

# ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО  
НАЦІОНАЛЬНОГО  
МОРСЬКОГО  
УНІВЕРСИТЕТУ

16

**Міністерство освіти і науки України**



***ВІСНИК***

**ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО  
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

***Збірник наукових праць***

***ВИПУСК 16***

***Заснований у 1998 році***

**Одеса – 2005**

Вісник Одеського національного морського університету: Збірник наукових праць. – Випуск 16. – Одеса: ОНМУ, 2005. – 267 с. Українською, російською та англійською мовами.

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

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.

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.

Редакційна колегія:

д-р техн. наук, проф. **Ю.Л. Воробйов** – відп. редактор,  
д-р техн. наук, проф. **Шумлянський І.Ф.** – заст.відп. редактора,  
д-р техн. наук, проф. **Аксютін Л.Р.**, д-р техн.наук, проф. **Ананьїна В.З.**,  
д-р техн. наук, проф. **Вассерман О.А.**, д-р техн. наук, проф. **Гришин В.О.**,  
д-р техн. наук, проф. **Дубровский М.П.**, д-р техн. наук, проф. **Евдокімов В.Д.**,  
д-р техн. наук, проф. **Жуков Ю.Д.**, д-р техн. наук, проф. **Івановський В.Г.**,  
д-р техн. наук, проф. **Каганов Я.І.**, д-р техн. наук, проф. **Клованич С.Ф.**,  
д-р техн. наук, проф. **Козляков В.В.**, д-р техн. наук, проф. **Козирев В.К.**,  
д-р екон. наук, проф. **Лапкіна І.О.**, д-р техн. наук, проф. **Макаренко Д.В.**,  
д-р екон. наук, проф. **Махуренко Г.С.**, д-р екон. наук, проф. **Морозова І. В.**,  
д-р техн. наук, проф. **Олійник М.В.**, д-р техн. наук, проф. **Панарін П.Я.**,  
д-р техн. наук, проф. **Пойзнер М.Б.**, д-р екон. наук, проф. **Постан М.Я.**,  
д-р техн. наук, проф. **Радімов 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.

Друкується за ухвалою Вченої ради  
Одеського національного морського університету  
від 02.02.2005 р. (протокол № 5)

УДК 629.12.073.243.4(076)

Ю.Л. Воробьев  
И.Ф. Давыдов

**МОРЕХОДНОСТЬ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ  
ПАРОМОВ ОГРАНИЧЕННОГО РАЙОНА ПЛАВАНИЯ.  
ЧАСТЬ 2. МОРЕХОДНОСТЬ**

*Приведены результаты теоретических исследований мореходности перспективного железнодорожного парома ограниченного района плавания.*

*Ключевые слова: волнение, качка, слеминг, заливаемость, разгон винта, ускорения.*

В нашей работе [1], посвященной оценке мореходных качеств железнодорожных паромов, спроектированных с использованием фрагментов корпусов существующих судов типа «Волго-Дон», были приведены результаты численных оценок ходкости. Настоящая статья, по существу, является ее продолжением и содержит результаты следующего этапа исследований – оценки особенностей поведения судна в условиях реального морского волнения интенсивностью до 6 баллов включительно по шкале ГУМС.

Оценка мореходности, как и ходкости, произведена для двух вариантов загрузки судна – в полном грузу и в балласте при движении со скоростью 5 узл., принятой в качестве расчетной согласно данным предыдущего этапа исследований [1]. В процессе оценок для указанных вариантов загрузки произведены расчеты присоединенных масс и коэффициентов демпфирования; выполнена оценка влияния нелинейного вязкостного демпфирования на характеристики поперечных видов качки (бортовой, поперечно-горизонтальной и рыскания); рассчитаны амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики всех шести видов качки, ускорений, относительных вертикальных перемещений и скоростей (относительно взволнованной поверхности) характерных точек корпуса судна при движении на регулярном волнении с различными курсовыми углами по отношению к набегающему волнению; определены статистические характеристики всех видов качки и кинематических характеристик в условиях нерегулярного трехмерного волнения. На основе массовых расчетов параметров качки на регулярном и нерегулярном трехмерном волнении с различными курсовыми углами, произведены

---

© Воробьев Ю. Л., Давыдов И. Ф., 2005

оценки опасных динамических следствий качки: ускорений, заливаемости, слеминга и разгона винта. Определена также предельная для данного судна интенсивность волнения, при которой вероятность возникновения предельных ускорений, заливаемости, слеминга и разгона винта не превышает заданный уровень. Предельные значения вероятностей при этом принимались аналогично тому, как это принято для современных морских судов.

Характеристики объекта исследований были приведены в нашей работе [1]. Все расчеты выполнены с помощью системы программ [2], включающей комплекс программ «КАЧКА», имеющий допуск Регистра, и дополненной новым программным обеспечением, реализующим современные решения ряда актуальных задач гидродинамической теории качки [3], [4].

### 1. ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧКИ СУДНА НА РЕАЛЬНОМ МОРСКОМ ВОЛНЕНИИ

#### 1.1. Гидродинамические коэффициенты качки

Учитывая высокое значение отношения  $B/d = 6.0$  для судна в полном грузу, и, особенно, в балласте  $B/d = 9.1$ , а также своеобразную форму обводов, расчет гидродинамических характеристик качки (ГДХ) для судна в грузу производился по методу Франка, что позволило в полной мере учесть все особенности формы корпуса и соотношения главных размерений. Необходимая точность определения ГДХ обеспечивалась специальным выбором координат точек контуров поперечных сечений. Полигональная аппроксимация поперечных сечений судна в полном грузу и в балласте представлена на рис. 1.1 и рис. 1.2 соответственно.

Для судна в балласте расчет ГДХ производился на основе решения задачи о качке плоского судна [3], полученных на основе фундаментальных результатов Ю.Л. Воробьева [4].

Результаты расчетов ГДХ, полученные с помощью модифицированного модуля PROG1B, входящего в комплекс программ «КАЧКА» представлены на рис. 1.3 и рис. 1.4.

#### 1.2. Передаточные функции качки

Оценка передаточных функций качки производилась с учетом нелинейности бортовой качки по демпфированию, что существенно приближает результаты расчетов к фактическим данным [5]. В процессе расчетов учтено влияние скуловых килей.

