижения конечной цели работы всей логистической цепочки - доставки грузов "точно в срок";

- контроль и прогнозирование уровня эксплуатационной надежности оборудования на портовых терминалах необходимо осуществлять вероятностно-статистическими методами и моделями;

- организация качественного статистического учета использования во времени перегрузочных машин (и даже их наиболее важных узлов), потоков, отказов и восстановлений этих машин должна осуществляться путем широкого применения средств автоматизации и новых информационных технологий;

- оценка ожидаемых финансовых показателей работы парка ППО должна рассчитываться с учетом заданного уровня эксплуатационной надежности машин и технологических линий.

Логистическая концепция организации производства погрузочно-разгрузочных, складских и вспомогательных работ включает в себя следующие основные принципы:

- отказ от избыточных запасов сменно-запасных частей, горюче-смазочных материалов и резервов перегрузочного оборудования;

- отказ от завышенного времени на выполнение погрузочно-разгрузочных работ, вызванного несовершенной технологией работ, отказами оборудования и плохой организацией его технического обслуживания;

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

- изъятие физически и морально устаревшего перегрузочного оборудования, которое мало используется, обладает низкой надежностью и т.д.;
- максимальное сокращение времени непроизводительного простоя перегрузочной техники;
- отказ от нерациональных технологических схем выполнения погрузочно-разгрузочных и ремонтных работ;
- превращение клиентуры порта из противостоящей стороны в доброжелательных партнеров.

Одним из радикальных путей решения проблемы повышения уровня эксплуатационной надежности парка ППО является создание информационного центра, где аккумулируется текущая информация о фактическом использовании каждой единицы парка оборудования, которая с помощью специальных алгоритмов математической статистики дает исчерпывающую картину технического состояния перегрузочной техники и позволяет прогнозировать отказовые (сбойные) ситуации и их предупреждать.

Центр поддержки эксплуатационной надежности может быть создан на базе существующей службы механизации порта. В задачи центра входят:

1. Сбор и введение информации о имеющейся в порту перегрузочной технике, классифицируемой по:
 - типам машин;
 - режимам и условиям их эксплуатации;
 - срокам эксплуатации.
2. Сбор, обработка и учет информации по:
 - отработке фактических машино-часов по каждой единице оборудования;
 - фактическим моментам и типам отказов машин, узлов, деталей, агрегатов;
 - трудоемкости и длительности восстановления отдельных узлов, блоков, агрегатов;
 - стоимости восстановления отдельных узлов, блоков, агрегатов, ремонта машины.
3. Определение закономерностей, характера и причин возникновения отказов.
4. Определение номенклатуры, необходимых запасных частей, узлов, агрегатов.
5. Создание обменного парка запасных деталей, узлов, агрегатов.
6. Определение оптимальной периодичности технического обслуживания и ремонта.
7. Прогнозирование надежности эксплуатации отремонтированных машин.
8. Разработка методов усовершенствования технологии ремонта.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

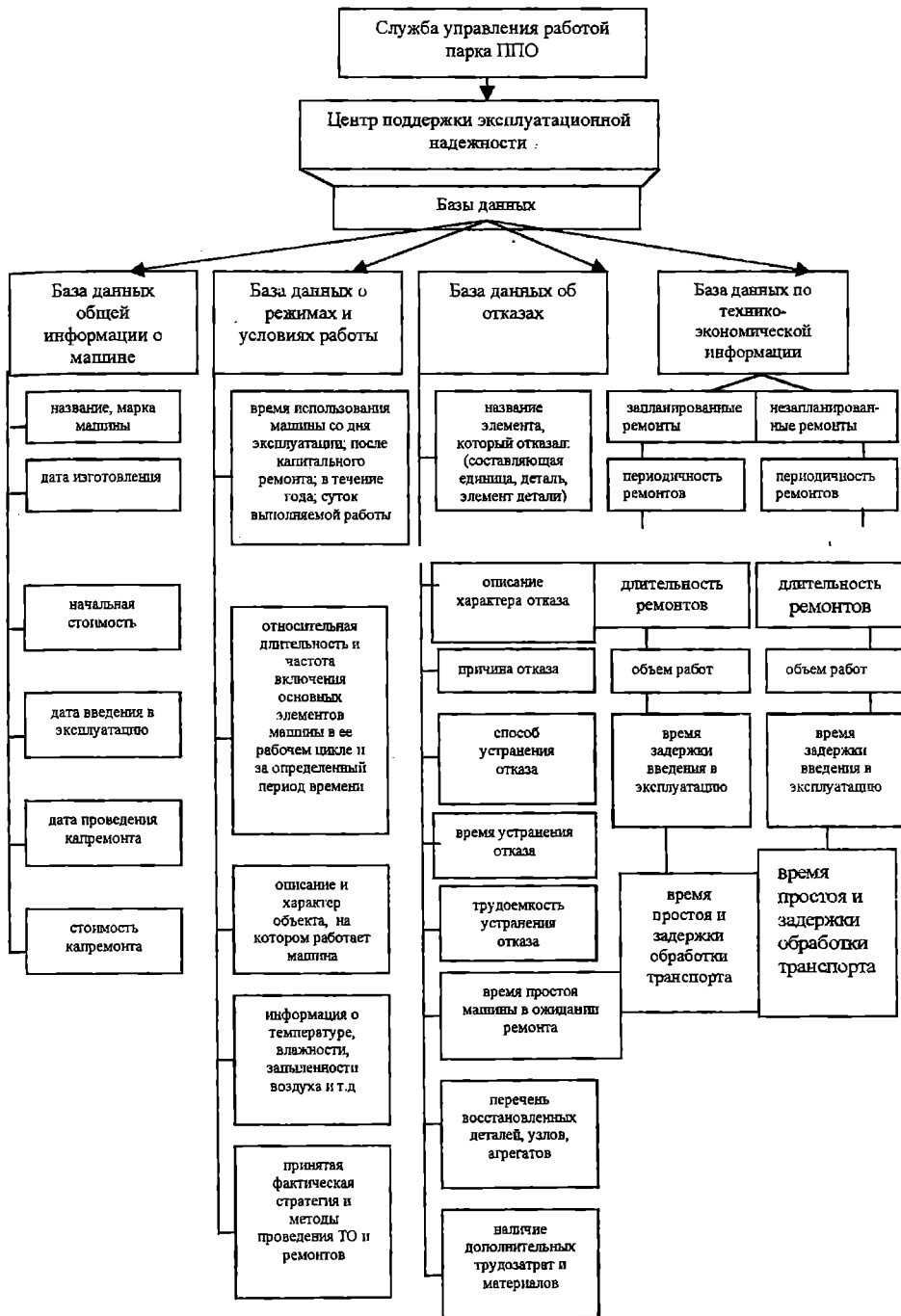


Рис. 2. Структура базы данных

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

Организация сбора информации должна обеспечивать расчет и прогноз вероятности безотказности работы оборудования, полноту, своевременность, непрерывность и регулярность обновления данных, а также использовать современные программные продукты поддержки баз данных. Важной составляющей деятельности центра является организация ведения различных баз данных: общей информации о машине, о режимах и условиях работы, об отказах, о технико-экономической информации. Возможная структура такой базы данных приведена на рис. 2.

ЛИТЕРАТУРА

1. Боделан И.В. О логистической концепции управления деятельностью порта // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць. Вип. 4. – Одеса: ОНМУ, 2002. С.186-194.
2. Зубко Н.Ф., Постан М.Я., Корниец Т.Е. Проблема определения эксплуатационной надежности портовых перегрузочных комплексов // Зб. наук. праць. Вип. 6. Одеса: ОНМУ, 2001. – С. 81–89.
3. Смехов А.А. Основы транспортной логистики. – М.: Транспорт, 1995. – 2000 с.
4. Лукьянский В.С., Бережной В.И., Бережная Е.В., Цвиринько И.А. Логистика автомобильного транспорта. Концепции, методы, модели. – М.: Финансы и статистика, 2000. – 278 с.
5. Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. Надійність машин. Навчальний посібник. – К.: НТУ, 2001. – 428 с.

УДК 338.47: 65 6.61: 368.23

ЭФФЕКТИВНОСТЬ МОДЕЛИ СООТНЕСЕНИЯ НАДБАВКИ ЗА ВОЕННЫЙ РИСК И ПОЛИТИЧЕСКОГО РЕЙТИНГА РЕГИОНА

И.В. Савельева

Военный риск - в морском страховании – опасность убытков, вызванных военными действиями (вне зависимости от форм объявления состояния войны), военными мероприятиями, революцией, гражданской войной, восстанием, захватом судна, конфискацией, реквизицией, арестом или уничтожением судна или груза по требованию военных или гражданских властей [1]. Страхование военного риска действует только в мирное время или в условиях ограниченных военных конфликтов.

В договорах морской перевозки, аренды, как правило, присутствуют оговорки, касающиеся военных рисков. Эти оговорки традиционно защищают судовладельца. Действие этих оговорок может привести к расторжению контракта вследствие невозможности или незаконности выполнения условий чартера, если страна, в которой зарегистрировано судно, находится в состоянии войны со страной, в которую направляется судно [3].

Войны или восстания могут подвергать судно, команду или груз дополнительным рискам, некоторые из которых не могут быть застрахованы, а иные страхуются по слишком высоким ставкам.

Оговорка, касающаяся военных рисков, призвана четко обозначить условия расторжения чартера и права сторон при наступлении военных рисков.

Как правило, военные риски четко определяются. Например, в статье “*War 1950*” в GENCON «Военный риск» должен включать в себя любой вид блокады или любого действия, которое может быть названо блокадой, со стороны любого правительства или любой из воюющих сторон или организации, саботаж, пиратство, любую объявленную или необъявленную войну, вооруженное столкновение, военную операцию, гражданскую войну, революцию».

Содержание статьи «Военные риски» в чартере всегда закрепляет за судовладельцем право расторгнуть чартер, если в соответствии с условиями этого чартера судно должно выйти за пределы, установленные IWL (Institute Warranty Limits).

Следует отметить, что стандартная страховка, предоставляемая P&I клубами, не включает в себя ответственность по военным рискам, если судно выходит за пределы IWL. В случае, если судовладельцы согласны

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

выйти за пределы, установленные IWL, но хотят обезопасить себя, необходимо либо приобрести дополнительную страховку у коммерческих страховщиков, либо у P&I клуба. Оговорка по поводу дополнительного страхования может быть в следующей форме включена в договор страхования (Institute War and Strikes Clauses, Hulls – Time (1/10/83)):

“В отношении исключаемых зон, перечисленных ранее, дополнительная страховка покрывает: убытки, потери и повреждения, нанесенные судну по причине военных действий, революции, восстания, мятежа, гражданской войны или враждебных действий со стороны или против любой из воюющих сторон, захвата, ареста, задержки, и вытекающих из этого последствий (как то: оставшиеся бомбы, торпеды, мины или другое вооружение), забастовок, локаутов рабочих, участвующих в акциях гражданского неповиновения, бунтов, волнений, террористических акций по политическим мотивам, экспроприации и конфискации”

Каждый клуб или коммерческий страховщик проводит свою политику в области индексации военного риска в том или ином районе земного шара. В своих выводах они опираются на аналитические данные, предоставляемые специализированными агентствами.

В любом случае, информация, на основании которой страховщики и P&I клубы объявляют о военных надбавках, имеет достаточно неопределенный характер, что приводит к определенному диапазону колебаний надбавки за военный риск в зависимости от конкретной ситуации. Соответственно, существует марджин уторговывания, зная который судовладелец мог бы повлиять на величину своих дополнительных расходов.

Следует отметить, что большинство судовладельцев не рассматривают данный вопрос столь детально, а просто автоматически перекладывают расходы по дополнительному страхованию на фрахтователей, увеличивая соответствующим образом фрахтовую ставку, либо теряют часть прибыли, выплачивая соответствующие суммы. Однако, в современных условиях жесточайшей конкурентной борьбы на фрахтовом рынке такой подход к ценообразованию является недальновидным и может привести к потере имеющейся доли рынка. Для того, чтобы избежать коммерчески неблагоприятного развития событий, судовладельцам следует рассматривать установление плавающих надбавок за военный риск в контексте текущей политической ситуации в конкретном регионе и проводить постоянный мониторинг ситуации по недопущению как появления убытков компании ввиду повышенных расходов по страхованию, так и недовольства клиентов, способных проанализировать структуру расходов и реальное положение дел в регионе. Основным инструментом установления адекватной надбавки является оценка политического риска в регионе.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТЛОВ

Для правильной оценки вероятности военного риска в конкретном регионе необходимо проанализировать совокупность экономических, социальных, политических и других факторов, влияющих на общий политический климат в регионе, поскольку именно политический рейтинг стран конкретного региона определяет уровень политической стабильности и вероятность возникновения политических конфликтов как внешнего, так и внутреннего характера.

Политический рейтинг региона (страны) определяется уровнем политического риска, оценка которого осуществляется различными аналитическими агентствами по существующим моделям с использованием индивидуально разработанных наборов исходных данных.

Интерес к проблеме оценки политических рисков возник в конце 50-х гг. в связи с взрывоопасной политической ситуацией в различных регионах мира. В 70-х гг. в крупнейших корпорациях были сформированы специальные структуры, занимающиеся оценкой уровня риска, которому подвержена деятельность компаний в других странах. Однако до начала 80-х годов из-за сложности проблемы и недостаточной разработанности методов анализа политическому риску отводилась подчиненная роль в общей оценке странового риска.

В современных условиях оценка политического риска является теоретической базой для принятия решений в политике и экономике.

Значение термина «политический риск» достаточно широко - от прогнозирования политической стабильности до оценки всех некоммерческих рисков, связанных с деятельностью в различных социально-политических средах [3].

Значительная часть специалистов по политическому риску придерживается мнения, что политическое событие не обязательно несет риск для бизнеса, но может также означать новые возможности [2]. Они предлагают под термином «политический риск» понимать неопределенность Среды, в которой действуют все нерыночные силы. Это означает, что при прогнозировании политического риска необходимо учитывать не только негативные изменения, но также и позитивные, представляющие дополнительные возможности для бизнеса.

Классификация политических рисков проводится на основе разделения событий, вызванных либо действиями правительственных структур в ходе проведения определенной государственной политики, либо силами, находящимися вне контроля правительства [4]. В соответствии с этим принципом практикуется деление политического риска на экстра-легальный и легально-правительственный (табл. 1)

Экстра-легальный риск означает любое событие, источник которого находится вне существующих легитимных структур страны: терроризм, саботаж, военный переворот, революция.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

Легально-правительственный риск является прямым продуктом текущего политического процесса и включает такие события как демократические выборы, приводящие к новому правительству и изменениям в законодательстве, касающегося торговли, труда, совместных предприятий, денежной политики.

Таблица 1. Классификация политических рисков

	Экстра-легальный риск	Легально-правительственный риск
Макрориск	Революция	Изменение законодательства
Микрориск	Терроризм	Торговое регулирование

В другой классификации, предложенной Я. Барковичем, выделяются внутренние и внешние источники политических и экономических факторов риска [3]. Такое деление достаточно условно, поскольку факторы из различных групп могут оказывать влияние друг на друга.

Сложность и многогранность проблемы анализа и оценки политического риска являются причиной существования множества подходов к ее решению. Различные модели имеют определенные преимущества и недостатки. Так, например, экспертные системы критикуются за то, что в них не всегда четко прослеживаются причинные отношения. Эконометрические модели часто страдают сложностью обеспечения источниками текущих данных, характеризующих большинство независимых переменных, необходимых для анализа. Встроенные модели требуют значительных финансовых ресурсов, продолжительны во времени и географически ограничены [4]. Из этого следует, что оптимальный подход должен сочетать лучшие стороны каждого из методов и давать возможность измерять макрориски и интерпретировать их применительно к проектно-специфическим условиям.

В данной работе в качестве примера для определения адекватного уровня надбавки за военный риск используются данные, предоставляемые еженедельно службой BERI (Business Environment Risk Index). Используемый ими метод формирования сравнительного политического рейтинга стран включает в себя несколько этапов: выбор переменных (политическая стабильность, степень экономического роста, степень инфляции, уровень национализации и др.), определение веса каждой переменной (максимальный вес имеет переменная политической стабильности), обработка показателей с использованием экспертной шкалы, выведение суммарного индекса, теоретически располагающегося в пределах от 0 до 100 (минимальный индекс означает максимальный риск, и наоборот) [3]. Как правило, индексы стран не достигают крайних значений.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

В качестве примера для расчета надбавки за военный риск рассмотрим рейс Одесса (Украина) – Даммам (Саудовская Аравия) – Бахрейн – Мисурата (Ливия).

Общая длительность рейса Одесса (Украина) – Даммам (Саудовская Аравия) – Бахрейн – Мисурата (Ливия) не превышает 60 суток.

Уведомление о том, что судно собирается посетить 'War-like zone', судовладелец должен отправить, как правило, за 48 часов до входа в зону. Для Персидского залива нотис должен быть подан за 48 часов до прохождения Муската (Оман). Получение такого нотиса считается подтверждением заключения договора о страховании в 'War-like zone'. Договор заключается на период 7 дней, если судно не вышло за пределы зоны в течение 7 дней, договор считается автоматически перезаключенным еще на 7 дней.

Соответственно, в течение всего времени следования от Муската до Даммама судно покрывается страховкой на военный риск по базовой ставке порта Даммам. После окончания выгрузки и ухода из порта с момента «full away» судно покрывается по базовой ставке Бахрейна, которая действует до прохода судном Муската в обратном направлении.