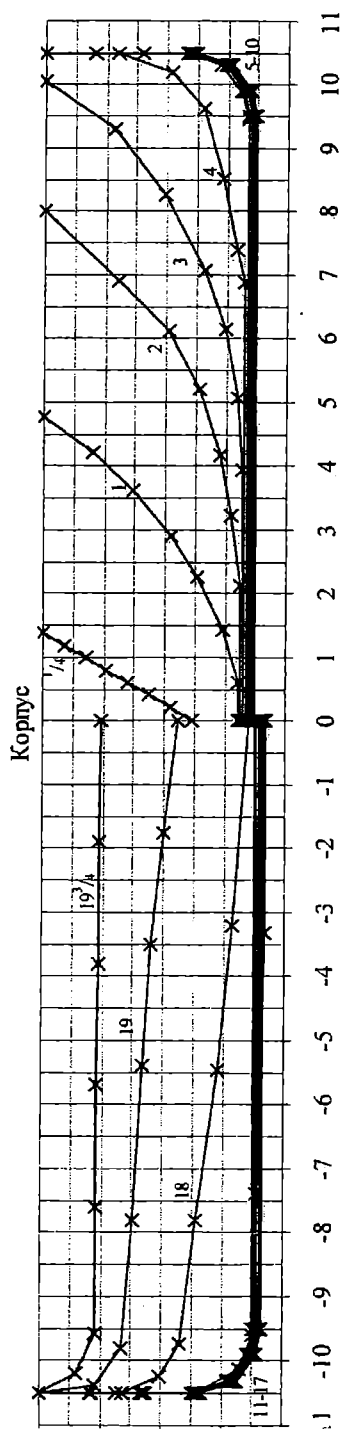


Рис. 1.1. Полигональная аппроксимация поперечных сечений судна в полном грузу

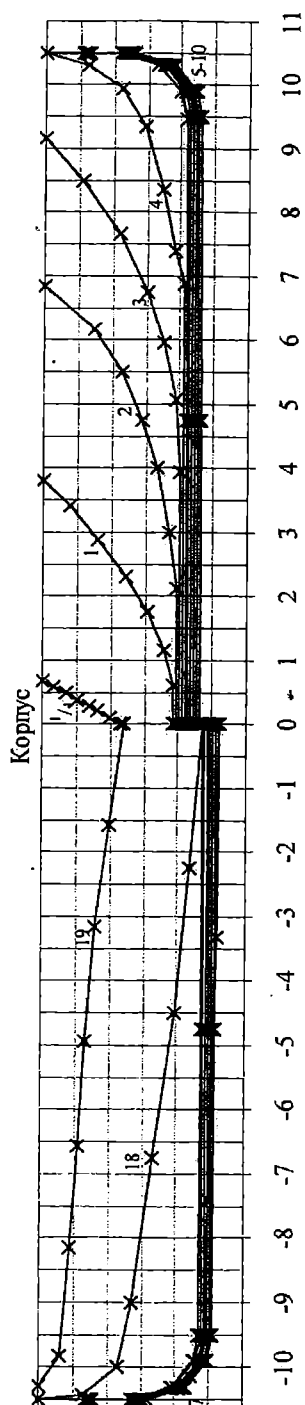
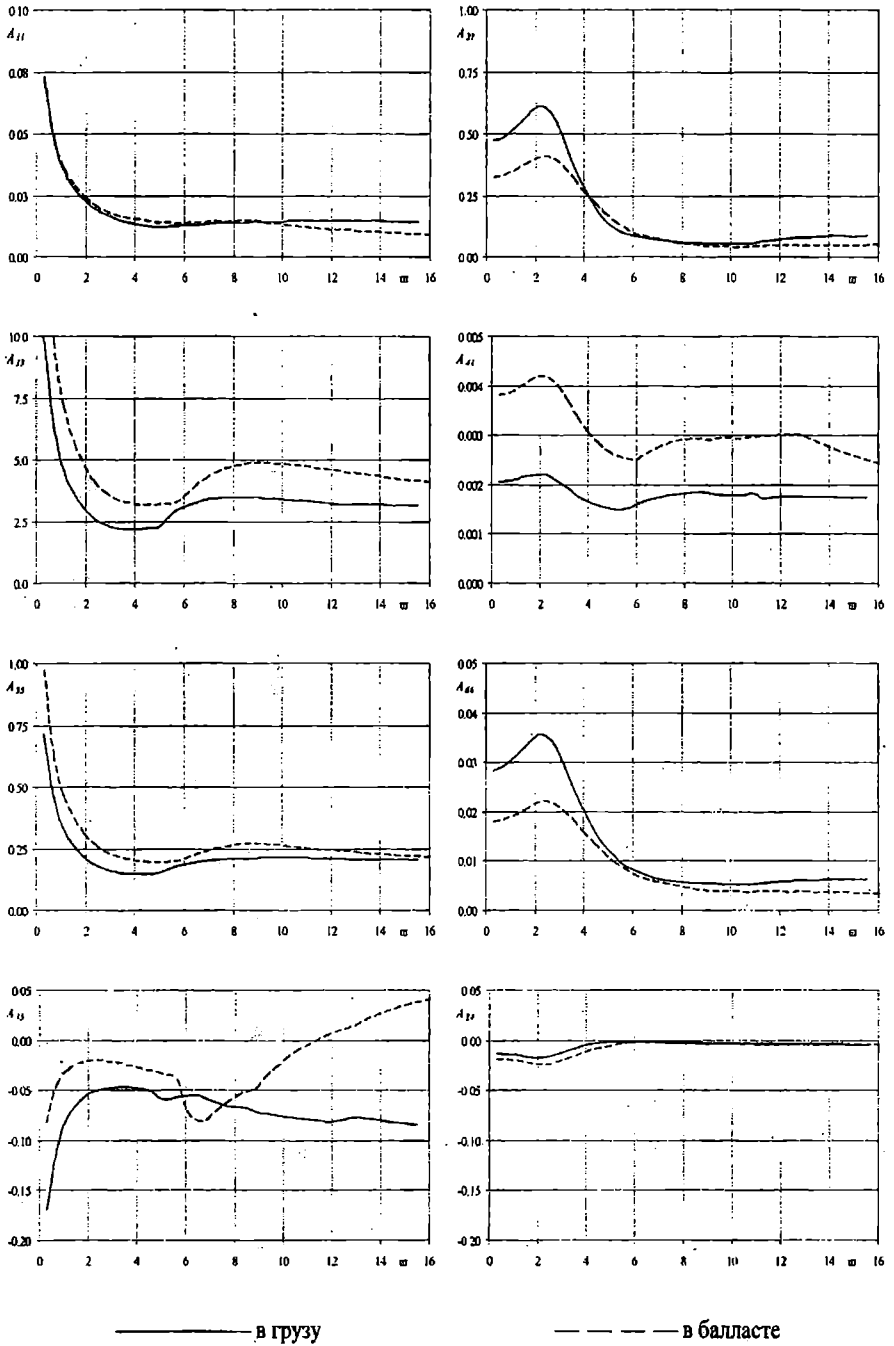


Рис. 1.2. Полигональная аппроксимация поперечных сечений судна в балласте



*Рис. 1.3. Обобщенные присоединенные массы при качке судна*

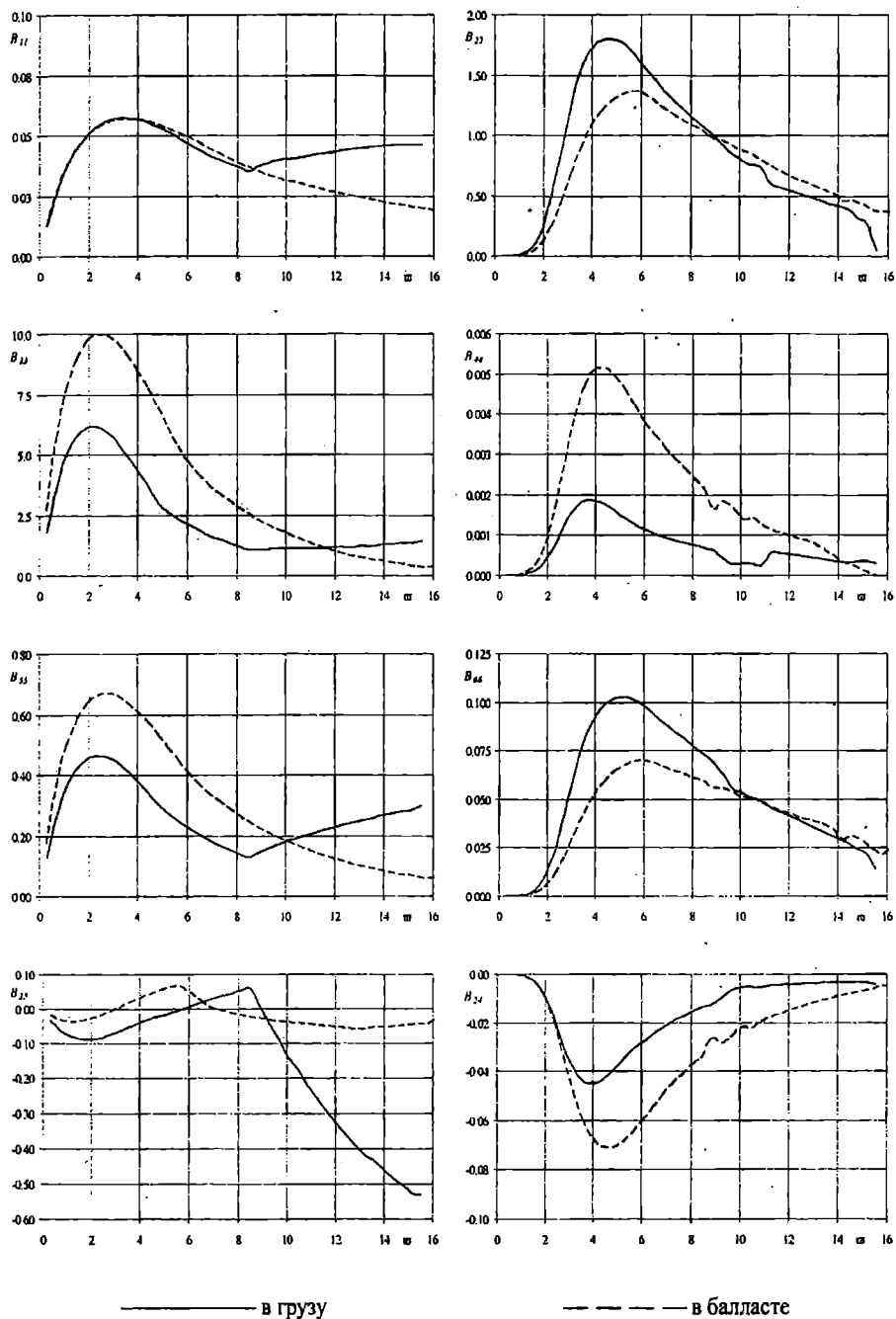


Рис. 1.4. Обобщенные коэффициенты демпфирования при качке судна



Оценка выполнялась в два этапа. На первом этапе методом статистической линеаризации определялись расчетные крутизны регулярного волнения, при которых дисперсия амплитуд линеаризованной бортовой качки равна дисперсии нелинейного процесса бортовых колебаний при движении судна на нерегулярном волнении со скоростью 5 узл. На втором этапе выполнялись расчеты передаточных функций продольной и поперечной качки на волнении расчетной крутизны при движении с различными курсовыми углами.

### 1.2.1. Оценка расчетных крутизн регулярного волнения

Результаты расчетов бортовой качки на регулярном волнении различной крутизны и направления для судна в полном грузу и в балласте представлены на рис. 1.5 и рис. 1.6. Там же представлены передаточные функции соответствующие расчетным крутизнам волнения интенсивностью 6 баллов по шкале ГУГМС при различных значениях среднего периода волнения. Результаты расчетов свидетельствуют о существенном влиянии скуловых килей, применение которых позволило значительно снизить расчетные значения амплитуд бортовой качки.

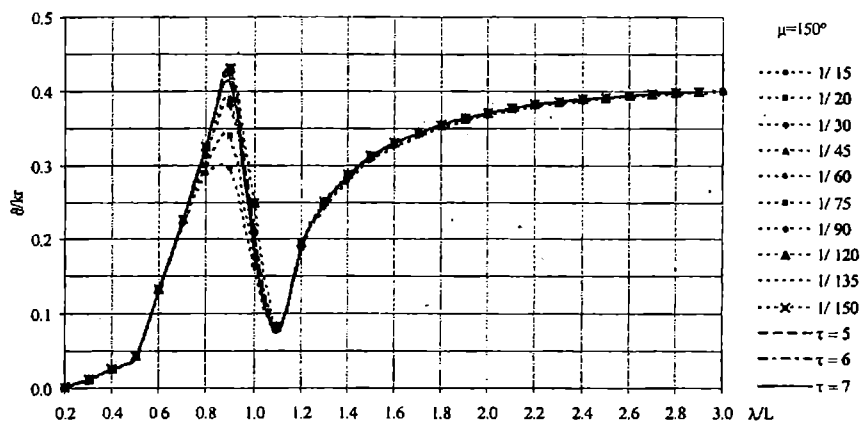
### 1.2.2. Результаты расчетов передаточных функций

Все расчеты производились для судна в грузу и в балласте при скорости хода 5 узл. и девяти значений курсового угла  $\mu$  -  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $135^\circ$ ,  $150^\circ$  и  $180^\circ$  ( $0^\circ$  - соответствует попутному волнению,  $180^\circ$  - встречному). Расчетные крутизны для каждого курсового угла принимались согласно п. 1.2.1. Амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) всех шести видов качки судна в грузу и в балласте представлены на 1.7 – рис.1.10.

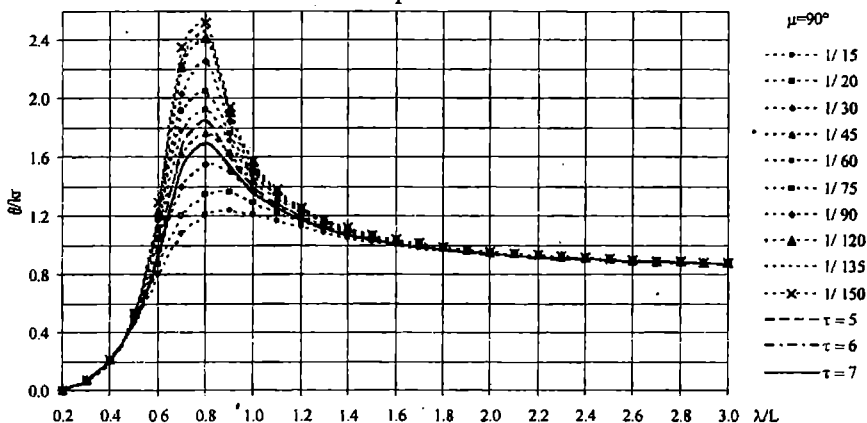
### 1.3. Статистические характеристики качки

Результаты расчетов стандартов всех шести видов качки на нерегулярном трехмерном волнении высотой  $h_{3\%} = 6.0$  м при различных средних периодах равных 4.5, 5.5, 6.5, 7.5 с представлены на рис. 1.11 для судна в грузу и на рис. 1.12 – для судна в балласте.

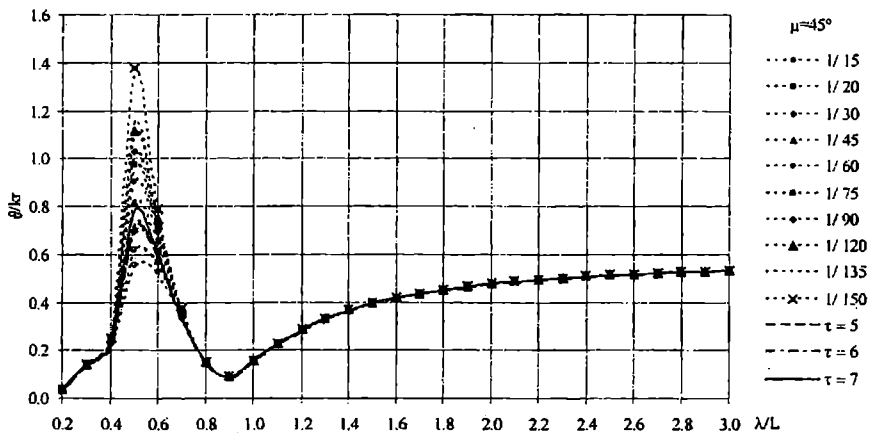
В качестве расчетного спектра принимался спектр II Международного конгресса по прочности и конструкции корпуса, угловое распределение энергии волн – по формуле Артура.



косое встречное волнение



траверзное волнение



косое попутное волнение

Рис. 1.5. Судно в грузу

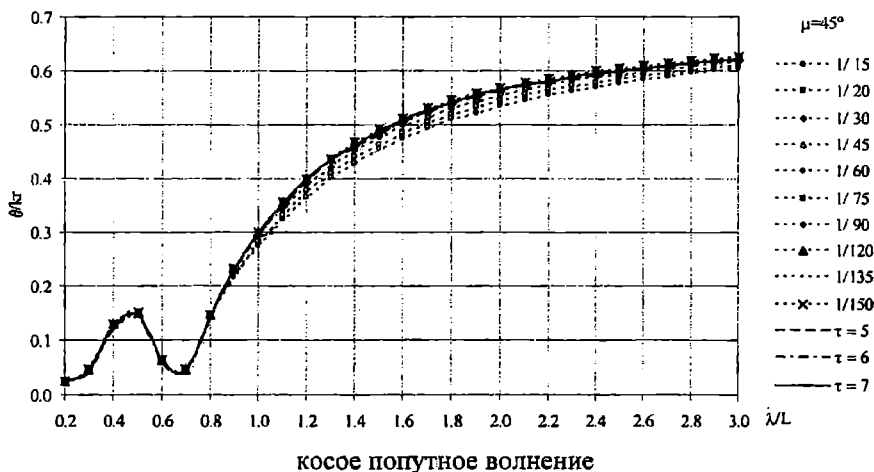
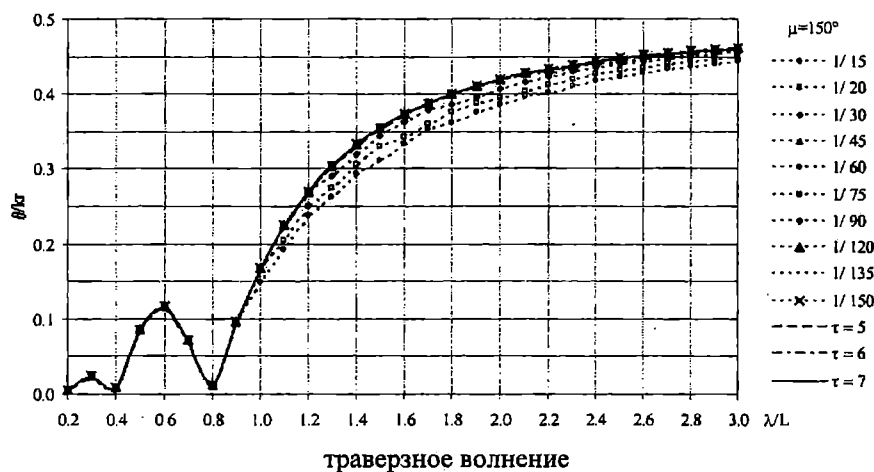
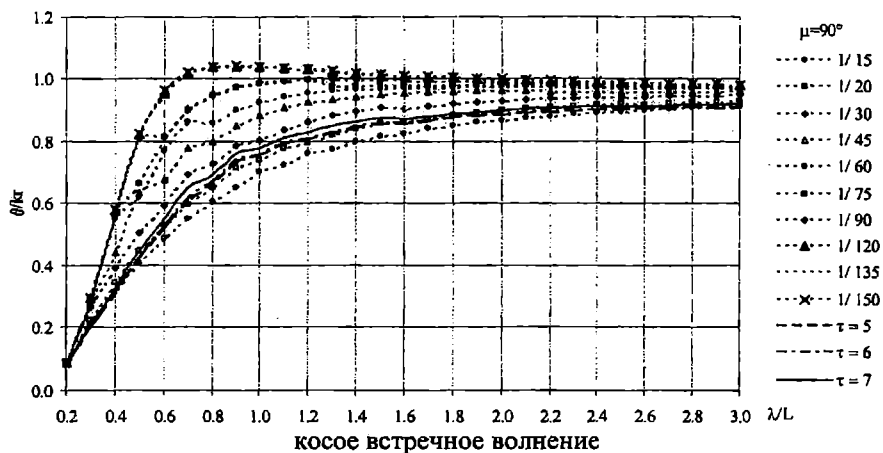


Рис. 1.6. Судно в балласте

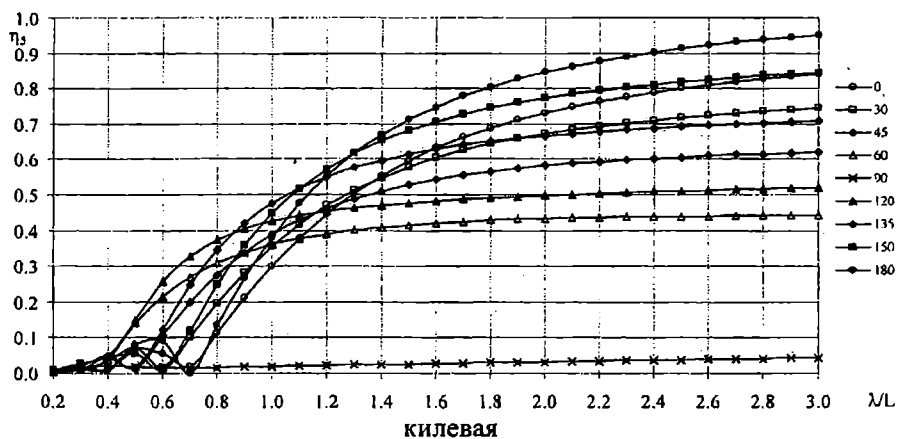
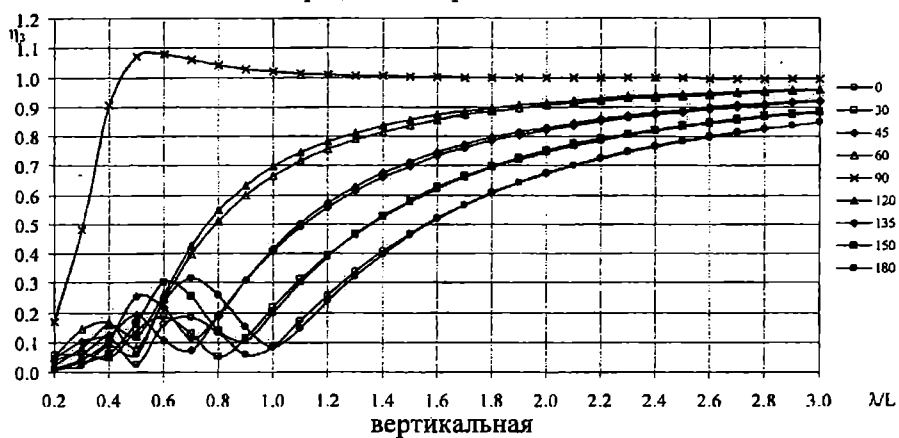
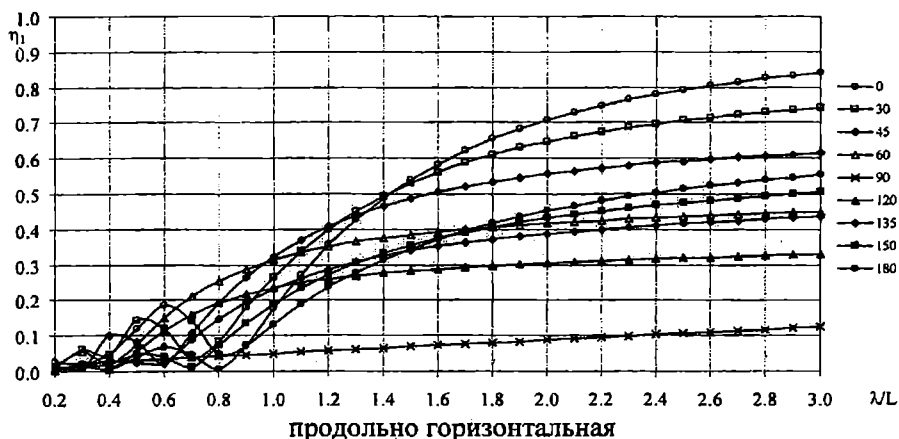