Нотис о входе в Красное море должен поступить страховщику за 48 часов до прибытия в Порт-Саид в прямом направлении и за 48 часов до прохода Адена – в обратном.

Для порта Мисурата нотис подается за 48 часов до подхода к порту.

Рассчитаем время нахождения судна в пределах каждой из 'War-like zone' на примере судна «Альфа Гемини» со страховой стоимостью 13,5 млн. ам. дол. Скорость судна составляет 13,5 узлов, дедвейт - 298 т (в расчетах учтем 10% корректировку на погодные условия):

1. Красное море: Порт-Саид – Аден

$$1394 \text{ мили} / (13,5 \text{ узлов} * 0,9) = 4,7 \text{ дня.}$$

В прямом и обратном направлениях это составит 9,4 дня, что соответствует двум семидневным периодам.

2. Персидский залив (Даммам)

$$\text{Мускат – Даммам } 562 \text{ мили} / (13,5 \text{ узлов} * 0,9) = 1,8 \text{ дня.}$$

При условии, что норма выгрузки составит 5000 т/сут, общее время нахождения судна в зоне действия ставки военного риска по порту Даммам – 11,8 дня, что соответствует 2 семидневным интервалам.

3. Персидский залив (Бахрейн)

$$\text{Бахрейн – Мускат } 532 \text{ мили} / (13,5 \text{ узлов} * 0,9) = 1,8 \text{ дня.}$$

При условии, что норма погрузки составит 25000 т/сут, общее время нахождения судна в зоне действия ставки военного риска Бахрейна – 4,0 дня, что соответствует 1 семидневному интервалу.

4. Порт Мисурата: с нормой погрузки 12500 т/сут время выгрузки составит 4,8 дня.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

В нижеприведенной таблице указаны верхняя и нижняя границы для индексации военного риска в случае захода в 'War-like zones' (ставки указаны в процентах от общей страховой стоимости судна).

В интересах страховщиков проиндексировать ставку по максимальному уровню. И не обладая достаточным механизмом проверки, судовладелец вынужден соглашаться с предложением страховщика.

Таблица 2. Диапазон надбавок за военный риск на год

Регион	Min ставка	Max ставка
Красное море	0	0,025
Саудовская Аравия	0,020	0,100
Бахрейн	0	0,100
Ливия	0,040	0,150

В соответствии с общепринятой политикой в области страхования военных рисков, расходы судовладельцев составят (на примере судна «Альфа Гемини» со страховой стоимостью 13,5 млн. ам. дол.):

1. Красное море: $0,00025 \cdot 13500000 = 3375$ ам. дол. за один семидневный период, за весь срок – 6750 ам. дол.

2. Даммам: $0,001 \cdot 13500000 = 13500$ ам. дол. за один семидневный период, за весь срок – 27000 ам. дол.

3. Бахрейн: $0,001 \cdot 13500000 = 13500$ ам. дол. за один семидневный период, за весь период – 27000 ам. дол.

4. Ливия: $0,0015 \cdot 13500000 = 20250$ ам. дол. за один семидневный период.

В сумме расходы на страхование военных рисков составят

$$S_{\text{ins}} = 6750 + 27000 + 27000 + 20250 = 81000 \text{ ам. дол.}$$

Расходы на страхование составляют 81000 ам. дол. при условии отсутствия задержек в портах погрузки выгрузки.

Предлагаемая далее модель адекватного соотношения надбавки за военный риск и политического рейтинга региона позволяет оценить расходы на страхование с позиции текущей политической ситуации.

Для соотношения военного и политического рисков, в первую очередь, необходимо определить диапазон колебания политического риска за год.

**Шаг 1. Определение диапазона колебаний политического риска
за год**

На текущий год политический риск обычно прогнозируется для двух вариантов развития ситуации: оптимистического и пессимистического. Первому варианту соответствует улучшение политической ситуации в регионе: снижение активности экстремистских организаций, улучшение работы органов правопорядка, изменение политики государства и пр. Второму варианту соответствуют усугубление существующих противоречий в обществе, усиление внутренней социальной разобщенности, осложнения на международном уровне и пр.

Результатом событий 11 сентября 2001 в США стало резкое изменение политической ситуации в мире. Для всего региона Персидского залива в целом эти события повлекли за собой увеличение политического риска. Террористические атаки гражданских и военных объектов как в США, так и за пределами страны, привели к началу широкомасштабной антитеррористической операции в Афганистане.

Хотя антитеррористическая операция не коснулась напрямую вышеперечисленных стран региона, боевые действия послужили толчком для активизации деятельности экстремистски настроенных организаций внутри рассматриваемых стран.

Анализ политической ситуации в Саудовской Аравии свидетельствует о том, что вероятность изменения политического строя и вовлечения страны в широкомасштабные военные действия невелика. Вместе с тем, риск возникновения гражданских волнений, а также проведения террористических актов на территории страны достаточно высок.

Для Бахрейна ситуация в целом остается спокойной как на государственном уровне, так и на общественном. Наличие на территории страны крупнейшей в регионе базы ВМС США, а также гибкая политика государства говорят о стабильности, по крайней мере, на ближайшее время.

Для Ливии характерна поддержка экстремистских сил на государственном уровне, поэтому недавние изменения в государственной политике повлекут изменения в общественной жизни. Заявление же правительства США о том, что Ливия принадлежит к так называемой «оси зла» подтверждает опасения о возможной нестабильности в этой стране.

В данном примере принималась за основу столбчатая шкала оценки политической стабильности в соответствии с моделью Business Environment Risk Index (BERI). Политический риск находится в обратной зависимости от рейтинга политической стабильности страны или региона. То есть из трех анализируемых стран Бахрейн является менее рискованной

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

страной, тогда как в Ливии вероятность возникновения различного рода конфликтов наибольшая и составляет порядка 80%.

Таблица 3. Прогноз уровня политического риска

Страна (регион)	Уровень политического риска		
	На текущий год		На два месяца
	Мин.	Макс.	
Саудовская Аравия	35	39	37
Бахрейн	68	74	74
Ливия	17	25	23
Красное море	38	43	43

Следует подчеркнуть, что такого рода прогноз требует учета аналитических данных на перспективу как для определения надежности прогнозов по рискам, так и для определения соотношения интересующего нас периода с циклом развития политических процессов в рамках стран региона и на общенациональном уровне.

Шаг 2. Соотнесение значений политического риска и надбавок за военный риск

1. Рассчитаем диапазон колебания политического рейтинга

$$\Delta Pr = Pr_{\max} - Pr_{\min}, \quad (1)$$

где Pr_{\max} , Pr_{\min} – соответственно, максимальное и минимальное значение политического рейтинга на текущий год.

2. Рассчитаем диапазон колебания надбавок за военный риск

$$\Delta W = W_{\max} - W_{\min}, \quad (2)$$

где W_{\max} , W_{\min} – соответственно, максимальное и минимальное значение надбавки за военный риск на текущий год.

3. Определение соотношения диапазона колебаний надбавки за военный риск и политического рейтинга

$$C_{\Delta} = \Delta W / \Delta Pr, \quad (3)$$

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

Шаг 3. Корректировка надбавки за военный риск в соответствии с прогнозируемым значением политического риска

$$W_{Pr} = W_{\min} + C_{\Delta} * (Pr_{\max} - Pr), \quad (4)$$

где Pr – прогнозируемое значение политического риска

На примере судна «Альфа Гемини» со страховой стоимостью 13,5 млн. дол. рассмотрим эффективность предложенной модели на заданном направлении.

Опираясь на полученные данные, скорректируем ставку военного риска для рейса на октябрь-ноябрь 2002 года:

1. Красное море

В виду того, что прогнозируемый политический рейтинг равен максимальному политическому рейтингу (т.е. минимальному уровню риска), рассчитанному на год, принимаем надбавку военного риска равной нулю. Данный вывод подтверждается отсутствием за последние месяцы инцидентов, покрываемых военными рисками.

2. Саудовская Аравия

$$\Delta Pr = 39 - 35 = 4$$

$$\Delta W = 0,1 - 0,02 = 0,08$$

$$C_{\Delta} = 0,08 / 4 = 0,02$$

$$W_{Pr} = 0,02 + 0,02 * (39 - 37) = 0,02 + 0,04 = 0,06.$$

Прогнозируемому рейтингу 37 соответствует значение надбавки за военный риск 0,06.

3. Бахрейн

Для Бахрейна прогнозируемый рейтинг составляет 74, что соответствует нулевому индексу военного риска.

4. Ливия

$$\Delta Pr = 25 - 17 = 8$$

$$\Delta W = 0,15 - 0,04 = 0,11$$

$$C_{\Delta} = 0,11 / 8 = 0,014$$

$$W_{Pr} = 0,04 + 0,014 * (25 - 23) = 0,04 + 0,028 = 0,068.$$

Таким образом, общие расходы на страхование составят:

1. Для Красного моря – 0

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

2. Для Даммама – $0,0006 \cdot 13500000 = 8100$ ам. дол. за один семидневный период, за весь период – 16200 ам. дол.
3. Для Бахрейна – 0.
4. Для Мисураты – $0,00068 \cdot 13500000 = 9180$ ам. дол.

$$S'_{\text{ins}} = 16200 + 9180 = 25380 \text{ ам. дол.}$$

Соответственно, разница между расходами на страхование в первом и втором случаях составит:

$$\Delta S_{\text{ins}} = S_{\text{ins}} - S'_{\text{ins}} = 81000 - 25380 = 55620 \text{ ам. дол.}$$

Следовательно, экономический эффект использования модели сопоставления политического рейтинга и надбавки за военный риск составляет 55620 ам. дол., что соответствует примерно 7 % от прибыли, полученной за рейс.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Морской энциклопедический словарь / Под ред. В.В. Дмитриева. - Л.: Судостроение, 1991. - Т. 1. - 504 с.*
2. Чопра В.Д., Расготра М. *Генезис региональных конфликтов: Кашмир, Афганистан, Западная Азия, Камбоджа, Чечня. - М.: Вагриус, 1999. - 268 с.*
3. *Jacob Bercovitch. Resolving International Conflicts: The Theory and Practice of Mediation Lynne Rienner Publishers, 1995. - 564 p.*
4. *Joseph Sorm, Mary Ney. Understanding International Conflicts: An Introduction to Theory and History. Longman, 2001. - 426 p.*

УДК 656.61.07

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ПРИНЯТИЯ
УПРАВЛЕНЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ В МОРСКИХ ТОРГОВЫХ ПОРТАХ**

О.А. Кондратюк

В настоящее время в Украине проводится административная реформа, основной целью которой является повышение эффективности системы управления как народным хозяйством в целом, так и его отраслями, производственными комплексами и предприятиями. Проведение этой реформы требует формирования и совершенствования новых процедур в управленческой деятельности, которые должны включать новые схемы и регламент принятия управленческих решений, распределения ответственности по управленческой вертикали, повышение уровня управленческой культуры, обоснованной оценки результатов работы отдельных руководителей и подведомственных им коллективов.

Морские торговые порты являются ведущими предприятиями морского транспорта Украины, работающими относительно устойчиво в условиях перехода к рынку. Однако в сравнении с деятельностью портового хозяйства ведущих морских государств мира уровень эффективности их деятельности ещё недостаточен. Как свидетельствует мировой опыт, основным путём повышения эффективности работы морских портов в современных условиях являются не технико-технологические факторы, а совершенствование системы менеджмента, в которой принятие управленческих решений является одним из главных элементов. Данное обстоятельство обуславливает необходимость создания и внедрения в практику управления морскими портами систем, повышающих эффективность деятельности руководящего состава.

Деятельность любого органа управления состоит в получении, обработке, хранении, передаче информации и принятии на её основе решений. Поэтому от качества информационного обеспечения процесса принятия решений зависит эффективность функционирования всего предприятия, особенно это актуально для морских портов, производственно – хозяйственная деятельность которых характеризуется быстротечностью, одновременным взаимодействием с большим числом клиентов, участием в производственном процессе большого количества материальных и трудовых ресурсов, наличием разнообразных по содержанию работ и наличием постоянно изменяющихся факторов и условий, часто неопределенного характера, существенно влияющих на процессы перевалки грузов и обработки транспортных средств (неравномерность подхода судов и подачи вагонов, отсутствие строго регламентированного ритма перегрузочного процесса, изменения

конъюнктурных требований международного рынка, метеорологическая обстановка и др.). Управление такой системой является сложным процессом, связанным с необходимостью обработки значительных объёмов циркулирующей информации и быстрого принятия оперативных управленческих решений, направленных на сокращение сроков обработки транспортных средств и доставки грузов потребителям.

Впервые термин “управленческое решение” появился в зарубежной научной экономической литературе в 30-е годы XX столетия, в результате углубления исследований содержания и функций управленческого труда. В настоящее время под понятием “управленческое решение” принято понимать “мыслительно-волевые акты, формулирующие идеи о путях, средствах, формах и методах достижения определенных политических, социально-экономических или производственных целей в существующей на данный момент социальной или производственной ситуации“ [4. С.659]. Большинство специалистов соглашаются с тем, что управленческие решения должны быть:

- 1) научно обоснованными, т.е. должны формироваться с учётом законов и закономерностей той области деятельности, в которой они принимаются;
- 2) целенаправленными, т.е. способствовать достижению поставленных целей;
- 3) количественно и качественно определенными, т.е. иметь конкретно выраженные количественные показатели и качественные характеристики результатов решения;
- 4) правомерными – отвечать правовым нормам их принятия;
- 5) законными – не противоречить государственным и ведомственным законодательным положениям, приказам;
- 6) оптимальными – обеспечивать наилучшее достижение целей путём рационального использования ресурсов;
- 7) своевременными, т.е. позволяющими не только быстро устранить действие негативного фактора, но и произвести коррекцию ситуации, которая могла бы повлечь возникновение такого фактора;
- 8) стимулирующими, т.е. в своём содержании иметь механизм, направленный на поддержание у исполнителей интереса к реализации решения наилучшим образом;
- 9) гибкими, т.е. при сохранении общей целенаправленности решения должны поддаваться изменениям;
- 10) иметь конкретное содержание, т.е. точно определённый состав и последовательность выполнения предусматриваемых им мер;
- 11) целесообразными с точки зрения экономической эффективности.

Для принятия эффективного управленческого решения необходимо:

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

- иметь чёткое представление общих целей функционирования управляемого объекта;

- знать задачи, которые предстоит решить для реализации поставленных целей;

- реально представлять состояние управляемого объекта;

- осуществить правильный выбор методов, с помощью которых можно перевести управляемый объект в состояние, соответствующее поставленным целям;

- понимать действия объективных экономических законов, которые влияют на процессы, протекающие в управляемом объекте, своевременно реагировать на изменяющуюся обстановку с тем, чтобы управление осуществлялось эффективно;

- иметь полную и достоверную информацию об объекте управления, а именно знать: цели и задачи управляемого объекта; критерии деятельности и границы управляемости объекта; состояние объекта управления; механизм функционирования, закономерности и тенденции развития объекта; возможные изменения условий деятельности организации; альтернативные стратегии деятельности; возможные альтернативы решения; последствия реализации альтернатив; механизм выбора лучшей альтернативы.

Информацию, необходимую для принятия решений, можно разделить на три группы:

- первая включает информацию, заранее накопленную в системе управления и потенциально готовую к использованию в процессе принятия решений;

- вторая составляет информацию, получаемую управляющим в процессе принятия решений (оперативная информация), а также информацию, полученную путём аналитической обработки уже имеющейся информации;

- к третьей группе относится информация, которая не может быть получена какими-либо объективными методами.

Исходя из изложенного, предлагается следующая структура управленческого решения (рис. 1.).

В настоящее время основными инструментами формирования информации для процесса принятия управленческих решений являются системы учёта и анализа хозяйственной деятельности. Однако данные системы не в состоянии предоставить информацию, удовлетворяющую всем требованиям к качеству информационного обеспечения. В некоторой степени проблему решает управленческий учёт, который применяется, прежде всего, к внутренним операциям предприятия, представляя собой основу коммуникативной системы предприятия.

Основная задача управленческого учёта состоит в обеспечении информацией руководителей и специалистов, ответственных за

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

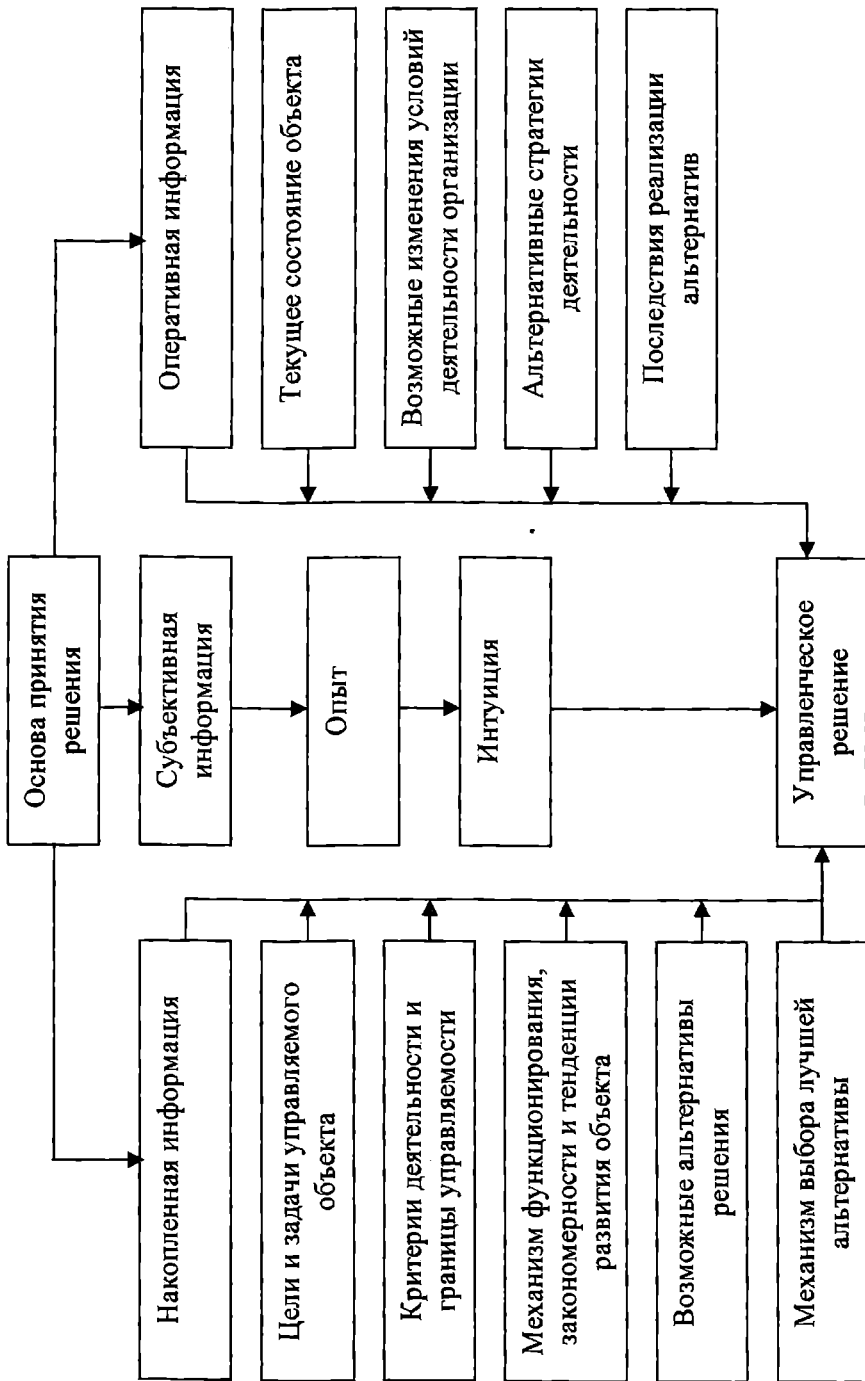


Рис. 1. Информационная структура управленческого решения

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МОРСКИХ ПОРТОВ

достижение конкретных производственных целей. Таким образом, управленческий учёт предоставляет менеджерам информацию, необходимую для управления предприятием и его подразделениями. Благодаря управленческому учёту руководители получают информацию не только о затратах на производство, но и о полученной прибыли как по всему предприятию, так и по его отдельным подразделениям, а также о большом количестве других показателей, необходимых для объективной оценки производственно – хозяйственной ситуации, её анализе и принятии на этой основе объективного управленческого решения. Управленческий учёт – это не что иное, как система информационной поддержки управления, это своего рода фильтр, отсеивающий всё ненужное и по крупницам собирающий всё то, что может помочь в принятии управленческих решений.

При всей своей прогрессивности в настоящее время управленческий учёт не может удовлетворить всех потребностей менеджеров в информации, что обусловлено, прежде всего, так называемой, проблемой старения информации. Как отмечает Т. Скоун: “Лучше получить на 90 % точную информацию сразу после события, чем на 100 % точную через 6 месяцев.”[2. С. 9]. От себя можно добавить, что эта информация будет ещё более ценной, если она будет получена ещё в ходе протекания какого-либо процесса.

С развитием рыночных отношений, повышением нестабильности внутренней и внешней среды предприятия предъявляются новые требования к системе учёта и отчётности, которые не могут быть реализованы существующими системами. В настоящее время назрела необходимость разработки методики организации системы учёта, которая, основываясь на существующих системах, позволяла бы своевременно реагировать на все отклонения в управляемом объекте, возникающие в процессе реализации того либо иного управленческого решения. Необходимо сформировать структуру и состав учётных документов, определить принципы построения и функционирования системы. Особое внимание необходимо уделить разработке форм отчётных документов, которые позволили бы упростить процесс анализа учётных показателей и на этой основе позволили бы повысить эффективность и оперативность управленческих решений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кондратюк О.А. Особенности процесса принятия решения на предприятиях морского транспорта // Развитие методів управління і господарювання на транспорті. Зб. наук. праць. Вип. 5. - Одеса: ОДМУ, 1999. - С. 78 - 85.
2. Скоун Т. Управленческий учёт. Пер. с англ./ Под ред. Н.Д. Эриашвили. - М.: Аудит, ЮНИТИ, 1997. - 179 с.
3. Цыгичко В.Н. Руководителю - о принятии решений. 2-е изд., испр. и доп. - М.: ИНФРА-М, 1996. - 272 с.
4. Юридический словарь - справочник. - К.: Фемина, 1996. - 850 с.
5. Яругова Алиция Управленческий учёт: опыт экономики развитых стран: Пер. с польск. Предисловие Я.В. Соколова. - М.: Финансы и статистика, 1991. - 240 с.

УДК 629.12.004.67

НОВЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ КОРРОЗИОННОСТОЙКОЙ НАПЛАВКИ СУДОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Т.Г. Кравцов, О.И. Стальниченко

Наплавка судовых деталей, которые работают в условиях циклического погружения, сопряжена с рядом трудностей - образованием сварочных дефектов в виде пор, шлаковых включений, горячих и холодных трещин, неблагоприятных структурных превращений в околошовной зоне и неблагоприятных остаточных напряжениях, снижающих циклическую прочность.

Как показали исследования [1-4], наиболее ослабленной является зона перемешивания наплавленного металла с основным. В этой зоне наиболее часто сосредотачиваются сварочные дефекты, которые являются источником зарождения усталостных трещин.

Появление этих дефектов связано с определенным неблагоприятным сочетанием металлургических и термомеханических явлений, которые происходят в соответствующих зонах наплавки и зоне термического влияния [3, 5].

Применительно к наплавке цилиндрических деталей по винтовой траектории малого шага опубликовано достаточно большое количество работ, в которых в той или иной степени реализуются пути снижения дефектов сварки [6-9], пути получения информации относительно тепловых [10, 11] и деформационных процессов [12].

Как известно, для каждого конкретного случая, связанного с выбором наплавочных материалов, режимов, способов и технологических приемов наплавки, требуется проведение большого объема экспериментальных работ: проведение испытаний на усталость, металлографических и фрактографических исследований.

В настоящей работе излагается новый подход к проектированию технологии, заключающейся в использовании расчетного метода прогнозирования возможности образования в наплавленном металле и зоне термического влияния дефектов в виде горячих и холодных трещин, несовершенства микроструктуры, хрупких карбидных выделений типа σ -фазы, образование мартенсита, то есть дефектов, которые оказывают существенное влияние на распространение усталостных трещин, увеличивая скорость роста последних при эксплуатационном нагружении. Вопросы образования перечисленных дефектов являются фундаментальными в теории и практике сварки. Им посвящено большое количество опубликованных работ.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Горячие трещины могут возникать как в расплавленной зоне, так и в зоне термического влияния. Главной причиной их образования является снижение способности к деформированию металла при высоких температурах; они относятся к кристаллизационным трещинам.

В качестве металлургического критерия оценки риска образования горячих трещин в наплавленном хромоникелевом металле принято отношение эквивалента хрома к эквиваленту никеля, т. е.

$$\alpha_w = \frac{Cn^*}{Ni^*} \quad (1)$$

где $Cn^* = Cr + Mo + 0,7Nb$ - эквивалент хрома;

$Ni^* = Ni + 35C + 20N + 0,2Cu$ - эквивалент никеля.

При $1,47 < \alpha_w < 2,0$ горячие трещины в наплавленном металле отсутствуют [13].

При этом верхний предел обусловлен, не столько риском появления горячих трещин, сколько риском появления неблагоприятных микроструктур при охлаждении рассматриваемой зоны ниже температур 800°C , когда возникает риск появления σ -фазы. Критерий α_w получен при одинаковых некоторых средних деформационных условиях в зоне ТИХ, определяемых соответствующей методикой испытания (проба Варенштейна).

При наплавке коррозионностойких покрытий риск появления холодных трещин главным образом связан с околошовной зоной основного металла, где при достаточно жестких режимах наплавки могут возникать дефекты подобного типа. Холодные трещины - весьма распространенный дефект при сварке сталей с содержанием углерода (0,3-0,5%). Предотвращение образования холодных трещин требует специальных технологических мероприятий.

Общепринято, что холодные трещины образуются при неблагоприятном сочетании трех основных факторов: наличия неблагоприятных микроструктур (мартенсита), имеющих низкую вязкость, высоких растягивающих напряжений и определенного количества диффузного водорода.

Для изготовления судовых валов применяются стали с высоким содержанием углерода, а также других элементов, способствующих образованию закалочных структур и, соответственно, холодных трещин.

Существуют различные эмпирические зависимости, связывающие чувствительность стали к образованию холодных трещин при сварочном нагреве. Наиболее известна зависимость

$$CE > C_{кр} , \quad (2)$$

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

где CE - эквивалент углерода;

$C_{кр}$ - некоторая пороговая величина (0,40-0,45),

ниже которой не происходит образование холодных трещин.

Международным институтом сварки (МИС) предложена для CE следующая формула:

$$CE = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15} \quad (3)$$

Ниже приведены значения CE для некоторых марок сталей:

Марка стали	Ст 35	Ст 40	Ст 45	49ХН2МА	38ХН3М ФА
CE	0,41-0,62	0,46-0,67	0,51-0,72	0,687- 0,935	0,953- 1,164

Из таблицы, очевидно, что при $C_{кр} \approx 0,40 - 0,45$ риск образования холодных трещин достаточно существенный и с этим надо считаться при разработке технологий.

Сущность технологических мероприятий обычно сводится к регулированию содержания мартенсита V_M , водорода H и уровня σ_{II} в зоне потенциального образования холодных трещин, т. е., если

$$V_M < V_M^c, H < H^c, \sigma_{II} < \sigma_{кр}, \quad (4)$$

то риск образования холодных трещин незначительный.

V_M^c, H^c - пороговые значения, зависящие от содержания диффузионного водорода в стали.

Таким образом, в качестве критерия отсутствия холодных трещин в зоне термического влияния принято условие

$$V_M = 0 \text{ або } \sigma_{II} \leq 0. \quad (5)$$

Следует отметить, что проблема образования холодных трещин при наплавке коррозионностойких сталей касается не только зоны термического влияния, она может возникнуть и для материала промежуточного слоя при следующем нанесении защитного покрытия. Поэтому условия (5) целиком применимы для оценки риска появления холодных трещин и в наплавленном подслое.

Определены условия получения благоприятных микроструктур и механических свойств наплавленного металла и околошовной зоны.

ПРОЕКЦИРОВАНИЕ, ЭКСТРУЗИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Благоприятным следует считать микроструктурное состояние в зоне потенциального зарождения усталостных трещин, если отсутствуют интерметаллидные включения типа σ -фаза, а также карбидные образования, управлять которыми можно только содержанием углерода и длительностью пребывания материала при соответствующих температурах. За счет термического цикла наплавки можно в широких пределах регулировать микроструктурное состояние зоны термического влияния и, соответственно, механические свойства этой зоны.

Для расчетной оценки степени благоприятности выбранных режимов и условий наплавки коррозионностойких покрытий разработана адекватная методика расчета температурных полей основного металла, включая зону проплавления, химического состава зоны проплавления, микроструктурных изменений в зоне проплавления, ЗТВ основного металла и предыдущего слоя, величины накапливаемых пластических деформаций растяжения, напряжений, близких к остаточным в зонах потенциального зарождения холодных трещин.

При численном моделировании температурных полей при наплавке цилиндрических деталей по винтовой траектории малого шага использовали известную методику теории теплопроводности [14]. При расчете температурных полей учитывалось изменение теплофизических свойств материала в разнообразных зонах. Обычно эти свойства принято задавать в зависимости от химического состава и температуры.

По известному химическому составу определялся средний химический состав зоны проплавления в сечении наплавляемого валика по формуле

$$X = \frac{\sum_i X_i F_i}{\sum_i F_i} \quad (6)$$

Микроструктурные изменения определяются химическим составом, характеризуемым эквивалентом хрома и эквивалентом никеля. Для достаточно широких диапазонов изменения этих эквивалентов использовалась диаграмма Шеффлера-Делонга, с помощью которой можно предсказать окончательную микроструктуру после полного охлаждения расплавляемой зоны.

Расчет деформаций и напряжений производится по составу относительных массовых долей $V_j(t)$, т. е. по содержанию элемента в любой точке наплавленного металла. При расчете напряжений (деформаций) использовался метод последовательного прослеживания развития упруго-пластических деформаций по мере нагрева и охлаждения наплавляемого изделия [15].

В ИЭС им. Е. О. Патона НАНУ разработана компьютерная программа для численного решения задачи по прогнозированию образования

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И
РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК**

сварочных дефектов. С помощью этой программы выполнены расчеты с использованием вышеприведенных металлургических критериев и условий формирования структурных изменений от воздействия термического цикла сварки и остаточных напряжений. Расчетные результаты по распределению остаточных напряжений сравнивались с экспериментальными измерениями, которые показали хорошую их сходимость

На рис. 1-4 приведены результаты расчета зоны проплавления, распределения относительных массовых долей микроструктур, окружающих остаточных напряжений.

**D=72 мм, 1-й слой
зона проплавления**

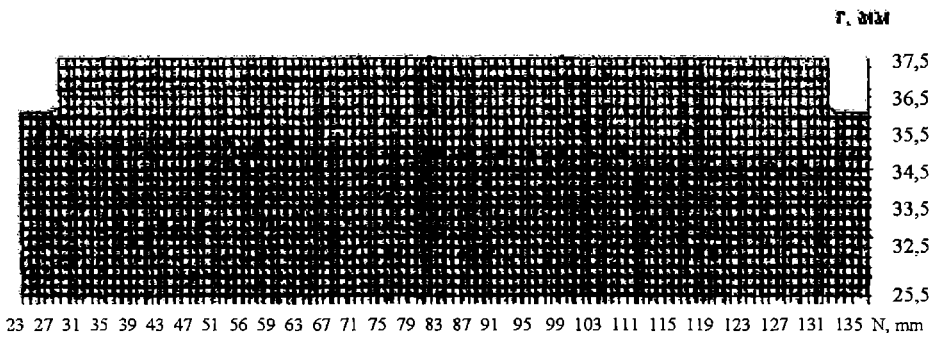


Рис. 1. Зона проплавления при наплавке электродной проволокой Св-08Х20Н9С2БТЮ без подслоя вала Ø 72 мм

**D=300 мм, 2-й слой
зона проплавления**

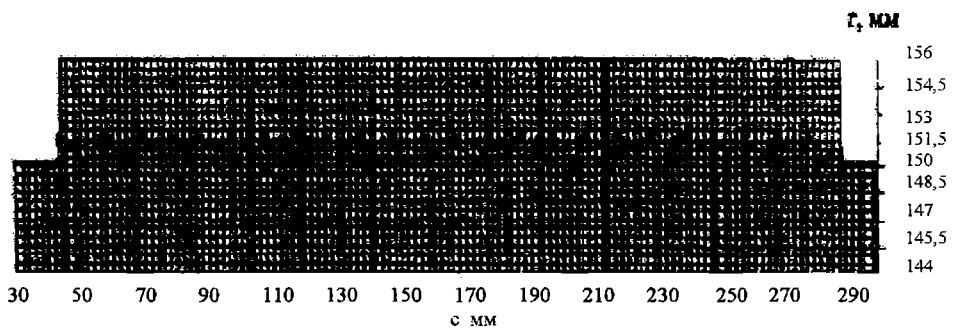


Рис. 2. Зона проплавления при наплавке электродной проволокой Св-08Х20Н9С2БТЮ по подслою флюса вала Ø 300 мм

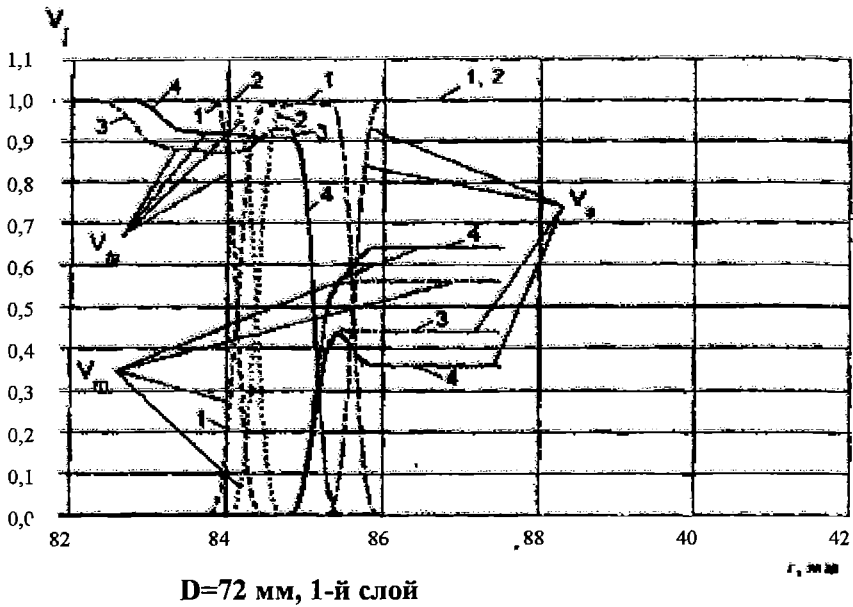


Рис. 3. Распределение относительно массовых V_j – микроструктур в начале (1,2) и в установившейся зоне (3,4) наплавки.