Рис. 1.7. АЧХ продольной качки судна в грузу при различных курсовых углах

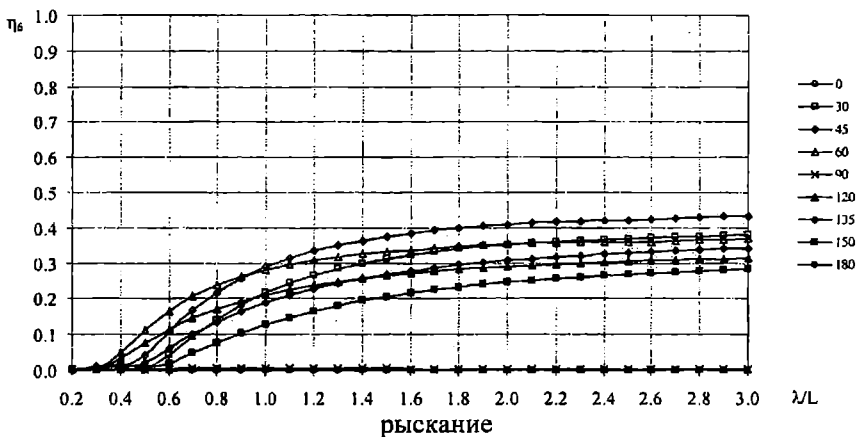
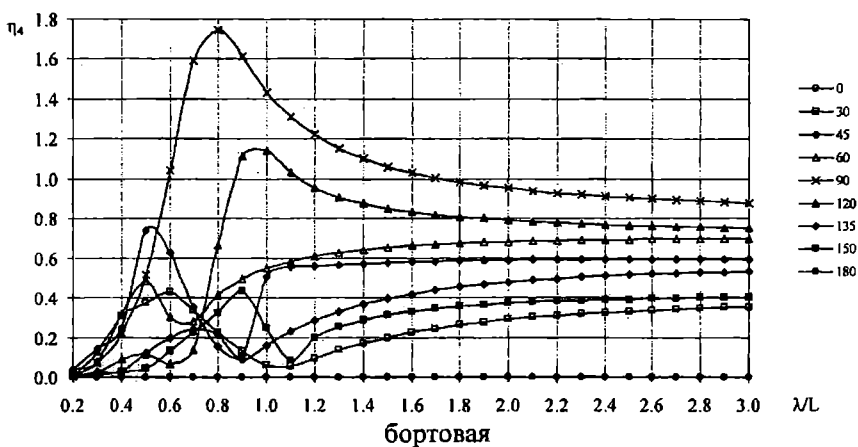
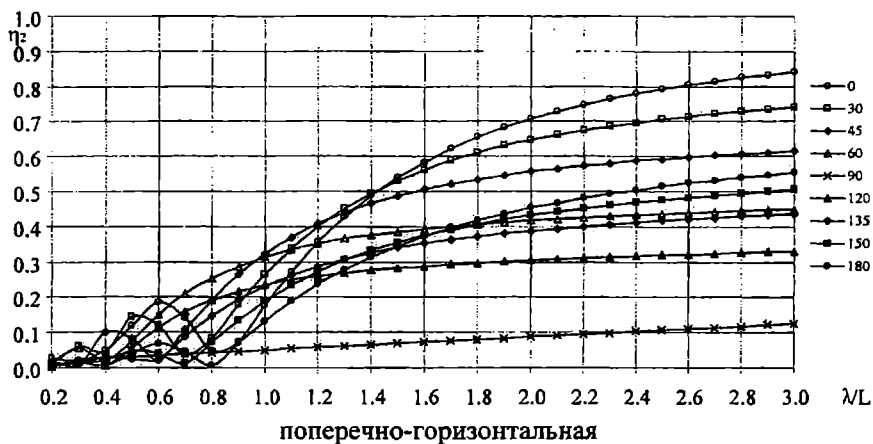


Рис. 1.8. АХЧ поперечной качки судна в грузу при различных курсовых углах

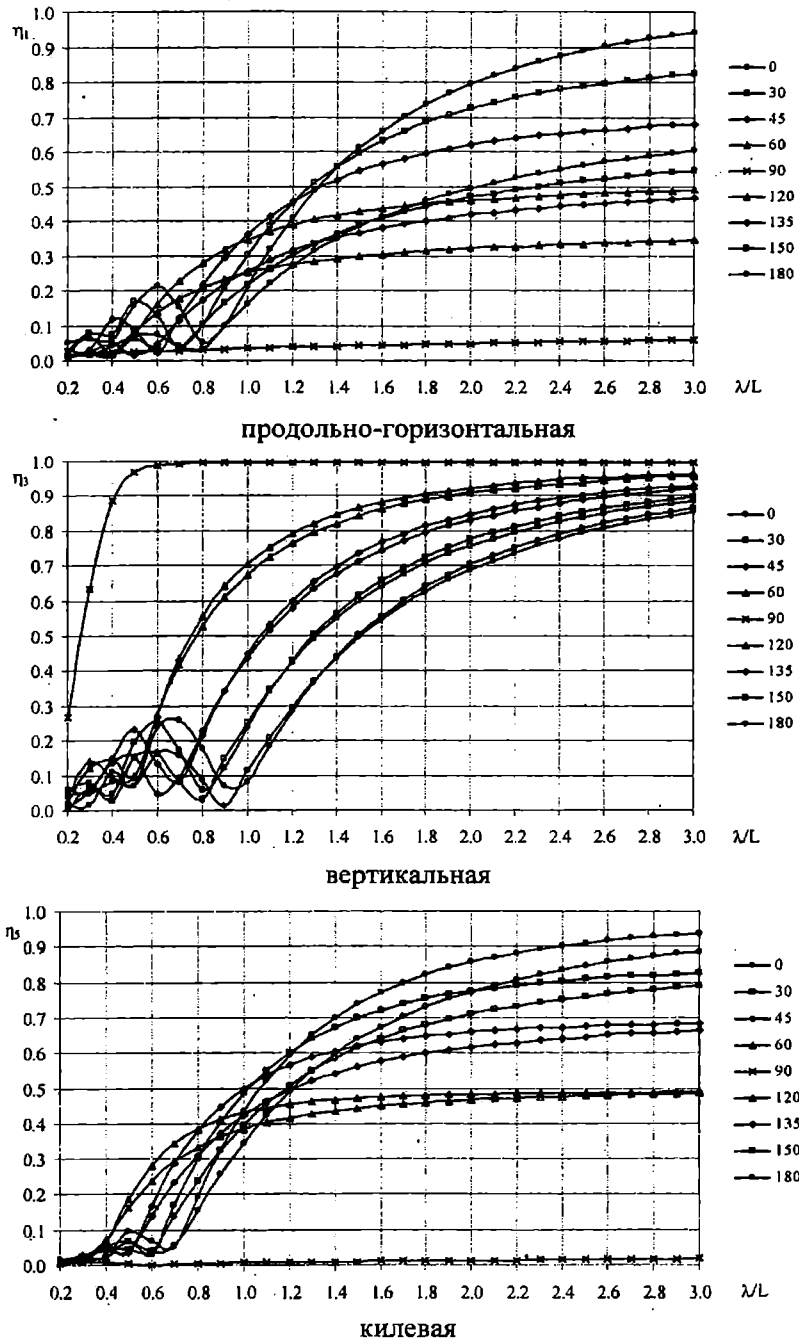
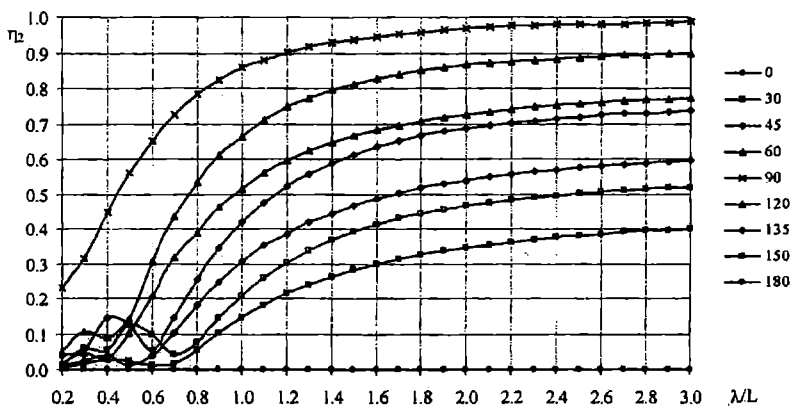
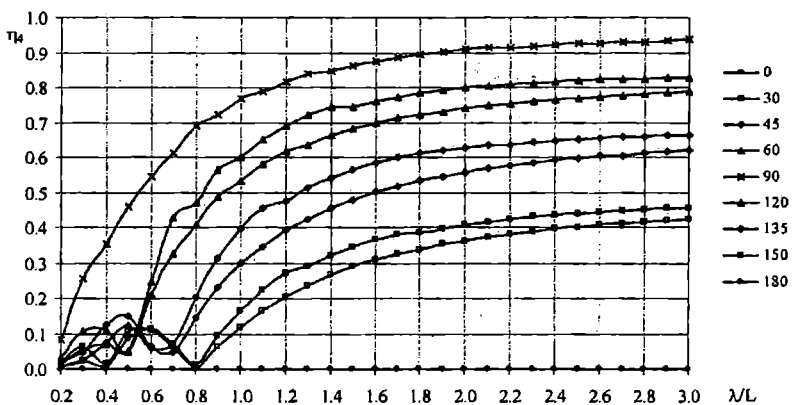