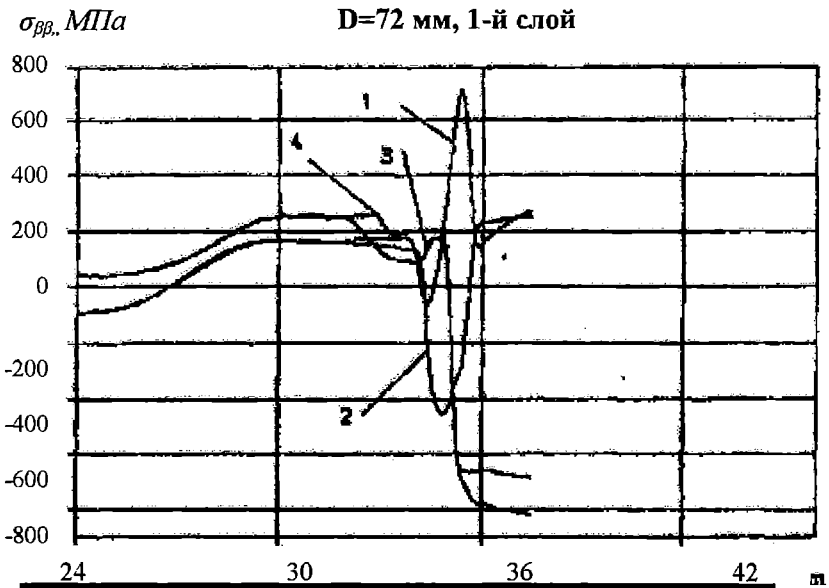
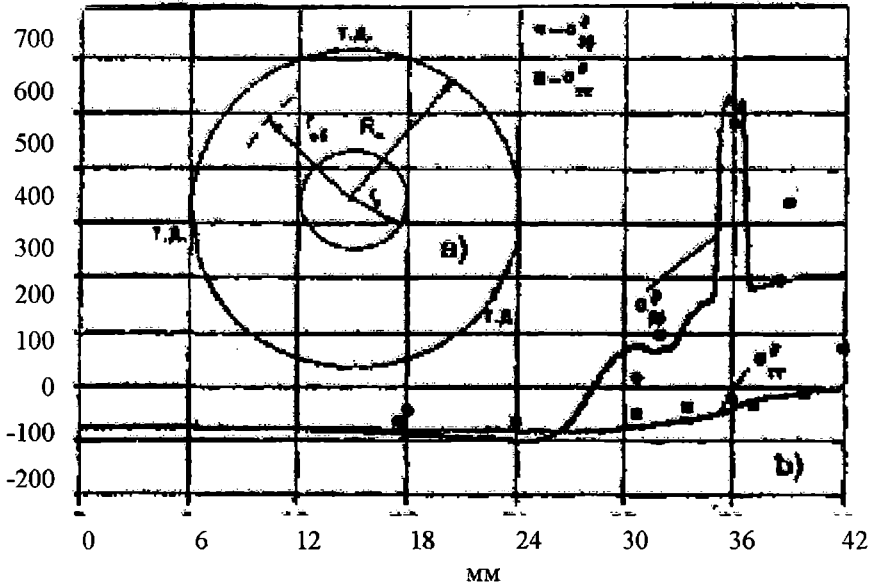


Рис. 4. Изменение окружных остаточных напряжений $\sigma_{\phi\phi}$ при наплавке электродной проволокой Св-08Х20Н9С2БТЮ вала $\varnothing 72$ мм

На рис. 5 приведены расчетные и экспериментальные данные, полученные методом расточки и обточки дисков.

$\sigma_{\beta\beta}$, МПа

$D=72$ мм, 4-й слой



Условные обозначения:

сплошная линия — расчетные данные;

точками обозначены экспериментальные данные

Рис. 5. Расчетные и экспериментальные данные по определению остаточных напряжений

Изменяя режимы наплавки, химсостав электродных материалов компьютерным методом, можно в широких пределах регулировать и выявлять условия, при которых образуются сварочные дефекты типа холодных и горячих трещин, образование мартенсита, формирование неблагоприятных остаточных напряжений и др.

Новый подход к решению поставленной задачи позволяет значительно сократить затраты труда на выбор приемлемых технологических решений при восстановлении ответственных судовых деталей, испытывающих циклические нагрузки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кравцов Т.Г. Зависимость сопротивления усталости от структуры зоны термического влияния при наплавке гребных валов// Автоматическая сварка, 1980. - № 6. - С. 9-10,19.
2. Кравцов Т.Г., Рыжов Н.Ф. Сопротивление усталости моделей валов, наплавленных проволокой Св-06Х19Н9Т в углекислом газе// Автоматическая сварка, 1980. - № 10. - С.36-40.
3. Кравцов Т.Г., Рыжов Н.Ф. Влияние состава аустенитного металла на сопротивление усталости моделей валов, наплавленных в углекислом газе // Сварочное производство, 1982. - № 6. - С. 21-23.
4. Кравцов Т.Г. особенности зарождения и развития усталостных трещин при наплавке валов аустенитной сталью// Автоматическая сварка, 1985. - № 6. С. 10-1; 27.
5. Кравцов Т.Г., Рыжова Д.И., Чумак Ю.В. Влияние технологических дефектов на сопротивление усталости моделей валов, наплавленных низкоуглеродистой сталью//Сварочное производство, 1982.- № 10. - С. 15-16.
6. Бенуа Ф.Ф., Кологривов В.И. Исследование условий формирования слоя наплавленного металла при автоматической наплавке стальных цилиндрических деталей: Труды ЛИВТ. Л.:Транспорт, 1969. – Вып. 212. - С. 141-150.
7. Новиков В.И., Авдеев В.А. Опыт наплавки судовых гребных валов в среде углекислого газа // Судоремонт флота рыбной промышленности, 1972. - № 20. - С. 22-24.
8. Кравцов Т.Г., Стальниченко О.И., Олейник Н.В. Восстановление деталей наплавкой и оценка их прочности. Киев: Вища школа, 1994. - 250 с.
9. Кравцов Т.Г., Сторожев В.П. Восстановление деталей при ремонте судов. – М.: Транспорт, 1981. - 119 с.
10. Махненко В.И., Кравцов Т.Г. Тепловые процессы при механизированной наплавке деталей типа круговых цилиндров. – Киев: Наукова Думка, 1976. - 156 с.
11. Кравцов Т.Г. Инженерный метод расчета температурных полей при наплавке круговых цилиндров точечным источником нагрева// Сварочное производство, 1981. - № 8. - С.6-8.
12. Махненко В.И. Гладкий П.В., Олейник В.А. и др. Особенности напряженного состояния роликов слябовых машин непрерывного литья при наплавке сталью 15Х13// Автоматическая сварка, 1993. - № 5. - С. 20-24.

13. Численное исследование термомеханических процессов при наплавке валов судовых механизмов и устройстве / В.И. Махненко, Е.А. Великоиваненко, Т.Г. Крацов Т.Г., В.В. Севрюков// Автоматическая сварка, 2001. - № 1. - С. 3-11.
14. Рыкалин Н.Н. Расчеты тепловых процессов при сварке. М.: Машигиз, 1951. - 320 с.
15. Махненко В.И. Расчетные методы исследования кинетики сварочных напряжений и деформаций. Киев: Наукова Думка, 1976. - 320 с.

УДК 629.12-8:629.12.037

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВЕНТИЛЬНЫХ ГРЕБНЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

В.А. Яровенко, Чан Там Дык

Перспективным типом гребного электродвигателя (ГЭД) является синхронный двигатель (СД) с вентильным коммутатором. Такие машины, называемые вентильными гребными электродвигателями (ВГЭД), обладают всеми регулировочными достоинствами двигателей постоянного тока. Кроме того, они существенно надежнее машин постоянного тока, имеют лучшие массогабаритные показатели, больший к.п.д. Ощутимы преимущества вентильных ГЭД и по сравнению с асинхронными гребными электродвигателями, а именно: повышенная надежность за счет увеличения воздушного зазора, гибкие регулировочные характеристики, лучшие энергетические показатели. Все это обусловило повышенный интерес к применению ВГЭД на судах с электродвижением.

Высокие регулировочные свойства ВГЭД в полной мере проявляются на маневренных режимах работы судов. Они способствуют улучшению инерционно-тормозных характеристик и управляемости электроходов, повышая тем самым безопасность выполнения маневренных операций.

Поиск рациональных режимов эксплуатации вентильных гребных электродвигателей на маневрах может быть осуществлен на базе приведенной ниже математической модели переходных режимов их работы.

Уравнение движения гребного электродвигателя

$$J_{\text{Мгр}} \frac{d\omega_{\text{М}}}{dt} = M_{\text{М}} - M_{\text{Р}} - M_{\text{Т}} ,$$

где $J_{\text{Мгр}}$ – приведенный к валу гребного электродвигателя момент инерции его ротора, валопровода и гребного винта с присоединенными к нему массами воды; $\omega_{\text{М}}$ – угловая скорость вращения ВГЭД; $M_{\text{М}}$ – движущий момент электродвигателя; $M_{\text{Р}}$ – момент сопротивления гребного винта; $M_{\text{Т}}$ – момент сил трения; t – текущее время.

Движущий момент ВГЭД можно представить в виде

$$M_{\text{М}} = C_{\text{М}} \Phi_{\text{М}} I_{\text{М}} K_{\text{и}} ,$$

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

где C_M – постоянный коэффициент; Φ – результирующий магнитный поток машины; I_M – ток двигателя; K_n – коэффициент инвертирования.

Результирующий магнитный поток ненасыщенного ВГЭД

$$\Phi_M = \alpha_\Phi F,$$

где α_Φ – коэффициент пропорциональности; F – результирующая магнитодвижущая сила (м.д.с.) двигателя.

Магнитный поток синхронной машины складывается из двух потоков – возбуждения и реакции якоря [1]. Магнитодвижущую силу реакции якоря F_a можно рассчитать на основе векторных диаграмм м.д.с. и магнитных потоков машины (см. рис. 1).

М.д.с. возбуждения направлена по продольной оси ротора машины. М.д.с. реакции якоря сдвинута относительно поперечной оси q вперед по направлению вращения на угол

$$\left(\theta_k + \delta + \frac{\gamma}{2} \right),$$

где θ_k – угол сдвига рабочего потока под действием реакции якоря; δ – угол запаса инвертирования; γ – угол коммутации.

М.д.с. реакции якоря по продольной и поперечной осям ротора

$$F_{ad} = k_d F_a \sin\left(\theta_k + \delta + \frac{\gamma}{2} \right),$$

$$F_{aq} = k_q F_a \sin\left(\theta_k + \delta + \frac{\gamma}{2} \right).$$

Результирующая магнитодвижущая сила

$$F = \sqrt{\left[F_B - k_d F_a \sin\left(\theta_k + \delta + \frac{\gamma}{2} \right) \right]^2 + \left[k_q F_a \cos\left(\theta_k + \delta + \frac{\gamma}{2} \right) \right]^2},$$

где F_B – м.д.с. возбуждения; k_d и k_q – коэффициенты продольной и поперечной реакций якоря.

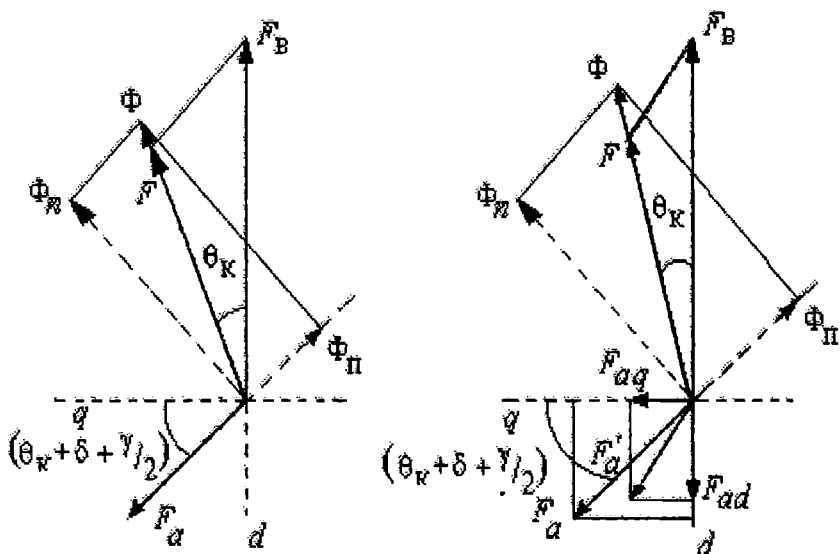


Рис. 1. Векторные диаграммы м.д.с. и магнитных потоков ВГЭД

При определении действия реакции якоря можно считать, что в воздушном зазоре действует только первая гармоника э.д.с. реакции якоря, а поле под полюсами имеет форму, аналогичную полю синхронных машин. При допущении, что выпрямленный ток двигателя полностью сглажен и в процессе коммутации изменяется линейно, а угол коммутации $\gamma = 10^\circ \dots 20^\circ$, действующее значение первой гармоники тока фазы можно приближенно представить в виде

$$I_1 = \frac{2\sqrt{6}}{\pi\gamma} \sin \frac{\gamma}{2} I_M \approx 0,78 I_M .$$

Угол реакции якоря θ_K определяется из векторной диаграммы (рис.1) для неявнополюсного двигателя как

$$\operatorname{tg} \theta_K = \frac{F_a \cos \left(\theta_K + \delta + \frac{\gamma}{2} \right)}{F_B - F_a \sin \left(\theta_K + \delta + \frac{\gamma}{2} \right)} ,$$

для явнополюсного

$$\operatorname{tg} \theta_{\kappa} = \frac{F_a \cos\left(\theta_{\kappa} + \delta + \frac{\gamma}{2}\right)}{F_b - k_d F_a \sin\left(\theta_{\kappa} + \delta + \frac{\gamma}{2}\right)}$$

Приближенно этот угол может быть определен соответственно по уравнениям

$$\operatorname{tg} \theta_{\kappa} \approx \frac{F_a}{F_b} \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \theta_{\kappa} \approx \frac{k_q F_a}{F_b}$$

Угол запаса инвертирования δ рассчитывается из соотношения

$$\cos \delta - \cos(\delta + \gamma) = \frac{2 I_d \omega L_{\kappa}}{E_{\text{лм}}}$$

где $(\delta + \gamma) = \beta$ – угол опережения машинной коммутации.

Отсюда

$$\delta = \arccos\left(\frac{2 I_d \omega L_{\kappa}}{E_{\text{лм}}} + \cos \beta\right),$$

где L_{κ} – коммутационная индуктивность фазы двигателя;

$E_{\text{лм}}$ – амплитудное значение линейной э.д.с.

Ток вентильного электродвигателя можно рассчитать по соотношению

$$I_M = \frac{U_M - c_E \Phi K_{\text{в}} \omega_M}{1,85 r_{1M}}$$

где U_M – напряжение на входе электродвигателя; c_M – коэффициент э.д.с.; r_{1M} – активное сопротивление статора.

Коэффициент инвертирования $K_{\text{и}}$ определяется как

$$K_{\text{и}} = \frac{3}{\pi} \cos\left(\delta + \frac{\gamma}{2}\right) \cos \frac{\gamma}{2}$$

Судовой вентильный гребной электродвигатель входит составным элементом в единый пропульсивный комплекс электрохода, состоящий из

первичных двигателей, генераторов электрического тока, преобразователей электроэнергии, гребных винтов, системы автоматического управления и корпуса судна. Математическое описание переходных процессов в этих составных частях достаточно подробно представлено в работе [3].

Исследование динамических режимов работы подобных судовых электромеханических систем целесообразно проводить на основе теории подобия и в частности – динамического подобия. С этой целью уравнения, описывающие исследуемые процессы, приводятся к безразмерным единицам.

При переходе к безразмерным единицам вводится понятие базовых значений режимных показателей. В качестве таковых целесообразно принять значения этих показателей, соответствующие работе пропульсивного комплекса в установившемся режиме при движении судна на спокойной воде с номинальной скоростью. Эти показатели обозначаются индексом "0". Тогда относительным значением режимного показателя будет считаться отношение его текущего значения к базовому (например, относительный движущий момент электродвигателя

$\overline{M}_M = \frac{M_M}{M_{M0}}$). Безразмерное время τ целесообразно рассчитывать по соотношению

$$\tau = v_0 t / L,$$

где v_0 – скорость движения электрохода; L – длина судна.

В соответствии с выбранным подходом, уравнения, описывающие ВГЭД на маневренных режимах, могут быть представлены в следующем виде.

Уравнение движения гребного электродвигателя

$$\frac{d\overline{\omega}_M}{d\tau} = N_M [\overline{M}_M - (1 - K_m)\overline{M}_P - K_m],$$

где $N_M = \frac{M_{M0} L}{J_{M\text{пр}} \omega_M v_0}$ – безразмерный коэффициент (критерий динамического подобия);

$\overline{M}_P = M(\omega, v)$ – относительный момент сопротивления гребного винта, определяемый его гидродинамической характеристикой [2].

**ПРОЕКЦИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И
РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК**

Относительный движущий момент ВГЭД

$$\overline{M}_M = \overline{\Phi}_M \overline{I}_M K_{и} .$$

Входящие в \overline{M}_M относительные величины рассчитываются следующим образом.