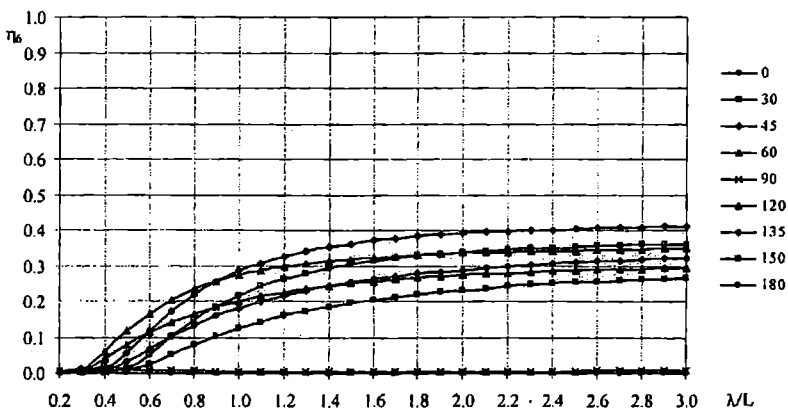
Рис. 1.9. АХЧ продольной качки судна в балласте при различных курсовых углах



поперечно-горизонтальная



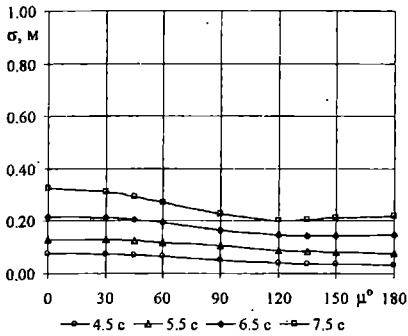
бортовая



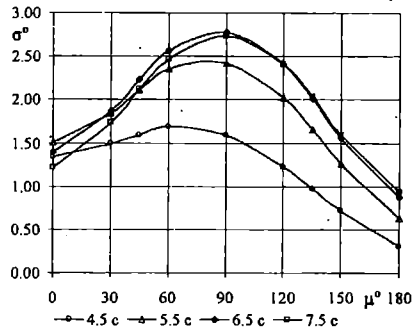
рыскание

*Рис. 1.10. АХЧ поперечной качки судна в балласте при различных курсовых углах*

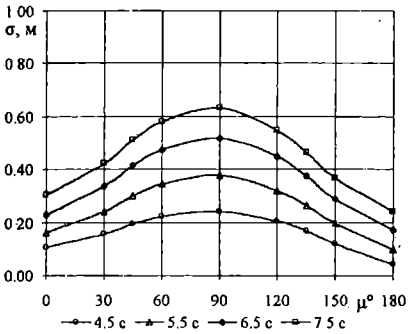
Стандарты продольно-горизонтальной качки на трехмерном нерегулярном волнении,  $h_{3\%} = 6.0$  м



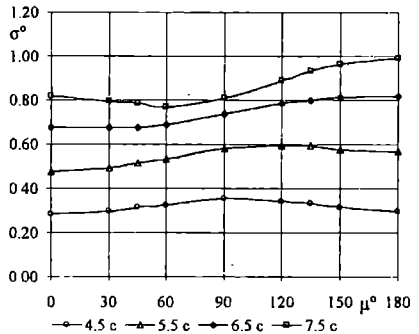
Стандарты бортовой качки на трехмерном нерегулярном волнении,  $h_{3\%} = 6.0$  м



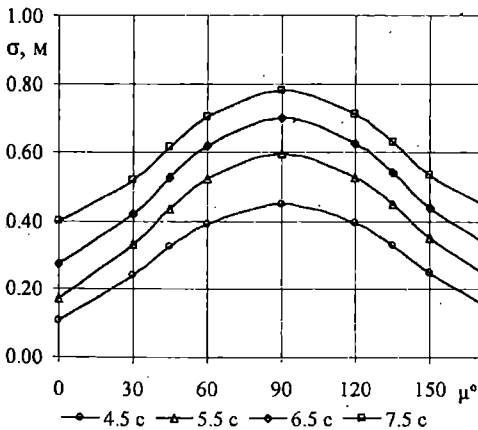
Стандарты поперечно-горизонтальной качки на трехмерном нерегулярном волнении,  $h_{3\%} = 6.0$  м



Стандарты килевой качки на трехмерном нерегулярном волнении,  $h_{3\%} = 6.0$  м



Стандарты вертикальной качки на трехмерном нерегулярном волнении,  $h_{3\%} = 6.0$  м



Стандарты рыскания на трехмерном нерегулярном волнении,  $h_{3\%} = 6.0$  м

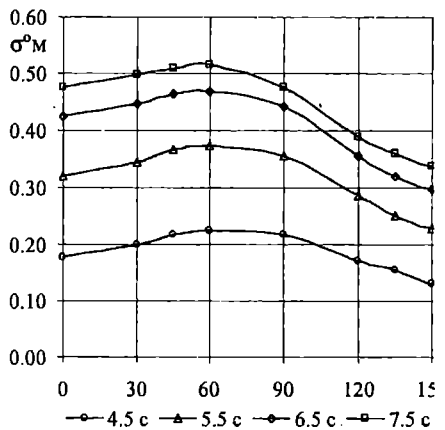


Рис. 1.11. Судно в грузу



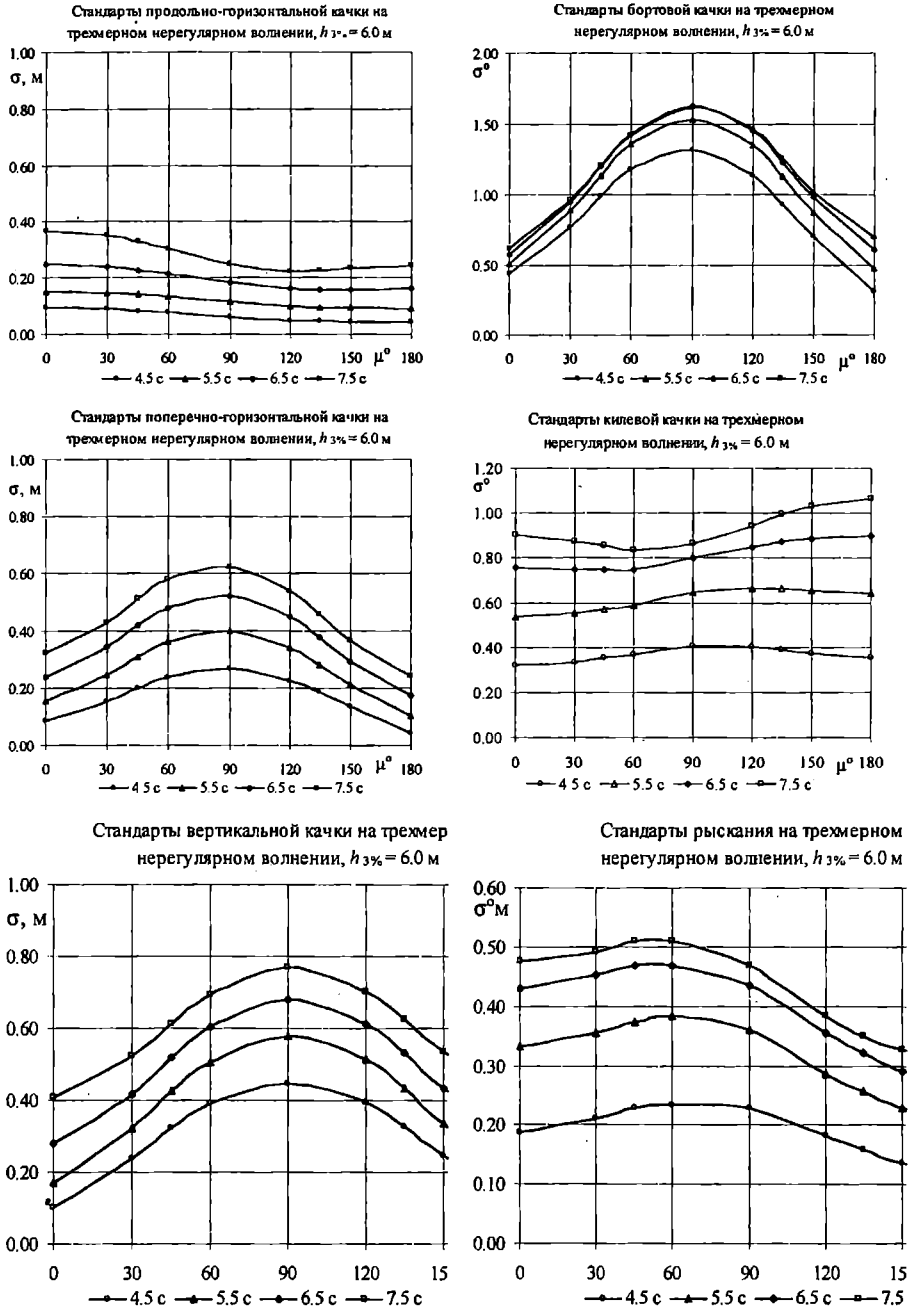


Рис. 1.12. Судно в балласте

## 2. СТАТИСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОРЕХОДНОСТИ

В качестве характеристик мореходности в настоящей работе приняты вероятности опасных вертикальных ускорений, заливаемости, слеминга и разгона винта.

При этом под опасными ускорениями понимается превышение вертикальных ускорений на носовом перпендикуляре величины  $0.4g$ . Под опасной заливаемостью понимается превышение волной эффективного надводного борта. Под слемингом – явление, состоящее в оголении днища в сечении по теоретическому шпангоуту №3, и его последующим входом в воду со скоростью превышающей некоторое пороговое значение  $V^*$ . Под разгоном винта – оголение лопасти винта более чем на  $1/3$  диаметра.

Таким образом, перечисленные выше характеристик мореходности определяются следующими кинематическими характеристиками: вертикальные ускорения – стандартом вертикальных ускорений на носовом перпендикуляре; заливаемость – стандартом относительных перемещений на носовом перпендикуляре; слеминг – стандартами относительных перемещений и скоростей на носовом перпендикуляре; разгона винта – стандартом относительных перемещений в сечении по диску гребного винта.

Согласно [6] предельно допустимые значения вероятностей наступления этих событий принимались:

вертикальных ускорений	– 13.5%	( $p_A = 0.135$ );
заливаемости	– 7%	( $p_{dw} = 0.07$ );
слеминга	– 3%	( $p_{sl} = 0.03$ );
разгона винта	– 25%	( $p_{pr} = 0.25$ ).

Пороговое значение скорости относительных вертикальных перемещений согласно рекомендациям [7] принималось равным:

$$V^* = 0.0928 \frac{0.6}{C_b} \sqrt{Lg}, \text{ где } C_b \text{ – коэффициент общей полноты.}$$

В расчетах заливаемости под эффективным надводным бортом понимается геометрический надводный борт за вычетом поправки на искажение волнового профиля (ходовую волну). Значение последней принималось согласно рекомендациям для морских транспортных судов [8].

Полагая амплитуды процессов, связанных с качкой распределенными по закону Рэлея, получаем следующие выражения для

предельных высот волн, при которых вероятность соответствующих событий равна допустимой:

$$\text{- для вертикальных ускорений } h = \frac{0.4g}{\bar{\sigma}_A \sqrt{2 \ln(1/p_A)}},$$

где  $\bar{\sigma}_A$  – стандарт вертикальных ускорений на носовом перпендикуляре при  $h_{3\%} = 1$  м;

$$\text{- для заливаемости } h = \frac{F_e}{\bar{\sigma}_{r_0} \sqrt{2 \ln(1/p_{dw})}},$$

где  $\bar{\sigma}_{r_0}$  – стандарт относительных вертикальных перемещений на носовом перпендикуляре при  $h_{3\%} = 1$  м;

$$\text{- для слеминга } h = \sqrt{\frac{V^2 / \bar{\sigma}_{r_3}^2 + d_3^2 / \bar{\sigma}_{v_{r_3}}^2}{2 \ln(1/p_{sl})}},$$

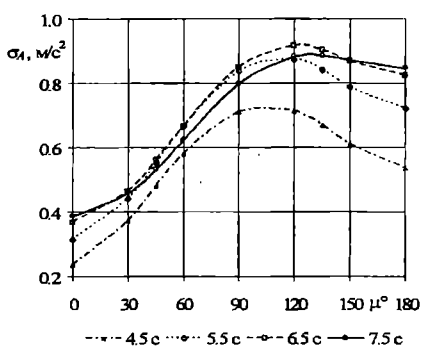
где  $\bar{\sigma}_{r_3}$ ,  $\bar{\sigma}_{v_{r_3}}$  и  $d_3$  – стандарты относительных вертикальных перемещений, относительных вертикальных скоростей и осадка в сечении по теоретическому шпангоуту №3 при  $h_{3\%} = 1$  м соответственно;

$$\text{- для разгона винта } h = \frac{H_{pr}}{\bar{\sigma}_{r_{pr}} \sqrt{2 \ln(1/p_{pr})}},$$

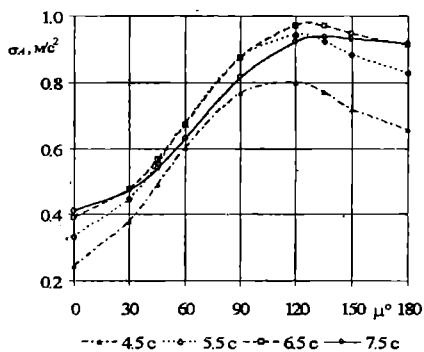
где  $H_{pr}$ ,  $\bar{\sigma}_{r_{pr}}$  – заглубление верхней кромки лопасти и стандарт относительных вертикальных перемещений в сечении по диску гребного винта при  $h_{3\%} = 1$  м;

Результаты расчетов стандартов кинематических характеристик качки приведены на рис. 2.1 – рис. 2.5.

Результаты расчетов предельных по критериям мореходности высот волн, произведенные по приведенным выше зависимостям, для судна в грузу представлены в табл. 2.1, а для судна в балласте – в табл. 2.2 соответственно.

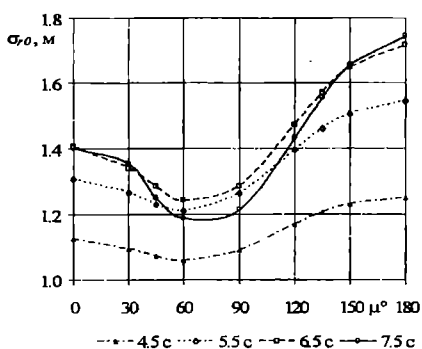


Судно в грузу

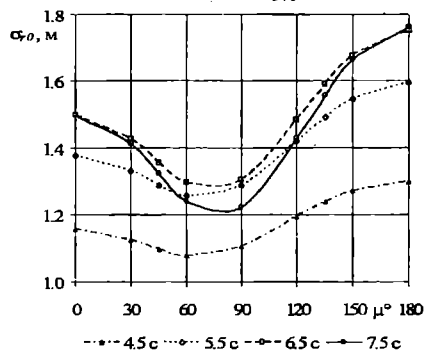


Судно в балласте

Рис. 2.1. Стандарты вертикальных ускорений на НП,  $h_{3\%} = 6.0 \text{ м}$

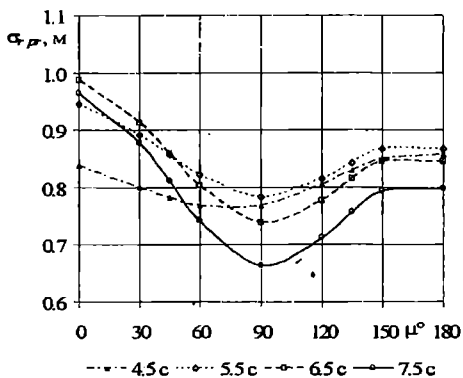


Судно в грузу

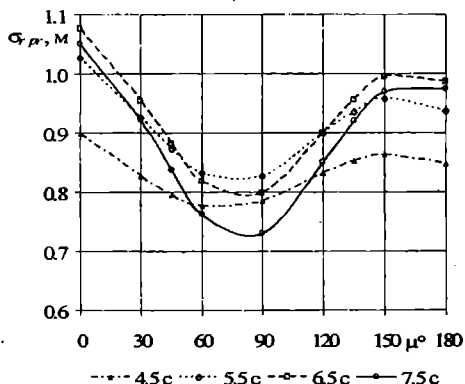


Судно в балласте

Рис. 2.2. Стандарты относительных вертикальных перемещений на НП,  $h_{3\%} = 6.0 \text{ м}$



Судно в грузу



Судно в балласте

Рис. 2.3. Стандарты относительных вертикальных перемещений в диске винта,  $h_{3\%} = 6.0 \text{ м}$

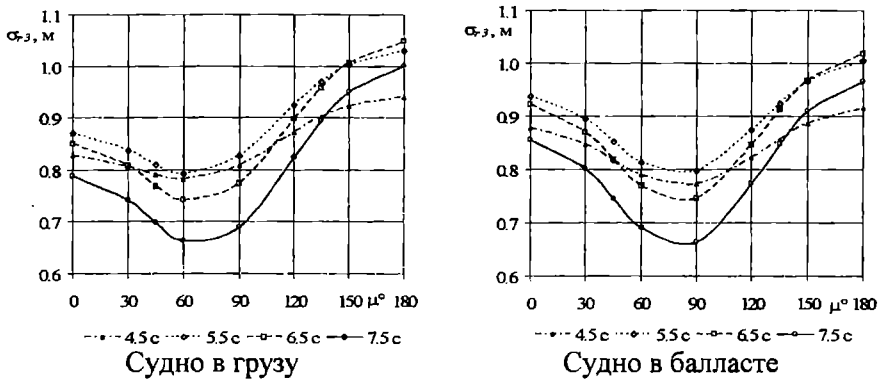


Рис. 2.4. Стандарты относительных вертикальных перемещений в сеч. по 3 шп.,  $h_{3\%} = 6.0$  м

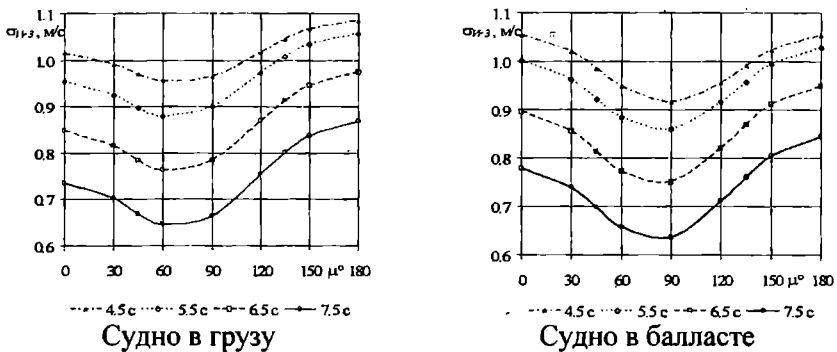


Рис. 2.5. Стандарты относительных вертикальных скоростей в сеч. по 3 шп.,  $h_{3\%} = 6.0$  м

Анализ показателей мореходности судна в грузу свидетельствует об отсутствии ограничений по опасным ускорениям, заливаемости, слемингу и разгону винта при движении на волнении интенсивностью 6 баллов и выше по шкале ГУГМС.