Относительный магнитный поток

$$\overline{\Phi}_M = \sqrt{\frac{\left[F_e - k_d F_a \sin\left(\theta_k + \delta + \frac{\gamma}{2}\right) \right]^2 + \left[k_q F_a \cos\left(\theta_k + \delta + \frac{\gamma}{2}\right) \right]^2}{\left[F_{e0} - k_d F_a \sin\left(\theta_{k0} + \delta_0 + \frac{\gamma_0}{2}\right) \right]^2 + \left[k_q F_{a0} \cos\left(\theta_{k0} + \delta_0 + \frac{\gamma_0}{2}\right) \right]^2}}$$

Опуская все промежуточные преобразования, запишем окончательное выражение для относительного магнитного потока вентильного гребного электродвигателя:

$$\overline{\Phi}_M = \sqrt{\overline{I}_V^2 - C_{M8} \overline{I}_M (\overline{I}_V) \sin \gamma_k + C_{M11} \overline{I}_M^2 (k_d^2 \sin^2 \gamma_k + k_q^2 \cos^2 \gamma_k)},$$

где I_V – ток возбуждения ВГЭД

$$\frac{d\overline{I}_V}{d\tau} = N_V (\overline{E}_V - \overline{I}_V);$$

$$N_V = \frac{E_{V0} L}{L_V I_{V0} v_0}, \quad C_{M8} \text{ и } C_{M11} - \text{обобщенные безразмерные параметры}$$

(критерии динамического подобия) пропульсивного комплекса электрохода; L_V – индуктивность обмотки возбуждения ВГЭД.

Суммарный угол коммутации определяется из векторной диаграммы (рис.1) как

$$\gamma_k = \theta_k + \delta + \frac{\gamma}{2} .$$

Угол реакции якоря θ_k после перевода в безразмерные единицы может быть представлен выражением

$$\theta_k = \arctg \frac{k_q F_a}{F_b} = \arctg C_{\theta} \frac{\overline{I}_M}{\overline{I}_V},$$

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

где $C_\theta = \frac{0,78 k_q m \sqrt{2} W_1 k_{об} I_{M0}}{\pi p_M W_b I_{V0}}$ – обобщенный безразмерный

параметр – коэффициент динамического подобия; W_1 и W_b – количество витков якорной обмотки и обмотки возбуждения; $k_{об}$ – обмоточный коэффициент; p_M – число пар полюсов; m – число фаз двигателя.

Угол запаса δ либо задается по определенному закону, либо остается величиной постоянной.

Угол коммутации γ находится из соотношения $\beta = \gamma + \delta$

$$\gamma = \frac{\beta - \delta}{2}.$$

Суммарный угол коммутации в безразмерных единицах

$$\gamma_k = \arctg C_\theta \frac{\overline{I_M}}{I_V} + \frac{\beta_0 \overline{\beta} + \delta_0 \overline{\delta}}{2}.$$

Ток вентильного гребного электродвигателя в безразмерных единицах

$$\overline{I_M} = C_{M12} \overline{U_M} - C_{M13} \overline{\Phi_M K_{и} \omega_M},$$

где C_{M12} и C_{M13} – критерии динамического подобия комплекса

$$C_{M12} = \frac{U_{M0}}{1,85 r_{1M} I_{M0}}; \quad C_{M13} = \frac{\pi p_M N_M}{3 \cdot 60} k_{об} \frac{1}{2\pi} \frac{\Phi_{M0} \omega_{M0} K_{и0}}{1,85 r_{1M} I_{M0}}.$$

Коэффициент инвертирования

$$\overline{K_{и}} = C_{M15} (\cos[\beta_0 \overline{\beta}] + \cos[\delta_0 \overline{\delta}]),$$

где $C_{M15} = \frac{3}{2\pi K_{и0}}$ – безразмерный коэффициент.

Разработанная математическая модель позволяет проводить всесторонние исследования переходных и установившихся режимов работы вентильных гребных электродвигателей в составе судовых

пропульсивных комплексов на маневрах. С ее помощью можно рассчитывать текущие значения основных режимных показателей двигателей и остальных элементов комплексов, оценивать показатели качества выполнения маневров, отыскивать рациональные законы управления двигателями. Использование теории динамического подобия позволяет проводить широкие обобщения результатов исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тихменев Б.А., Горин Н.Н., Кучумов В.А., Сенаторов В.А. *Вентильные двигатели и их применение на электроподвижном составе* / Под ред. Б.Н. Тихменева. - М.: Транспорт, 1976. - 279 с.
2. Небеснов В.И. *Вопросы совместной работы двигателей винтов и корпуса судна*. - Л.: Судостроение, 1965. - 247 с.
3. Яровенко В.А. *Расчет и оптимизация переходных режимов пропульсивных комплексов электроходов*. - Одесса: Маяк, 1999. - 188 с.

УДК 621.1.016

**ОБОБЩЕННЫЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА И
ИССЛЕДОВАНИЯ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ЦИКЛОВ
ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК**

А.А. Вассерман

Паротурбинные установки (ПТУ) являются наиболее мощными энергетическими установками. Эффективность их работы зависит от многих факторов, в частности, от начальных и конечных параметров пара, количества ступеней регенеративного подогрева питательной воды и соответствующих значений давления греющего пара, наличия промежуточного перегрева пара и его параметров после перегрева. Влияние перечисленных факторов на значение термического коэффициента полезного действия (КПД) исследуемого цикла ПТУ можно строго оценить только с помощью достаточно сложных расчетов. В связи с тем, что многие ПТУ, в том числе и судовые, работают не только при проектных, но и при изменяющихся условиях, актуальна задача расчета их циклов при различных значениях параметров рабочего тела.

В настоящей работе предложены аналитические зависимости для расчета регенеративных термодинамических циклов ПТУ при их проектировании и эксплуатации, отличающиеся от соотношений, имеющих в литературе [1–4], своим обобщенным характером. При этом предусмотрена возможность выбора конфигурации проектируемой ПТУ, а именно, наличия и количества промежуточных пароперегревателей и регенеративных подогревателей (РП) питательной воды, типа подогревателей (смесительные либо поверхностные) и их взаимного расположения, а также выбора параметров водяного пара в характерных точках цикла.

Для иллюстрации дальнейшего изложения на рис. 1 приведена относительно простая принципиальная схема ПТУ с промежуточным перегревом пара и с двумя поверхностными РП и расположенным между ними смесительным. Соответствующий цикл ПТУ в координатах T, s представлен на рис. 2.

Принято нумеровать отборы пара по ходу его движения в турбине, а подогреватели – по ходу движения воды. Тогда из уравнений теплового баланса подогревателей, составленных для нескольких возможных вариантов тепловой схемы ПТУ, получим следующие обобщенные формулы для расчета долей пара, отбираемого на регенеративный подогрев пита-

тельной воды, для разных типов РП и различного относительного расположения их в тепловой схеме.

Если все подогреватели – смесительного типа, либо если они расположены после поверхностных РП, формула для расчета долей отбираемого пара α имеет вид

$$\alpha_j^{см} = \frac{h_j^e - h_{j+1}^e}{h_j^n - h_{j+1}^e} \left(1 - \sum_{i=1}^{j-1} \alpha_i \right), \quad (1)$$

где h^e и h^n – значения энтальпии воды и отбираемого пара, j – порядковый номер отбора. В качестве значения энтальпии воды h_{j+1}^e для первого подогревателя следует принимать ее энтальпию в главном конденсаторе.

Для случаев, когда все подогреватели – поверхностные, либо когда они расположены после смесительных, а отвод конденсата греющего пара из поверхностных РП осуществляется по каскадной схеме [1], значения α определяются по формуле

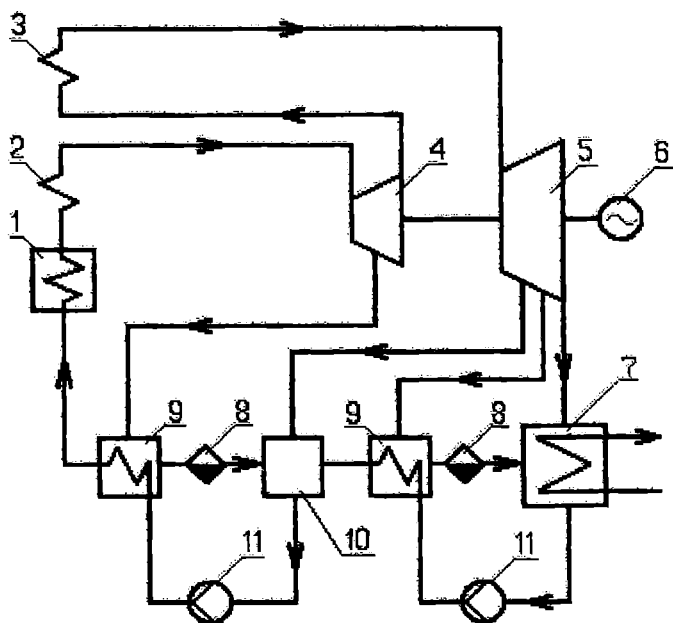


Рис.1. Принципиальная схема ПТУ: 1 – котел; 2 – пароперегреватель; 3 – промежуточный пароперегреватель; 4 – турбина высокого давления; 5 – турбина низкого давления; 6 – электрогенератор; 7 – конденсатор; 8 – конденсатоотводчик; 9 – поверхностный РП; 10 – смесительный РП; 11 – насос

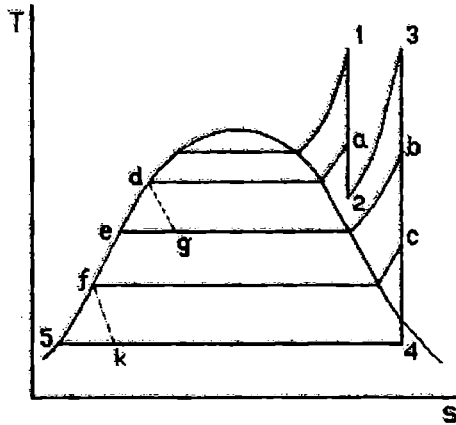


Рис.2. Цикл ПТУ на диаграмме T,s : 1-2 и 3-4 – изоэнтропное расширение пара в турбинах высокого и низкого давления; а-д, b-e и c-f – изобарное охлаждение и конденсация отобранного пара в РП; d-g, f-k – адиабатное дросселирование конденсата отобранного пара в конденсатоотводчиках; 5-f, f-e и e-d – условное изображение изобарного подогрева питательной воды в РП.

$$\alpha_j^{нов} = \frac{h_j^e - h_{j+1}^e}{h_j^n - h_j^e} - \frac{h_{j-1}^e - h_j^e}{h_j^n - h_j^e} \sum_{i=1}^{j-1} \alpha_i \quad (2)$$

При этом течение конденсата через конденсатоотводчики рассматривается как адиабатное дросселирование. Предполагается также, что конденсат из первого поверхностного подогревателя сбрасывается в предшествующий смешительный РП либо в конденсатор.

При расположении смешительных подогревателей до поверхностных либо между ними значение α для того смешительного РП, в который отводится конденсат из последующих поверхностных, рассчитывается из соотношения

$$\alpha_j^{см} = \frac{h_j^e - h_{j+1}^e}{h_j^n - h_{j+1}^e} - \frac{h_{j-1}^e - h_{j+1}^e}{h_j^n - h_{j+1}^e} \sum_{i=1}^k \alpha_i \quad (3)$$

где k – количество подогревателей другого типа, установленных после тех, для которых выполняется расчет. Для остальных смешительных РП значения α определяются по формуле (1).

Наконец, если поверхностные подогреватели расположены до смешительных либо между ними, то при указанных выше условиях сброса конденсата из поверхностных РП

$$\alpha_j^{nos} = \frac{h_j^g - h_{j+1}^g}{h_j^n - h_j^g} \left(1 - \sum_{i=1}^k \alpha_i \right) - \frac{h_{j-1}^g - h_j^g}{h_j^n - h_j^g} \sum_{i=k+1}^{j-1} \alpha_i \quad (4)$$

Если все подогреватели – поверхностного типа, но конденсат отводится в сборник конденсата, значение α для первого РП рассчитывается по формуле (3). Если же первые подогреватели – поверхностные, а последующие – смесительные, и перед первым поверхностным РП имеется сборник конденсата, то значение α для него рассчитывается по формуле

$$\alpha_j^{nos} = \frac{h_j^g - h_{j+1}^g}{h_j^n - h_{j+1}^g} \left(1 - \sum_{i=1}^k \alpha_i \right) - \frac{h_{j-1}^g - h_{j+1}^g}{h_j^n - h_{j+1}^g} \sum_{i=k+1}^{j-1} \alpha_i \quad (5)$$

Для унификации программы при расчетах с разными типами подогревателей можно пренебречь незначительной зависимостью энтальпии жидкости от давления (при параметрах воды в РП) и недогревом воды в РП поверхностного типа. Из этого следует, что изобары жидкости совпадают с левой пограничной кривой и вода, независимо от типа РП, нагревается до температуры насыщения греющего пара. Такие допущения часто принимаются при термодинамическом анализе регенеративных циклов ПТУ [2,3], так как они не сказываются существенно на расчетных значениях α . Тогда значения энтальпии воды h^g определяются для насыщенной жидкости при давлении (температуре) насыщения. Значения энтальпии отобранного пара h^n определяются при давлении отбора и значении энтропии для данного изэнтропного процесса расширения пара, которое находится по начальным параметрам процесса p и T .

После определения величин α рассчитывается значение термического КПД цикла. Обобщенная формула для расчета термического КПД цикла с промежуточным перегревом пара и n -ступенчатым регенеративным подогревом питательной воды имеет вид

$$\eta_t = \frac{h_{1g} - h_{2g} - \sum_{i=1}^l \alpha_i (h_i^n - h_{2g}) + \left(1 - \sum_{i=1}^l \alpha_i \right) (h_{1c} - h_{2c}) - \sum_{i=l+1}^m \alpha_i (h_i^n - h_{2c}) + \left(1 - \sum_{i=1}^m \alpha_i \right) (h_{1n}^n - h_{2n}^n) - \sum_{i=m+1}^n \alpha_i (h_i^n - h_{2n}^n) - \sum_{i=1}^r |l_{nac}|_i}{h_{1g} - h_{1g}^g + \left(1 - \sum_{i=1}^l \alpha_i \right) (h_{1c} - h_{2g}) + \left(1 - \sum_{i=1}^m \alpha_i \right) (h_{1n}^n - h_{2n}^n) - \sum_{i=m+1}^n \alpha_i (h_i^n - h_{2n}^n) - \sum_{i=1}^r |l_{nac}|_i + \left(1 - \sum_{i=1}^m \alpha_i \right) (h_{1n} - h_{2c}) - |l_{nac}|_r} \quad (6)$$

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

где индексами 1в, 1с, 1н и 2в, 2с и 2н обозначена энтальпия пара на входе в турбины высокого, среднего и низкого давления и на выходе из них, l – число отборов из турбины высокого давления, m – общее число отборов из турбин высокого и среднего давления.

Фигурирующие в уравнении (6) значения энтальпии пара на входе в турбины определяются на основании заданных начальных параметров пара и его параметров после промежуточных перегревов. Значения энтальпии пара на выходе из турбин определяются по заданным давлениям в координатах p, s , исходя из условия равенства значений энтропии в начале и в конце соответствующих процессов расширения.

При расчете значений долей отобранного пара α мы пренебрегали работой насосов, поскольку её учет лишь несущественно влияет на эти значения. Однако при расчете КПД следует учитывать работу насосов, так как в современных ПТУ давление в котле велико. Значение работы i -го насоса можно определить по формуле

$$|l_{нас}| = (p_{2i} - p_{1i})v'_{1i}, \quad (7)$$

где p_{1i} и p_{2i} – значения давления воды до и после насоса, v'_{1i} – удельный объём воды перед ним.

Количество насосов r равно числу смесительных подогревателей плюс один при отсутствии сборника конденсата и плюс два при его наличии. Значения давления p_{1i} и p_{2i} определяются из тепловой схемы рассчитываемой ПТУ.

На основании найденных значений работы пара и термического КПД цикла по известным соотношениям могут быть рассчитаны теоретические значения удельного и часового расходов пара, теплоты и топлива для исследуемого цикла.

Использование полученных обобщенных формул, учитывающих различные варианты расположения смесительных и поверхностных РП в тепловой схеме, даёт возможность обосновать выбор оптимальной тепловой схемы ПТУ и параметров пара в различных элементах установки и позволяет принять решение о возможных усовершенствованиях цикла. Эти аналитические зависимости могут быть эффективно использованы при разработке программ для расчета и исследования циклов ПТУ с помощью ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теплоэнергетика и теплотехника: Общие вопросы. Справочник/ Под общ. ред. В.А.Григорьева и В.М. Зорина. – М.: Энергия, 1980. – 529 с.
2. Вукалович М.П., Новиков И.И. Термодинамика. – М.: Машиностроение, 1972. – 670 с.
3. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
4. Казавчинский Я.З. Лекции по технической термодинамике. – М.: Транспорт, 1970. – 275 с.

УДК.621.7

**О ВЛИЯНИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАПЕКАНИЯ НА СЦЕПЛЯЕМОСТЬ
ПОКРЫТИЯ С ОСНОВОЙ ВТУЛКИ ЦИЛИНДРА**

Р.Д. Баширов

Анализ ранее известных способов восстановления втулок цилиндров с позиций повышения их долговечности показал, что не все способы удовлетворяют этому требованию. Так, например, методы ремонтных размеров, теплового формоизменения, установления легкоъемной втулки не позволили увеличить долговечность втулки и при этом ослабили жесткость втулки, увеличили ее деформацию, теплонапряженность в эксплуатации, что отрицательно отразилось на эксплуатационной характеристике втулки.