Скорость движения судна в грузу на волнении полностью определяется ее естественным снижением, обусловленным ростом сопротивления.

Анализ показателей мореходности судна в балласте свидетельствует об отсутствии ограничений по опасным ускорениям, заливаемости и слемингу. Оценка возможности разгона винта показала, что волнении достигающем по интенсивности верхней границы 6 баллов, вероятность оголения лопасти может превысить значения, рекомендуемые в качестве предельных для морских судов неограниченного района плавания.

## Мореходные качества судов

Таблица 2.1

*Допускаемые высоты волн для судна в грузу, м*

Средний период $\tau$ , с	Курсовой угол, $\mu^\circ$								
	0	30	45	60	90	120	135	150	180
по условиям предельным ускорений									
4.5	50.1	31.6	24.5	20.3	16.5	16.5	17.6	19.3	21.9
5.5	37.5	26.7	21.3	17.6	14.0	13.5	14.0	14.9	16.3
6.5	32.2	25.3	21.0	17.6	13.8	12.8	13.0	13.5	14.3
7.5	30.5	25.7	22.0	18.8	14.7	13.3	13.3	13.5	13.9
по условиям заливаемости на НП									
4.5	16.73	17.16	17.54	17.76	17.23	16.07	15.60	15.28	15.04
5.5	14.38	14.85	15.27	15.53	14.87	13.45	12.88	12.48	12.17
6.5	13.38	14.00	14.64	15.14	14.61	12.76	11.97	11.41	10.96
7.5	13.39	13.86	15.03	15.83	15.49	13.12	12.10	11.36	10.78
по условиям слеминга в сечении по шп.3									
4.5	10.51	10.77	10.99	11.13	10.83	10.11	9.80	9.58	9.41
5.5	10.33	10.71	11.06	11.29	10.88	9.85	9.42	9.14	8.91
6.5	10.90	11.43	11.96	12.37	11.91	10.45	9.84	9.42	9.09
7.5	12.06	12.74	13.46	14.08	13.60	11.62	10.80	10.23	9.78
по условиям разгона винта									
4.5	7.09	7.44	7.60	7.73	7.74	7.38	7.18	7.01	6.94
5.5	6.28	6.67	6.94	7.24	7.58	7.30	7.05	6.86	6.86
6.5	6.02	6.51	6.93	7.41	8.05	7.66	7.30	7.04	7.04
7.5	6.16	6.77	7.33	8.00	8.94	8.34	7.84	7.48	7.46

Таблица 2.2

*Допускаемые высоты волн для судна в балласте, м*

Средний период $\tau$ , с	Курсовой угол, $\mu^\circ$								
	0	30	45	60	90	120	135	150	180
по условиям предельным ускорений									
4.5	48.6	31.1	24.0	19.6	15.4	14.7	15.3	16.4	17.9
5.5	35.4	26.3	21.2	17.4	13.4	12.5	12.7	13.3	14.2
6.5	30.1	24.7	20.8	17.5	13.5	12.1	12.1	12.4	12.9
7.5	28.5	24.9	21.7	18.6	14.4	12.7	12.5	12.6	12.8
по условиям заливаемости на НП									
4.5	19.25	19.79	20.29	20.62	20.10	18.61	17.97	17.51	17.14
5.5	16.17	16.73	17.29	17.71	17.28	15.67	14.93	14.40	13.95
6.5	14.89	15.62	16.41	17.16	17.06	15.01	14.02	13.28	12.68
7.5	14.87	15.77	16.81	17.91	18.19	15.58	14.31	13.37	12.62
по условиям слеминга в сечении по шп.3									
4.5	7.42	7.68	7.96	8.25	8.48	8.05	7.75	7.50	7.27
5.5	7.40	7.72	8.07	8.43	8.65	8.02	7.63	7.33	7.07
6.5	7.95	8.37	8.84	9.34	9.62	8.67	8.14	7.72	7.38
7.5	8.92	9.45	10.06	10.74	11.13	9.80	9.09	8.55	8.11
по условиям разгона винта									
4.5	5.74	6.24	6.48	6.64	6.56	6.20	6.05	5.97	6.08
5.5	5.02	5.57	5.91	6.19	6.22	5.73	5.51	5.38	5.50
6.5	4.79	5.40	5.85	6.29	6.46	5.72	5.39	5.18	5.22
7.5	4.91	5.59	6.15	6.75	7.06	6.06	5.60	5.32	5.29

При этом следует заметить, что разгон винта определяется не только степенью оголения лопасти, но типом и динамическими характеристиками двигателя и регулятора, ограничивающего частоту вращения коленвала.

Скорость движения судна в балласте на волнении определяется ее естественным снижением, обусловленным ростом сопротивления и показателями разгона винта на волнении, соответствующем верхней границе интенсивности 6 баллов по шкале ГУГМС.

### ВЫВОДЫ

1. Выполнена комплексная оценка мореходных качеств судна в классе ПСП на волнении интенсивностью до 6 баллов включительно по шкале ГУГМС.

2. Показана возможность безопасной эксплуатации судна в классе П СП на волнении интенсивностью 6 баллов по шкале ГУГМС.

3. Анализ показателей мореходности судна в грузу свидетельствует об отсутствии ограничений по опасным ускорениям, заливаемости, слемингу и разгону винта при движении на волнении интенсивностью 6 баллов и выше по шкале ГУГМС.

4. Скорость движения судна в грузу на волнении полностью определяется ее естественным снижением, обусловленным ростом сопротивления.

5. Анализ показателей мореходности судна в балласте свидетельствует об отсутствии ограничений по опасным ускорениям, заливаемости и слемингу.

6. Оценка возможности разгона винта в балласте показала, что на волнении, достигающем по интенсивности верхней границы 6 баллов, вероятность оголения лопасти может превысить значения, рекомендуемые в качестве допускаемых для морских судов неограниченного района плавания. Однако, подобная картина наблюдается и на других судах класса ПСП в связи с малыми осадками кормой при переходах в балласте.

7. Скорость движения судна в балласте на волнении определяется ее естественным снижением, обусловленным ростом сопротивления и показателями разгона винта на волнении, соответствующем верхней границе интенсивности 6 баллов по шкале ГУГМС.

8. Учитывая, что разгон винта определяется не только степенью оголения лопасти, но типом и динамическими характеристиками двигателя и регулятора, ограничивающего частоту вращения, а также положительный опыт эксплуатации судов пр. 1565, 507Б в классе П СП, полагаем возможной эксплуатацию судна в классе П СП без ограничений.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Воробьев Ю.Л., Давыдов И.Ф. Мореходность перспективных железнодорожных паромов ограниченного района плавания. Часть 1. Ходкость // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 2004. – № 14. – С. 58-71.
2. Guliev J.M., Davidov I.F. Practical Estimation of Safe Ship Speed in Waves. Proceedings Jubilee 15<sup>th</sup> Session SMSSH. Vol. 2. Report No. 7. Varna, 1986.
3. Давыдов И.Ф. О применении специальных математических моделей в современной гидродинамической теории качки // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 2003. – № 12. – С. 20-36.
4. Воробьев Ю.Л. Потенциал споростей при вертикальной качке плоского судна, плавающего без хода на глубокой воде // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 1999. – № 3. – С. 3-19.
5. Гулиев Ю.М., Давыдов И.Ф., Колесник М.Д. Применение метода статистической линеаризации в расчетах качки и волновых нагрузок // Современные проблемы судостроения и судоремонта: Сб. ОИИМФ. – М.: В/О «Мортехинформ-реклама», 1990. – С. 221-227.
6. Report of Seakeeping Committee: Proceedings 16<sup>th</sup> ITTC. Vol. 1. Leningrad, 1981.
7. Chilo B., Sartory G. Seakeeping Merit Rating Criteria Applied to Ship Design. ISP. Vol. 26. No. 304, 1979.
8. Tasaki R. On Shipment of Water in Head Waves. Proceedings 10<sup>th</sup> ITTC. London, 1963.

Надійшла 12. 01. 05



## ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ СУДНА С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ СКОРОСТИ ХОДА НА СИЛЫ ВОЛНОВОГО ДРЕЙФА

*Оценка управляемости судна должна строиться с учетом волновых сил второго порядка. Скорость хода судна оказывает заметное влияние на величину этих сил. На основе анализа модельных испытаний предложена приближенная методика учета влияния скорости хода судна на величину сил второго порядка.*

**Ключевые слова:** управляемость, силы второго порядка, скорость хода.

В наших работах [1, 2] отмечена необходимость учета волновых сил в оценках управляемости. Показано, что в первую очередь подлежат учету так называемые волновые силы второго порядка, даны практические рекомендации и алгоритм численной оценки этих сил в рамках имитационной модели, основанные на результатах испытаний серии моделей транспортных судов.

Численная проверка адекватности разработанной модели показала принципиальную возможность реализации предложенного алгоритма. Недостатком разработанной методики оказалась ее пригодность для оценки характеристик управляемости при малых скоростях. Причиной этого обстоятельства является тот факт, что положенные в основу методики результаты испытаний были получены на неподвижной модели. Таким образом, для адекватной оценки сил волнового дрейфа предложенную методику [1, 2] необходимо дополнить практическим механизмом учета скорости хода.