Исходя из вышесказанного, в данной статье предлагается наиболее приемлемый способ, а именно, центробежное индукционное напекание металлическими порошками. Этот способ по сравнению с наплавкой твердых сплавов и заливкой жидким металлом проводится при более низких температурах, существенно не влияющих на структуру металлической основы втулки и наносимого материала, что ведет к снижению деформации втулки. Напекание позволяет получить износостойкий слой на поверхности втулки за счет сохранения физико-механических свойств порошкового материала и создать маслостойкую поверхность за счет оптимальной пористости покрытия.

При индукционном центробежном напекании немаловажное значение имеет сцепляемость покрытия с основой втулки. С этой целью изучена зависимость сцепляемости покрытия с основой втулки цилиндра при индукционном центробежном напекании от технологических параметров таких как: температура, скорость нагрева, частота вращения втулки и т.д.

Напекание покрытий велось при анодном напряжении 5,5 кВт, токе анода – 5,5 А, токе сети – 1,1 А и показания индикатора установки ТВЧ – 0,48-0,52 ед, что обеспечило средний нагрев втулки в пределах оптимальной температурно-временной области [1]. Максимальная температура нагрева втулки не превышала 1373 К. В качестве матрицы был использован порошок ПГ-СР2 ГОСТ 21448-75. Наполнителем в двухкомпонентных смесях послужил порошок на основе никеля типа НПЧ 1, 2, 3 ТУ 48-40-73, ПГ-10Н-04, ТУ 48-19-383-84 и порошок на основе железа ПЖ6М ГОСТ 9849-74. Из указанных порошков были изготовлены двухкомпонентные смеси с процентным содержанием наполнителя 5%, 10%, 15%, 20%, 25%.

В качестве образцов взяты специальные штифты, которые, с одной стороны, имели резьбу М8 для крепления скобы, установленной в губку разрывной машины УМ-5, а с другой стороны – цилиндрическую поверхность диаметром 5 мм. Этими концами штифты подгонялись к отверстиям, просверленным в верхней части втулки. Для того, чтобы не происходило заклинивание штифта, в отверстие втулки, во время напекания покрытия, отверстия развертывали заборной частью ручной развертки, получая при этом конические отверстия. Для исключения напекания покрытия к боковой поверхности штифта последнюю перед напеканием смазывали шамотной глиной. Оценка сцепляемости производилась на машине УМ-5 при отрыве образцов от напеченного покрытия. Пятикратное повторение экспериментов было получено за счет пяти штифтов, установленных на одной втулке. Прочность сцепления определялась путем деления усилия разрыва (P) на площадь торцевой поверхности штифта (F).

$$\sigma_{сц} = \frac{P}{F} = \frac{4P}{\pi d^2}.$$

Напекание покрытий проводилось при окружной скорости втулки цилиндра 4,5 к/с. Зависимость прочности сцепления от температуры для сплава ПГ-СР2 представлена на рис.1.

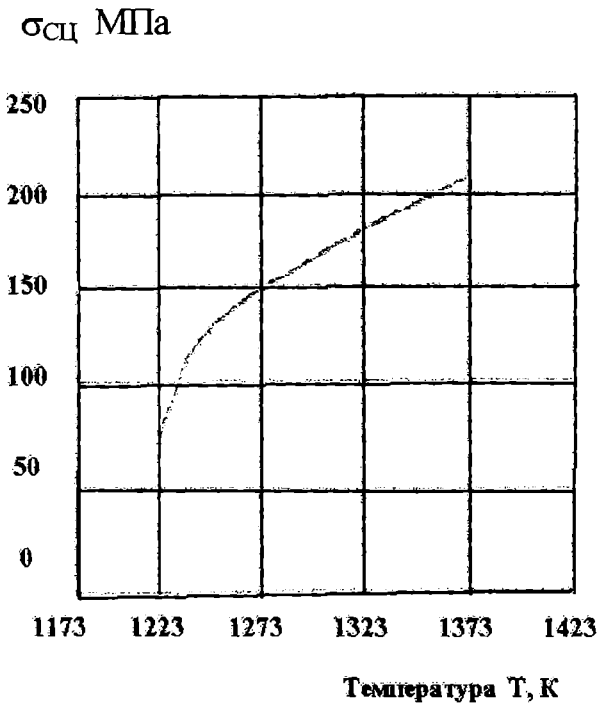


Рис. 1. Прочность сцепления покрытия ПГ-СР2 с основой втулки в зависимости от температуры напекания для втулки цилиндра 6Ч 12/14

Минимальная прочность сцепления соответствует температуре начала напекания. С повышением температуры напекания прочность сцепления увеличивается и при температуре начала расплавления порошка прочность достигает значения 210 МПа.

Повышение прочности сцепления покрытия при увеличении температуры напекания объясняется усилением диффузионных процессов в переходной зоне «покрытие-основание», улучшением спекания самого покрытия. Повышение температуры приводит к увеличению образования жидкой фазы в порошковом покрытии и в зоне соприкосновения покрытия с основой втулки. Учитывая, что основа втулки изготовлена из серого чугуна, имеющего пористость, жидкая фаза за счет центробежного давления, затекая в поры чугуна, увеличивает прочность сцепления покрытия с основой втулки. Зависимость прочности сцепления о основой втулки от частоты вращения данная на рис. 2.

$\sigma_{сц}$ МПа

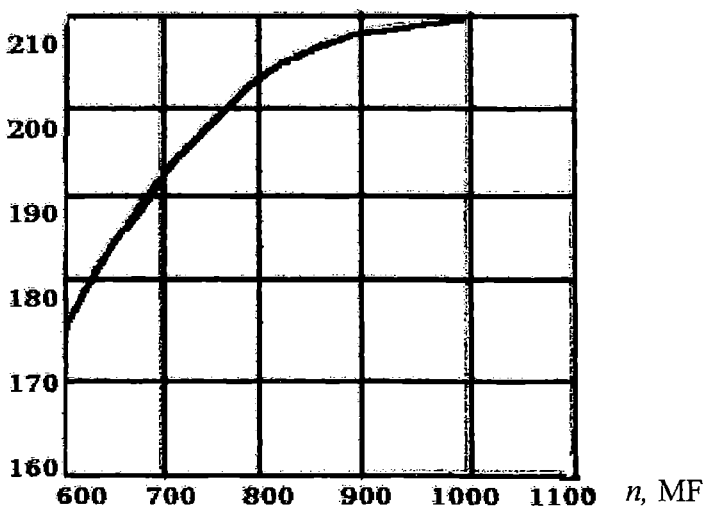


Рис.2. Прочность сцепления покрытия ПГ-СР2 с основой втулки в зависимости от частоты вращения втулки цилиндра 6Ч 12/14 (температура нагрева 1373 К)

В пределах оптимальной частоты вращения (800-900 мин⁻¹ для втулки цилиндров 6Ч 12/14) изменение прочности сцепления незначительно и составляет 1-3%.

Прочность сцепления двухкомпонентных порошковых покрытий с увеличением процентного содержания наполнителя снижается (рис.3).

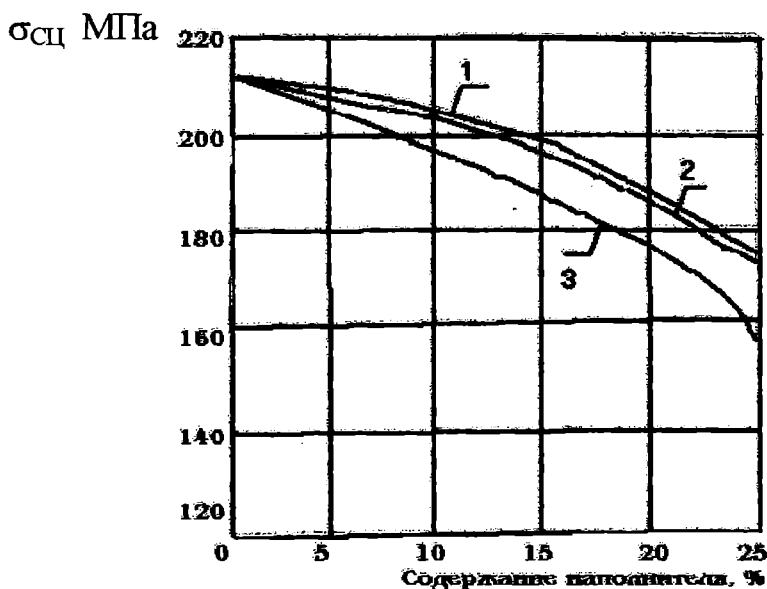


Рис. 3. Прочность сцепления двухкомпонентных покрытий с основой втулки в зависимости от содержания наполнителя (температура напекания 1373 К): 1- смесь ПГ-СР2 + НПЧ-1; 2 – смесь ПГ-СР2 + ПГ-10Н-04; 3 – смесь ПГ-СР2 + ПЖ6М

Увеличение процентного содержания наполнителя на основе никелевых порошков до 25% снижает прочность сцепления покрытия ПГ-СР2 на 5-7% для 6Ч 12/14. Такое же количество порошка ПЖ6М приводит к снижению прочности сцепления покрытия на 15-17%.

Анализ проведенных исследований показывает, что с точки зрения прочности сцепления покрытий напекание целесообразно вести на верхнем пределе температуры напекания (1273-1373 К) в интервале средних скоростей нагрева 4-8 К/с и окружной скорости вращения втулки 4,0-4,5 м/с. Напекание двухкомпонентных смесей с 25% содержанием наполнителя на основе никелевых порошков и с 15% содержанием железного порошка обеспечивают прочность сцепления покрытий в пределах 175-180 МПа для втулки цилиндра 6Ч 12/14.

ЛИТЕРАТУРА

1. Баширов Р.Д. Некоторые технологические параметры восстановления втулок цилиндров судовых двигателей центробежным индукционным напеканием // *Механика-Машиностроение*. № 1. Баку, 2002. 37-39 с.

УДК 629.12.004-67

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА «СТАРЕНИЯ»
РЕМОНТОПРИГОДНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

А.В.Шахов

В теории и практике функционирования ремонтпригодных технических систем до сегодняшнего дня не найден комплексный критерий их эксплуатационной оценки. Коэффициент эксплуатационной надежности не дает должной оценки, поскольку построен лишь на учете простоев машины. Не удовлетворяют потребителей и оценки долговечности и ремонтпригодности механизмов, если они основаны лишь на использовании данных о простоях. При одинаковых простоях механизмов затраты на восстановление их работоспособности могут отличаться в сотни раз, а значения соответствующих коэффициентов у них будут одинаковыми. В количественной оценке таких качественных характеристик современных технических систем, как надежность, долговечность и ремонтпригодность надлежащим образом не учитываются периодически проводимые замена и возобновление многих недолговечных элементов.

Предлагаемые в некоторых работах так называемые ремонтные характеристики механизмов в форме пожеланий по взаимозаменяемости деталей, приспособленности к ремонтным операциям и т.п. малоэффективны, так как они не содержат критериев сравнительной оценки систем по соответствующим параметрам.

Рассмотрение многочисленных работ, посвященных износу [2, 4, 5], показывает, что инженерных исследований износа систем в целом нет даже для тех случаев, когда износ отдельных элементов мог быть заранее изучен. Определение износа механизма по данным об износе отдельных элементов используется в экономике и статистике. Однако такие расчеты содержат ошибки, затрудняющие нормализацию использования тех механизмов, в конструкциях которых предусмотрены периодически сменяемые элементы.

Несколько десятилетий назад перспективными казались энергетические показатели работоспособности материала, разработанные Д.И. Береновым [1]. По Д.И. Беренову каждый материал можно характеризовать тем количеством энергии, которую может поглотить единица его объема до момента разрушения. При этом энергия, необходимая для разрушения малого, единичного объема данного материала есть величина постоянная, не зависящая от того, произошло разрушение однократным либо многократным нагружением. Тем не менее теория Беренова не нашла практического применения.

В технической литературе можно встретить использование термина “годность” для оценки технического состояния систем, их агрегатов и узлов. В работе [3] вводится обобщенная характеристика годности, которая учитывает

- первоначальный параметр работоспособности и стойкости конкретного элемента, позволяющий обеспечить работу системы с некоторой производительностью;

- показатель прямого или косвенного влияния этого элемента на качественные показатели работы системы в пределах отклонений, допускаемых техническими условиями;

- показатель ремонтпригодности элемента;

- показатель прямого или косвенного влияния рассматриваемого элемента на экономическую эффективность работы всей системы.

Годность системы или отдельных ее элементов А.И.Селивановым выражается через ее или их стоимость соответственно. Автор отмечает, что наиболее близко к понятию “годность” подходит понятие “здоровье”, но оно не может быть применено к техническим системам.

Соглашаясь с автором работы [3] о необходимости введения обобщенной характеристики служебных свойств технической системы и ее элементов и использования стоимости как количественного показателя этой характеристики, нельзя не отметить неточности и упрощения, принимаемые автором в расчетах годности, что делает неэффективным использование методики таких расчетов в управлении функционированием системы.

Во-первых, в работе принято, что каждый новый элемент и система в целом в начале срока службы имеют максимальную годность, тем самым не учитывается возможность ошибок на стадиях проектирования и производства.

Во-вторых, считается, что в процессе ремонта невозможно достичь годность, большую, нежели годность новой системы. Однако это не соответствует практике, поскольку известно много случаев, когда после ремонта состояние системы или отдельного ее элемента улучшается и может стать лучше, чем у новой системы (элемента). Наиболее простым примером такого ремонта можно считать изготовление какой-либо быстроизнашивающейся детали из другого, более прочного материала.

В-третьих, приняв, что изменение годности любого элемента и системы в целом в пределах срока их службы протекает по линейному закону, невозможно учесть факт, что по мере старения системы затраты на ее техническое обслуживание и ремонт увеличиваются.

Для комплексной оценки состояния технической системы с точки зрения ее потребительских свойств предлагается использовать параметр “функциональное состояние системы” (FS).

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Под функциональным состоянием (обобщенной характеристикой служебных свойств) системы понимается ее способность и потенциальные возможности выполнять свои функции в пределах допустимых отклонений по качеству и экономичности в течение срока ее службы при условии соблюдения оптимальной ремонтной стратегии.

Параметр функционального состояния системы, находящейся в сфере потребления, определяется временем ее использования $FS = f(t)$ и зависит от состояния отдельных элементов системы.

Параметр функционального состояния системы может расчленяться на части, каждая из которых выражает обобщенную характеристику служебных свойств какого-либо элемента системы.

В каждой системе следует выделить две группы элементов:

- конструктивные – все отдельно изготавливаемые детали, входящие в состав системы, независимо от материала изготовления, размеров и формы;

- неконструктивные – неотделяемые элементы, обеспечивающие активную связь или нормальное функционирование всех элементов при эксплуатации системы.

Неконструктивные элементы системы представлены в готовом ее образце не в виде отдельных деталей, а в виде распространенного по всей системе представительства их материальной сущности (окраска, смазка) или зафиксированного труда в форме распространенной по всей системе активной связи конструктивных элементов (сборка, регулировка), наличие которых делает систему годной к выполнению ее служебных функций.

Таким образом, одна составляющая параметра функционального состояния системы выражает сумму параметров ее конструктивных, а другая – ее неконструктивных элементов:

$$FS = \sum_1^s \mu_k E_i + \sum_1^z \mu_n G_j,$$

где E_i - значение параметра состояния конструктивного элемента;

s – количество конструктивных элементов;

μ_k – коэффициенты влияния параметра функционального состояния данного конструктивного элемента на состояние системы;

G_j - значение параметра состояния неконструктивного элемента;

z – количество неконструктивных элементов;

μ_n – коэффициенты влияния параметра функционального состояния данного неконструктивного элемента на состояние системы.

Если оставить без внимания неконструктивные элементы системы из-за кажущейся их незначительности, то будет нарушено положение о сохранении материи и закон сохранения энергии: полное количество материи и энергии, затраченные на создание системы, всегда больше

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

количеств материи и энергии, затраченных на все ее конструктивные элементы (детали). Разница между значениями двух указанных величин любой системы соответствует значению суммарного параметра функционального состояния ее неконструктивных элементов.

По изменению функционального состояния конструктивные элементы следует разделить на четыре группы:

- несменяемые неремонтопригодные конструктивные элементы, то есть конструктивные элементы, которые за период эксплуатации системы не требуется ни заменять, ни ремонтировать;

- сменяемые неремонтопригодные конструктивные элементы, которые за период эксплуатации системы требуется заменять $n_i - 1$ раз;

- несменяемые ремонтпригодные конструктивные элементы, которые выполняют свои служебные функции в течение всего периода эксплуатации, но при условии их периодического ремонта $m_i - 1$ раз;

- сменяемые ремонтпригодные конструктивные элементы, которые за период эксплуатации системы $n_i - 1$ раз заменяют и кроме того ремонтируют каждый из них $m_i - 1$ раз.

Рассмотрим каждую из групп в отдельности. Первая охватывает не только отдельные конструктивные элементы, но и целые узлы, если они входят в систему в качестве самостоятельных конструктивных элементов и выбывают из процесса потребления только одновременно со всей системой. К таким элементам относятся базисные детали системы, а также многие второстепенные и малонагруженные детали, выдерживающие полный срок службы системы.

Функциональное состояние элемента этой группы однородно, оно формируется при его проектировании и производстве. Значение параметра FS конструктивного элемента этой группы, максимальное при вводе системы в эксплуатацию, равно стоимости данного конструктивного элемента. В процессе эксплуатации функциональное состояние элемента снижается до минимального значения в конце эксплуатации системы, которое соответствует остаточной стоимости полностью изношенного элемента с учетом затрат на утилизацию:

$$\text{при } t_x = 0 \Rightarrow FS = FS_{\max} = Q_1$$

$$\text{при } t_x = T_{\text{сл}} \Rightarrow FS = FS_{\min} = Q_{\text{ост}},$$

где t_x – срок службы системы от начала ее функционирования до рассматриваемого момента времени;

$T_{\text{сл}}$ – полный срок службы системы

Q_1 – первоначальная стоимость элемента;

$Q_{\text{ост}}$ – остаточная стоимость элемента, дальнейшее функционирование которого нецелесообразно.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

В любой промежуточный срок эксплуатации элемента его функциональное состояние определяется уравнением нормального закона распределения параметра FS:

$$FS = Q_1 \cdot e^{-\frac{t_x^2}{2\sigma^2}},$$

где σ - коэффициент, который может быть определен из выражения:

$$\sigma = \sqrt{\frac{T_{сл}^2}{2 \ln(Q_{осм}/Q_1)}}$$

Изменение параметра функционального состояния несменяемого неремонтопригодного конструктивного элемента представлено на рис. 1. Этот график может быть назван графиком «старения» соответствующего элемента системы.

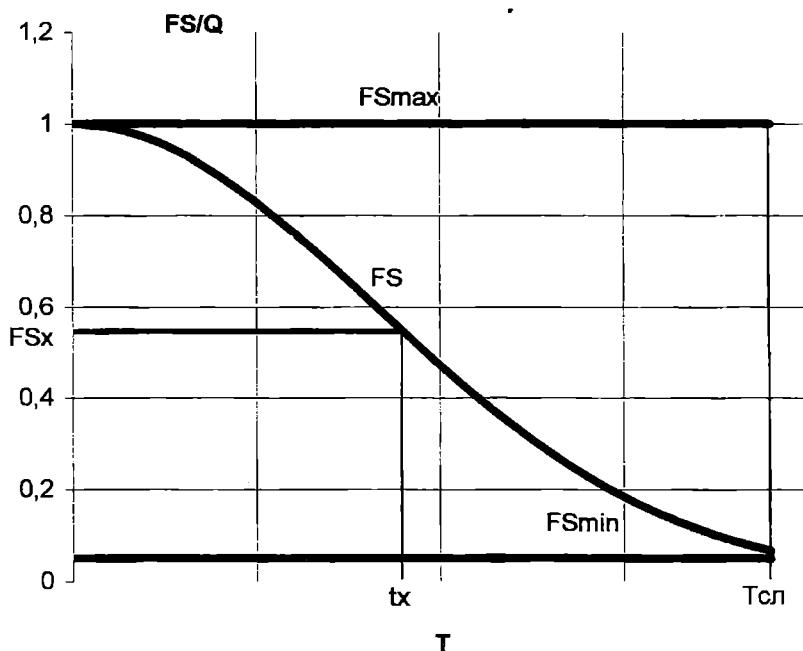


Рис. 1. Изменение параметра функционального состояния элемента первой группы

Вторая группа охватывает конструктивные элементы, которые по техническим условиям становятся негодными раньше, чем истекает срок службы всей системы. Так как система не может работать с негодным конструктивным элементом, производят увеличение утраченной части

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

функционального состояния, вводя в систему новый конструктивный элемент того же назначения. К сменяемым неремонтопригодным элементам можно отнести поршневые кольца двигателей и поршневых компрессоров, уплотнения (сальники), патунные болты и пр.

Исходное значение параметра функционального состояния конструктивного элемента этой группы равно его стоимости при вводе системы в эксплуатацию и снижается до остаточной стоимости к концу его срока службы. При замене изношенного конструктивного элемента на новый значение параметра его функционального состояния вновь достигает начального значения, что увеличивает значения параметра FS системы в целом. Такой процесс за весь срок службы системы происходит $n - 1$ раз, где n – отношение срока службы системы к сроку службы данного элемента.

Развитие техники и технологии, происходящее за время эксплуатации системы, может привести к тому, что цена и срок службы нового заменяемого элемента окажется больше или меньше, нежели эти показатели аналогичного элемента при продуцировании системы. В этом случае значение параметра функционального состояния элемента после замены и закон изменения этого параметра во времени отличаются от первоначального.

Если сроки службы системы и конструктивного элемента не кратны, то к концу срока службы системы в общем случае сменяемый конструктивный элемент будет иметь значение параметра функционального состояния, отличное от его остаточной стоимости, и такой элемент подлежит особой утилизации. То же самое происходит, если не кратны межремонтный срок службы системы и срок службы конструктивного элемента. В этом случае за срок службы механизма вопрос об утилизации остаточного функционального состояния будет возникать несколько (T / τ) раз (здесь τ - межремонтный срок службы системы).

Особое положение занимает случай изменения параметра функционального состояния сменяемого неремонтопригодного конструктивного элемента, который вынужденно снимают с механизма при его техническом обслуживании или ремонте раньше, чем его функциональное состояние достигнет нулевого значения из-за несовпадения срока службы элемента с периодичностью проводимых ремонтов.

К третьей группе относятся конструктивные элементы, которые сразу не выбраковывают, когда они становятся неработоспособными, а ремонтируют, прилагая в рациональных пределах труд, материалы и энергию, и снова вводят в машину. При ремонте периодически возобновляется способность этих конструктивных элементов качественно выполнять их технологическую задачу, в результате чего такие

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

конструктивные элементы выбывают из процесса потребления вместе с системой.

Наиболее простыми являются конструктивные элементы, имеющие один признак нарушения их функционального состояния и одну периодичность его возобновления (например, коленчатый вал – по признаку овальности шеек, гильза цилиндра – по признаку необходимости ее обработки под ремонтный размер поршней и т.п.); фактически многие конструктивные элементы имеют несколько признаков ухудшения их функционального состояния и разные затраты на его восстановление. Для анализа изменения параметра функционального состояния подобных конструктивных элементов, как и для определения суммарного износа, необходимо эти конструктивные элементы рассматривать как самостоятельные сложные объекты, имеющие неоднородную по срокам службы структуру. Наибольшие трудности при анализе изменения параметра FS таких конструктивных элементов вызывает проблема правильного расчленения исходного значения параметра функционального состояния на части, соответствующие каждому отдельному признаку.

В качестве примера несменяемых ремонтпригодных конструктивных элементов, обрабатываемых при ремонте, могут быть приведены станины станков, базисные или корпусные детали механизмов, картер двигателя. Фактически к таким относятся все несменяемые детали машин, которые ремонтируют за счет использования материала исходного образца способом отяжки металла из мест утолщений или путем наплавки или сварки, постановки заплат, втулок и пр.

Сроки службы повторно отремонтированных конструктивных элементов могут быть различными. Например, возможно последовательное сокращение сроков службы отремонтированных конструктивных элементов, возможны также различные значения прироста параметра FS, возобновляемого в процессе ремонта, то есть различен объем трудовых, материальных и энергетических затрат для восстановления параметра функционального состояния ремонтпригодного конструктивного элемента, вследствие разной сложности ремонта одних и тех же конструктивных элементов по мере их старения.

Параметр функционального состояния конструктивного элемента, относящегося к четвертой группе, может быть восстановлено как путем ремонта, так и заменой его на новый. Выбор того или иного способа восстановления состояния осуществляется каждый раз исходя из критериев технической осуществимости и экономической целесообразности.

Изменение параметров функционального состояния неконструктивных элементов существенно различается для следующих двух случаев:

- снижение параметра FS обусловлено ремонтными работами, проводимыми с конструктивными элементами соответствующего узла системы (сборка, регулировка и пр.);

- снижение параметра FS обусловлено износом самого неконструктивного элемента (смазка, окраска).

В первом случае затраты на восстановление состояния неконструктивного элемента приходится нести каждый раз, когда ремонтируется или заменяется конструктивный элемент данного узла. В процессе эксплуатации системы параметр функционального состояния таких элементов практически не изменяется.

Во втором случае изменение параметра функционального состояния неконструктивных элементов происходит аналогично изменению параметра конструктивных элементов, а график «старения» будет соответствовать графику «старения» несменяемых ремонтпригодных элементов (3 группа).

На рис. 2 представлен пример «простейшей» ремонтпригодной технической системы, а исходные данные для построения графика ее «старения» приведены в таблице 1.

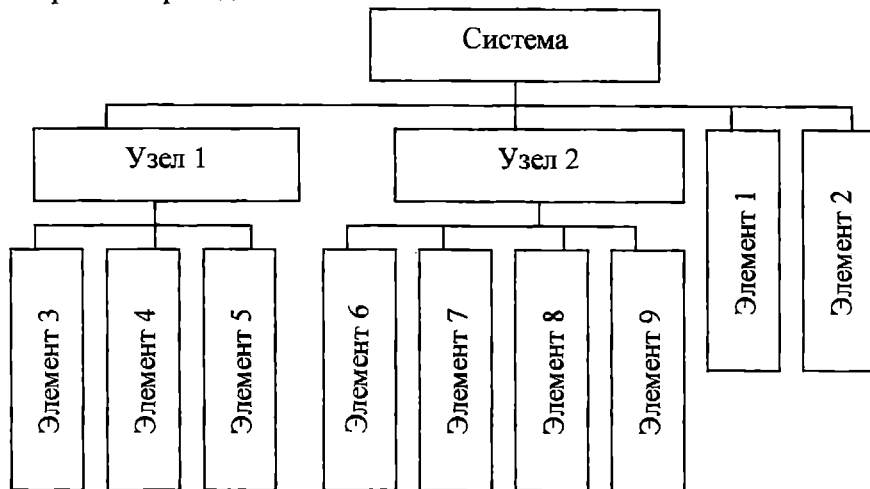


Рис. 2. Структурная схема ремонтпригодной технической системы

Для упрощения построения графика изменения параметра функционального состояния системы в примере приняты следующие допущения;

- параметр функционального состояния замененных конструктивных элементов равен параметру FS элемента, установленного в систему при ее продуцировании;

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

- во время ремонта ремонтпригодных конструктивных элементов их параметр функционального состояния восстанавливается до начального значения;

- в процессе эксплуатации параметр функционального состояния неконструктивных элементов первой группы не изменяется.

Построение графика «старения» ремонтпригодной технической системы выполняется в соответствии со следующим алгоритмом:

1. По схеме разузлования системы (см. рис. 1) и исходным данным (табл. 1) строим графики изменения параметра функционального состояния каждого элемента, входящего в узел.

2. Параметр функционального состояния узла определяется как сумма состояний всех элементов, входящих в данный узел.

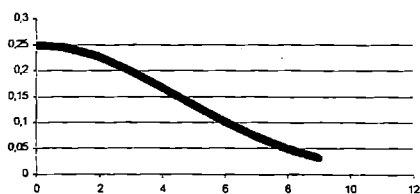
3. После построения графиков «старения» всех узлов системы и элементов, не входящих в узлы, определяем изменение параметра функционального состояния системы в процессе потребления.

Пример построения графика «старения» ремонтпригодной технической системы показан на рис. 3.

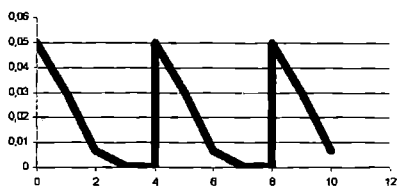
Таблица 1. Исходные данные для построения графика «старения» ремонтпригодной технической системы

Наименование составляющих элементов	Тип элемента	Группа элемента	Закон распределения изменения параметра FS	Q_1 , ед.	$Q_{ост}$, ед.	$T_{ср}$ лет	$\mu = \frac{Q_{1i}}{Q_{1сист}}$
Элемент 1	Конструктивный	2	Нормальный	15	1,5	5	0,15
Элемент 2	Неконструктивный	1	Линейный	2	0	-	0,02
Элемент 3	Конструктивный	1	Нормальный	25	2	10	0,25
Элемент 4	Конструктивный	3	Нормальный	10	2	3	0,10
Элемент 5	Неконструктивный	1	Линейный	5	0	-	0,05
Элемент 6	Конструктивный	2	Нормальный	15	1	2	0,15
Элемент 7	Конструктивный	3	Нормальный	20	3	3	0,20
Элемент 8	Неконструктивный	1	Линейный	3	0	-	0,03
Элемент 9	Неконструктивный	2	Нормальный	5	0	4	0,05

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И
РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК**



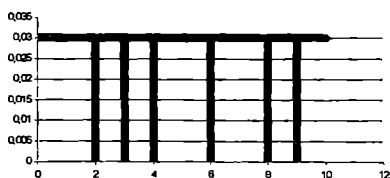
Элемент 3



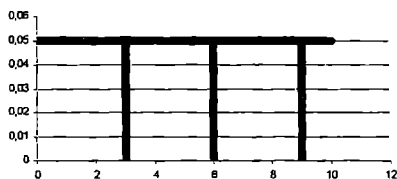
Элемент 9



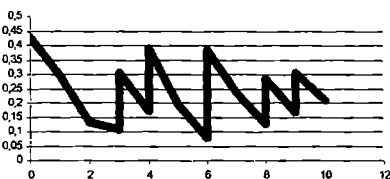
Элемент 4



Элемент 8



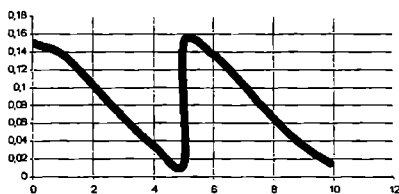
Элемент 5



Узел 2



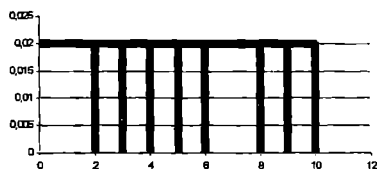
Узел 1



Элемент 1



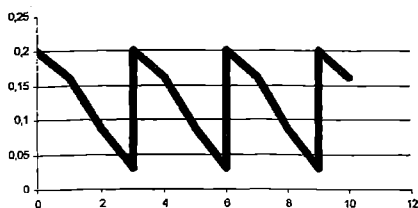
Элемент 6



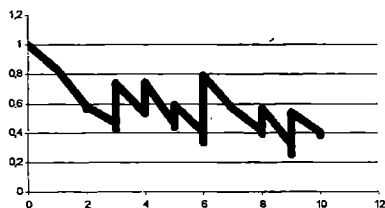
Элемент 2

Рис. 3. Пример построения графика «старения»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК



Элемент 7



Система

Продолжение рис. 3

Полученные данные об изменении параметра функционального состояния ремонтнопригодной технической системы в процессе эксплуатации могут быть использованы на различных этапах жизненного цикла:

- для оценки ремонтных затрат за весь период функционирования системы;
- для оптимизации конструкции системы с точки зрения минимизации ремонтных затрат в процессе эксплуатации;
- для выработки оптимальной стратегии технического обслуживания и ремонта;
- для выбора сроков, объема и технологии ремонта элементов системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беренов Д.И. Расчет деталей на прочность. М.: Машигиз, 1959.
2. Дьячков А.К. Трение, износ и смазка в машинах. М.: Изд. АН СССР, 1978.
3. Селиванов А.И. Основы теории старения машин. М.: Машиностроение, 1971.
4. Селиванов А.И. Теоретические основы ремонта машин. М.: МИИСП, 1988.
5. Hanft F. Dr.-Ing. Untersuchung über die Abnutzung an Kraftfahrzeugteilen. "Automobiltechnische Zeitschrift", 1976. N 1.

УДК 689.12-8.004.5.001.5

СИСТЕМА РАЗДЕЛЕННОГО МОНИТОРИНГА СДВС

Р. А. Варбанец, В. И. Ивановский

До настоящего времени большинство систем мониторинга судовых дизелей (СДВС) было спроектировано как единый программно-аппаратный комплекс, производящий запись параметров и частичный расчет рабочего процесса в режиме реального времени. Наиболее характерными системами такого типа являются NK-5, NK-100, NK-200 фирмы Autronica AS, а также ряд аналогичных систем других фирм [1]. В системах подобного типа объединены две задачи: получение данных в реальном времени и частичный расчет рабочего процесса, что позволило производителям выпускать завершённые комплексы мониторинга СДВС и предоставлять техническому персоналу судна большой объём информации, необходимой для качественной технической эксплуатации двигателей.

Однако, на наш взгляд, такой подход к решению задачи мониторинга СДВС имеет ряд недостатков:

- очевидно недостаточно полное (или точное) моделирование рабочего процесса, поскольку современные математические модели требуют больших ресурсов времени и производительности вычислительной техники, что не даёт возможности использовать их в режиме реального времени;

- в качестве исходных данных используется ограниченное количество измеряемых параметров, что также связано со сложностью одновременного получения данных и их обработкой в реальном времени;

- соединение измерительной и расчетной частей систем мониторинга СДВС значительно увеличивает их сложность. Для передачи сигналов от двигателя к вычислительному комплексу используются длинные (до 50 м и более) кабельные линии. Устанавливаются дополнительные усилители и преобразователи сигналов, что снижает надёжность функционирования системы в целом. Кроме того, затруднен процесс обмена информацией между оператором и техническим персоналом, производящим непосредственное измерение на двигателе;

- стоимость систем подобного типа остается весьма высокой, поскольку складывается из стоимости не только датчиков и первичных преобразователей, но и всего промежуточного оборудования плюс стоимость вычислительного комплекса и программного обеспечения. В качестве вычислительного комплекса используются компьютеры промышленного исполнения, стоимость которых приблизительно в 4-5 раз выше аналогичных по производительности обычных ПК. Компьютеры и

принтеры в таких системах задействованы только для решения задачи мониторинга СДВС.

Анализ характеристик и функциональных возможностей существующих систем мониторинга СДВС показал, что высокая степень интеграции (полное объединение измерительной и расчетной частей) является, во многих случаях, избыточной для получения практически значимых параметров и, одновременно, недостаточной для точного моделирования рабочего процесса.

Таким образом, основной идеей разделенного мониторинга СДВС является разбиение системы на два функциональных модуля:

- модуль получения данных и предварительного расчета параметров в режиме реального времени (МРВ);
- модуль расчета и анализа рабочего процесса не в режиме реального времени (РМ).

Связь между модулями осуществляется по последовательному интерфейсу RS-232 или USB (рис.1).

Модуль реального времени

Задачей модуля является получение данных от датчиков, установленных на двигателе, предварительный расчет и отображение на внутренний экран следующих параметров:

$n(rpm)$ - частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

P_t - среднее давление газов за рабочий цикл, МПа;

P_z - максимальное давление газов за рабочий цикл, МПа (рис.2).

Данные в модуль поступают от двух установленных на работающем двигателе датчиков: PS-20 (модифицированная версия датчика давления PS-16) и виброакустического датчика VS-20. Принцип использования датчиков такой же, как и в системах DEPAS 2.34 [2].

В МРВ записываются данные о нескольких последовательных рабочих циклах каждого цилиндра. Количество циклов может задаваться из настроечной части расчетного модуля. Такой подход позволяет получать не только средние значения параметров и их отклонения (рис.2), но и производить статистическую оценку равномерности работы топливной аппаратуры.

Указанные параметры могут быть рассчитаны по несинхронизированным временным записям рабочих циклов и являются наиболее значимыми для экспресс-оценки состояния цилиндра.

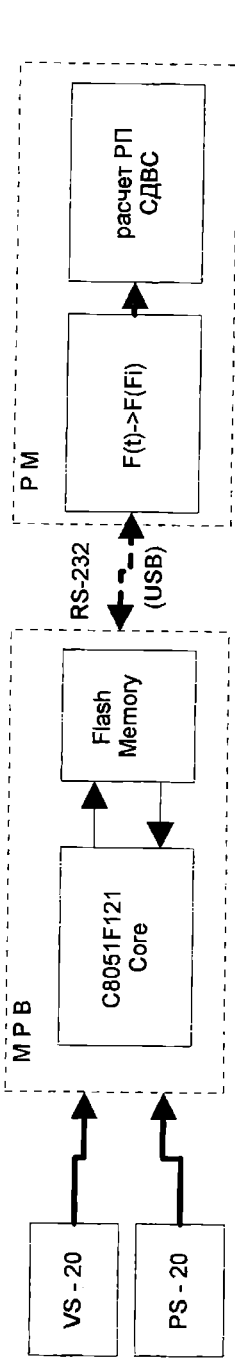


Рис. 1. Блок-схема системы разделенного мониторинга СДВ

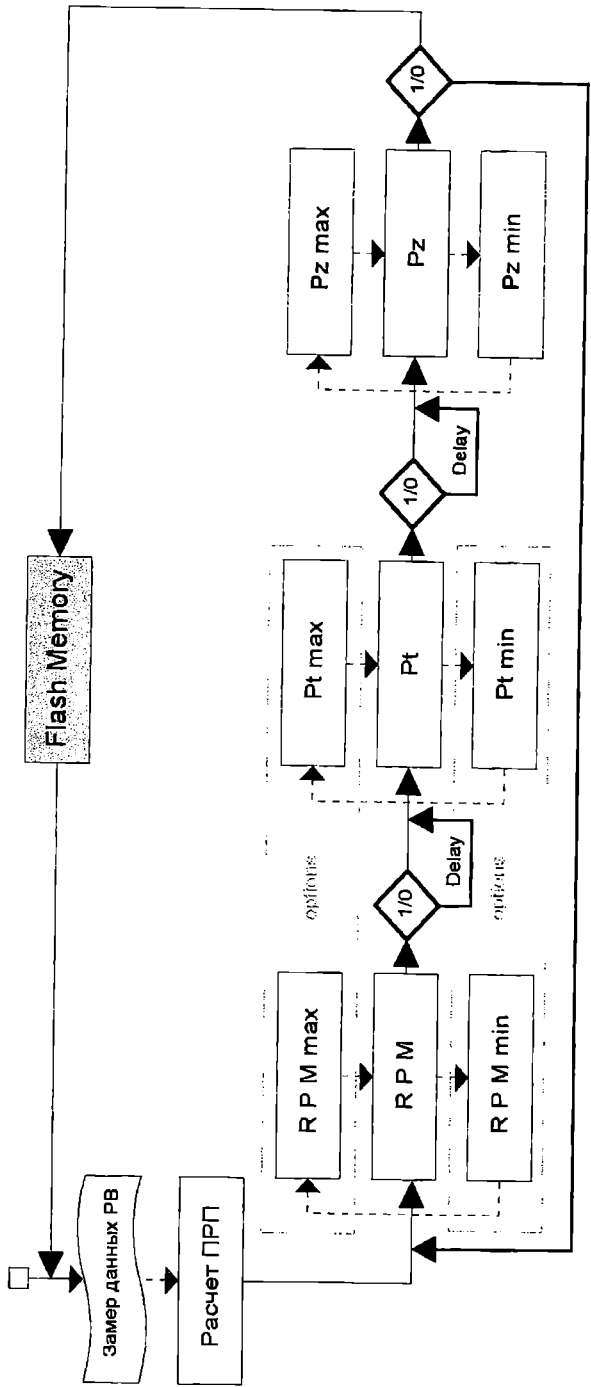


Рис. 2. Функциональная схема модуля реального времени

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ СУДОВЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Таблица. Основные характеристики управляющего контроллера МРВ

Тип	Cygnal, C8051F121, 100MHz с оптимизированной системой команд (Pipelined Instruction Architecture), 100MIPS;
Встроенный АЦП	100ksps, 12bit, int. Vref, pr. gain 16,8,4,2,1,0.5;
Средства программирования	on-chip JTAG debug & boundry scan
Память	8448 Bytes RAM; 128K Flash
Порты ввода/вывода	32 I/O, (8ma);
Питание	от 2.7V до 3.6V, (max 50mA@100MHz)
Рабочая температура	от -40°C до +85°C
Размеры чипа	10мм X 10мм

Среднее давление газов за рабочий цикл P_t характеризует "полноту" индикаторной диаграммы и достаточно хорошо коррелирует с цилиндровой индикаторной мощностью двигателей с наддувом. Необходимо отметить, что для определения одного только значения P_t в цилиндре в свое время выпускались отдельные механические приборы - "пиметры", используемые на судах и до настоящего времени. В названии прибора даже заложен тот смысл, что получаемые им числовые данные связаны со средним индикаторным давлением P_i , однако из теории рабочего процесса известно, что связь эта весьма условна.

Для определения одного только максимального давления сгорания P_z до сих пор выпускаются специальные механические и электронные приборы - "максиметры", которые на большинстве транспортных судов являются единственными средствами диагностики СДВС. В МРВ определяется не только среднее значение P_z , но и его отклонения в пределах заданного числа рабочих циклов, что позволяет оценить как неравномерность цикловой подачи, так и техническое состояние топливной аппаратуры в целом.

Непрерывный мониторинг частоты вращения коленчатого вала $n(rpm)$ позволяет оценить равномерность работы СДВС и состояние регулятора.

Расчетный модуль выполняет последовательное решение задачи синхронизации данных, поступающих от МРВ, а затем расчет и анализ рабочего процесса. Под синхронизацией данных подразумевается определение координат основных положений поршня (ВМТ - верхняя мертвая точка и НМТ - нижняя мертвая точка) и дальнейший перевод

диаграмм рабочих циклов из функций времени в функции по углу поворота коленчатого вала [3]

$$F(t) \Rightarrow F(\varphi_{ПКВ}).$$

При этом учитывается неравномерность вращения коленчатого вала, что особенно актуально для современных малооборотных длинноходовых двигателей (LMC, SMC, RTA и др.).

Для моделирования рабочего процесса используются паспортные данные двигателя и реальные синхронизированные диаграммы рабочих циклов $F(\varphi)$. Это позволяет добиться максимальной точности моделирования, произвести детальный анализ текущего технического состояния цилиндра и составить достоверный прогноз по данным предыдущих расчетов.

Основные цели можно сформулировать проектируемой системы мониторинга СДВС таким образом:

1. Логическое разделение задач получения наиболее значимых параметров и полного расчета рабочего процесса

В процессе текущей эксплуатации СДВС техническому персоналу, как правило, нет необходимости производить полный расчет рабочего процесса и процесса тепловыделения в цилиндрах, но абсолютно необходимо иметь возможность быстрой оценки нескольких наиболее значимых параметров рабочего процесса. С другой стороны, в тех ситуациях, когда требуется более детальный анализ состояния цилиндра, необходимо произвести расчет и анализ рабочего процесса в нем. Для этого достаточно иметь специальное программное обеспечение, построенное на базе современной итерационной математической модели рабочего процесса. Исходные данные для моделирования и последующего анализа могут быть накоплены в модуле реального времени и переданы в расчетный модуль по одному из последовательных интерфейсов компьютера.

2. Значительное упрощение схемы системы мониторинга

Система разделенного мониторинга фактически представляет собой переносной компактный прибор, выполненный на базе современного микроконтроллера с внутренней энергонезависимой Flash памятью, и программное обеспечение работающее под управлением Windows. По данным непосредственных измерений на двигателе производится предварительный расчет нескольких значимых параметров и отображение их на внутреннем экране МРВ. Временные реализации рабочих циклов, необходимые для построения диаграмм и детального анализа рабочего процесса в цилиндре, накапливаются в архиве (Flash памяти). За счет

коротких связей из системы исключены кабельные трассы и все промежуточные преобразователи. Процесс мониторинга может производить один специалист. Находиться возле двигателя ему достаточно только в течение короткого времени измерений. Расчетный модуль устанавливается с компакт-диска на любой судовой компьютер. Все отчеты и диаграммы могут быть распечатаны на установленном в системе принтере.

3. Существенное уменьшение стоимости системы мониторинга

Одним из аргументов недостаточно широкого использования на судах систем мониторинга СДВС как раз являлась их высокая стоимость. На судах с небольшим водоизмещением и небольшой мощностью энергетической установки использование систем мониторинга было нерентабельным, несмотря на высокую практическую ценность данных о параметрах и диаграммах рабочего процесса во время эксплуатации. Предлагаемое разделение функций системы мониторинга СДВС дает возможность сократить стоимость системы до уровня стоимости судового "максиметра" и дать возможность пользоваться результатами мониторинга более широкому кругу технических специалистов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Варбанец Р.А. Системы компьютерной диагностики судовых дизелей // Судостроение. - 1996. - № 6. - С. 24-27.
2. Ивановский В.Г., Варбанец Р.А. Применение виброакустического метода для анализа топливоподачи дизеля в эксплуатации // Вісник ОДМУ: Зб. наук. праць. Одесса: ОДМУ, 1998. - №1. - С. 131-134.
3. Варбанец Р.А., Ивановский В.Г., Савиных А.С. Расчетный метод обнаружения верхней мертвой точки поршня двигателя внутреннего сгорания // Экспресс-информация: Серия «Техническая эксплуатация флота» - М.: В/О "Мортехинформреклама". № 6(816). - 1994. - С. 1-6.

Содержание

Теория и проектирование, обеспечение безопасности плавания судов

Ю.Л. Воробьев, М.Б. Косой СПЕКТРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕТРА В ОДЕССКОМ ЗАЛИВЕ	3
И.Ф. Давыдов ЗАЛИВАЕМОСТЬ КРУПНОТОННАЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СУДОВ В УСЛОВИЯХ ЭКСТРЕМАЛЬНОГО МОРСКОГО ВОЛНЕНИЯ	19
В.Г. Сизов О КАЧКЕ СУДНА С УПРУГО-СМЕЩАЮЩИМИСЯ ГРУЗАМИ ...	28
А.В. Демидюк ПРИСОЕДИНЕННЫЕ МАССЫ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ДЕМПФИРОВАНИЯ ПРИ ПРОДОЛЬНОЙ КАЧКЕ ТОНКОГО СУДНА	34
А.О. Канифольский ПАССАЖИРСКИЙ ФАКТОР ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ БЫСТРОХОДНЫХ ОДНОКОРПУСНЫХ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ (БОВС)	45
С.В. Бугаев ВОЗДЕЙСТВИЕ ПОДВОДНОГО ВЗРЫВА НА ПЛАВАЮЩУЮ МАШИНУ	49
Л.В. Павленко ЯКОРНЫЕ ОПЕРАЦИИ КРУПНОТОННАЖНЫХ СУДОВ	59
 <i>Обоснование инженерных решений в судостроении и судоходстве</i>	
Г.В. Егоров К ПРОБЛЕМЕ ПОДДЕРЖАНИЯ ПРИЕМЛЕМОГО УРОВНЯ НАДЕЖНОСТИ И РЕНТАБЕЛЬНОСТИ СУЩЕСТВУЮЩИХ СУДОВ	72
А.И. Лапкин ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СУДОВ В ПРОЕКТЕ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОТЫ ФЛОТА НА НАПРАВЛЕНИИ	89

К.В. Кошкин	
МЕТОДОЛОГИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ИНФОРМАЦИОННЫХ УПРАВЛЯЮЩИХ СИСТЕМ В СУДОСТРОЕНИИ	100

Портовые сооружения, основания и фундаменты

А.В. Гришин	
НЕЛИНЕЙНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ОГРАДИТЕЛЬНОГО СООРУЖЕНИЯ СМЕШАННОГО ТИПА ОТ ВОЛНОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ	108
А.В. Калюжный	
АНАЛИЗ БОКОВОГО ДАВЛЕНИЯ ГРУНТА В СОСТОЯНИИ ПОКОЯ НА ПОДПОРНУЮ СТЕНКУ	118
А.В. Гришин, Е.Ю. Федорова	
СОВМЕСТНЫЙ РАСЧЕТ ПОДПОРНОЙ СТЕНКИ И ГРУН- ТОВОЙ СРЕДЫ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ	132
В.Г. Черный, Г.И. Черный	
СТРУКТУРНЫЕ МОДЕЛИ ГРУНТОВЫХ ОСНОВАНИЙ С АНОМАЛЬНО ЗАМЕДЛЕННОЙ КОНСОЛИДАЦИЕЙ	145
Е.Ю. Федорова	
РАСЧЕТ ПЛИТ КРЕПЛЕНИЯ ОТКОСОВ СОВМЕСТНО С ГРУНТОВЫМ МАССИВОМ	154

Повышение эффективности работы морских портов

А.А. Малаксиано	
МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРЕДЕЛОВ КОНЦЕНТРАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЛИНИЙ НА ТРЮМАХ СУДНА	166
Т.Е. Корниец	
О ЛОГИСТИЧЕСКОЙ КОНЦЕПЦИИ УПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЕМ ПАРКА ПОРТОВОГО ПЕРЕГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ	178
И. В. Савельева	
ЭФФЕКТИВНОСТЬ МОДЕЛИ СООТНЕСЕНИЯ НАДБАВКИ ЗА ВОЕННЫЙ РИСК И ПОЛИТИЧЕСКОГО РЕЙТИНГА РЕГИОНА.	185

О.А. Кондратюк

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ПРИНЯТИЯ
УПРАВЛЕНЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ В МОРСКИХ ТОРГОВЫХ
ПОРТАХ 195

*Проектирование, эксплуатация и ремонт судовых
силовых установок*

Т.Г. Кравцов, О.И. Стальниченко

НОВЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ТЕХНОЛОГИ-
ЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ КОРРОЗИОННОСТОЙКОЙ НАПЛАВКИ
СУДОВЫХ ДЕТАЛЕЙ 201

В.А. Яровенко, Чан Там Дык

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ
ВЕНТИЛЬНЫХ ГРЕБНЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ 210

А.А. Вассерман

ОБОБЩЕННЫЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА И ИССЛЕДО-
ВАНИЯ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ЦИКЛОВ ПАРОТУРБИННЫХ
УСТАНОВОК 218

Р.Д. Баширов

О ВЛИЯНИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАПЕКАНИЯ НА СЦЕПЛЯЕМОСТЬ
ПОКРЫТИЯ С ОСНОВОЙ ВТУЛКИ ЦИЛИНДРА 224

А.В. Шахов

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА «СТАРЕНИЯ» РЕМОНТО-
ПРИГОДНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ 228

Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский

СИСТЕМА РАЗДЕЛЕННОГО МОНИТОРИНГА СДВС 239

Наукове видання

ВІСНИК
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

Збірник наукових праць

*Українською, російською
та англійською мовами*

Випуск 9

*Свідоцтво про державну реєстрацію:
серія КВ № 278
від 25.07.1997 р.*

Комп'ютерна верстка та розробка
оригінал-макету збірника - *Мусієчко Т.Г.*

Підписано до друку з оригінал-макету 16.12.02.
Формат 70×108/16. Папір офсетний. Ум.друк.арк. 15,5.
Замовлення № 1596. Тираж 100

**Адреса редакційної колегії та видавництва ОНМУ:
65029, Одеса, вул.Мечникова, 34, тел. 7395-553**