Для продольной составляющей сил дрейфа – дополнительного сопротивления при движении судна на волнении, – учет скорости хода может быть произведен по данным работ [5, 6]. Более предпочтительным, по нашему мнению, является метод [5], предназначенный для соответствующих оценок при произвольном курсовом угле. Согласно [5] поправочная функция, учитывающая влияние скорости хода принята в виде

$$\kappa_X = (90.8\bar{r}_y + 7.2)Fr + 100.7\bar{r}_y - 22.2,$$

где  $\bar{r}_y = r_y / L$  – относительный продольный радиус инерции;

$Fr = V / \sqrt{gL}$  – число Фруда.

Аналогичная оценка поправочных функций для силы дрейфа и разворачивающего момента по опубликованным данным не может быть произведена ввиду отсутствия последних.

Произведем приближенную оценку соответствующих зависимостей по данным работы [7], где представлены необходимые результаты расчетов для транспортного судна в достаточно широком диапазоне скоростей и курсовых углов. Для этого результаты расчетов [7] были представлены в дважды нормированном виде – ординаты были отнесены к соответствующим максимальным значениям, а в качестве абсцисс приняты значения относительного частотного параметра. Результаты нормирования представлены на рис. 1 для сил дрейфа и на рис. 2 – для разворачи-

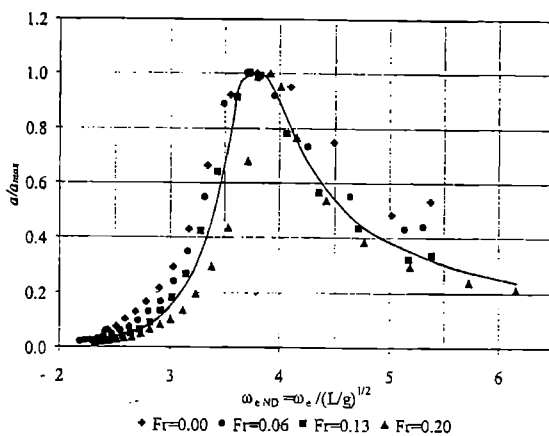


Рис. 1. Дважды нормированная квадратичная передаточная функция поперечной составляющей сил волнового дрейфа

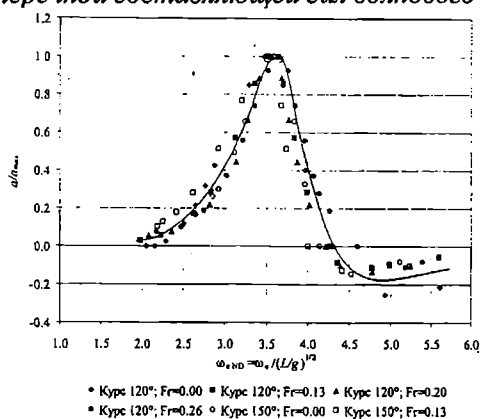
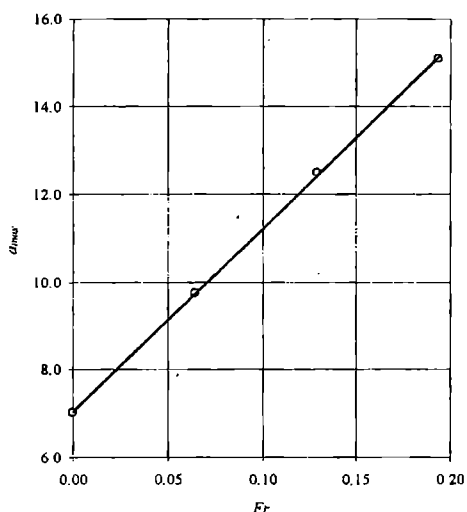


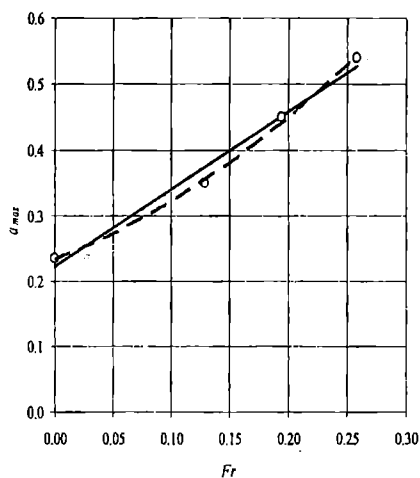
Рис. 2. Дважды нормированная квадратичная передаточная функция разворачивающего момента

вающего момента. Сплошные линии соответствуют осредненным значениям квадратичных передаточных функций.

Влияние скорости хода на максимальные значения квадратичных передаточных функций представлены на рис. 3 для поперечной составляющей сил дрейфа и рис. 4 – для разворачивающего момента, при этом сплошная линия соответствует линейной аппроксимации, а пунктирная – квадратичной.



*Рис. 3. Влияние скорости хода на максимальные значения квадратичной передаточной функции поперечной составляющей сил дрейфа*



*Рис. 4. Влияние скорости хода на максимальные значения квадратичной передаточной функции разворачивающего момента*

Зависимость максимальных значений квадратичной передаточной функции поперечной составляющей сил дрейфа от скорости хода достаточно точно аппроксимируются линейной зависимостью

$$k_Y = 7.04 + 41.77 Fr .$$

Зависимость максимальных значений квадратичной передаточной функции разворачивающего момента от скорости хода может быть аппроксимировано квадратичной зависимостью

$$k_M = 0.234 + 0.689 Fr + 1.95 Fr^2 .$$

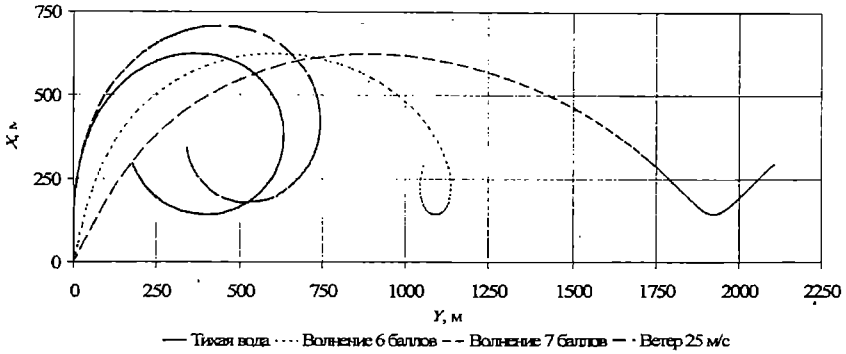
Вполне адекватной представляется также линейная аппроксимация

$$k_M = 0.222 + 1.176Fr .$$

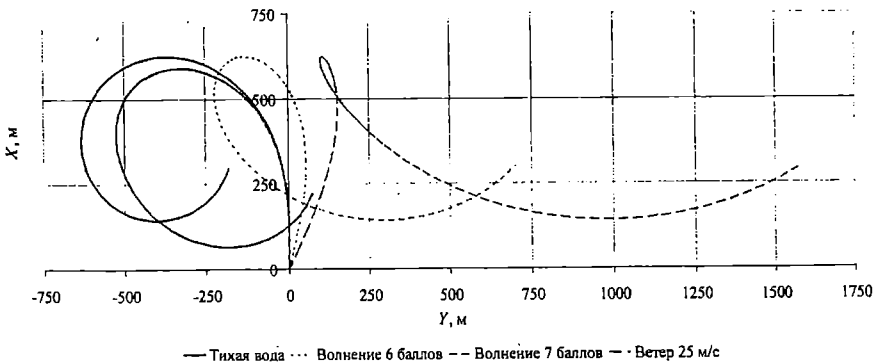
Рассчитанные в рамках предложенной автором методики [1, 2], с учетом приведенных выше поправочных функций, внешние силы, обусловленные волнением и действующие на корпус судна, вполне могут быть использованы в рамках имитационной модели управляемого движения.

В качестве иллюстрации этого утверждения на рис. 5 и рис. 6 представлены траектории центра тяжести т/х «М. Бажан» при циркуляции в различных условиях. При этом принято, что волнение или ветер действуют с траверза относительно первоначального курса судна.

Полученные результаты позволят систематически исследовать влияние сил волнового дрейфа на характеристики управляемости транспортных судов в условиях реального морского волнения.



*Рис. 5. Траектория центра тяжести судна при циркуляции под волну (ветер)*



*Рис. 6. Траектория центра тяжести судна при циркуляции на волну (ветер)*

## ЛИТЕРАТУРА

1. Романадзе Д.Д. Об учете волнения в оценках управляемости судов // *Вісник ОНМУ*. – 2003. – № 11. С. 8-23.
2. Романадзе Д.Д. Об учете волнения в оценках управляемости судов по данным испытаний систематической серии моделей // *Вісник ОНМУ*. – 2003. – № 12. С. 81-91.
3. Бородай И.К., Мореншильд В.А., Виленский Г.В. и др. Прикладные задачи динамики судна на волнении. – Л.: Судостроение. – 1989. – 264 с.
4. Бородай И.К., Нецветаев Ю.А. Мореходность судов. – Л.: Судостроение. – 1982. – 288 с.
5. Шифрин Л.С. Приближенный расчет дополнительного сопротивления судна на регулярном волнении. – Судостроение. – 1973. – № 12. – С. 5 - 7.
6. Jinkine V., Ferdinande V. A method for predicting the added resistance of a fast cargo ship in head waves // *ISP*. – 1974. – Vol. 21, № 328. – P. 149-167.
7. Salvesen N. Second-Order Steady-State Forces and Moments on Surface Ships in Oblique Regular Waves // *International Symposium on the Dynamics of Marine Vehicles and Structures in Waves*. – London. – 1974. – P. 212-226.

Надійшла 22. 02. 05

УДК 629.5.015.4

И.Ф. Давыдов  
Н.В. Ефремова  
В.Н. Кириллов

**ИЗМЕРЕНИЕ УГЛА КРЕНА И ОЦЕНКА  
ДОСТИЖИМОЙ ТОЧНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ  
МЕТАЦЕНТРИЧЕСКОЙ ВЫСОТЫ В УСЛОВИЯХ ОПЫТА  
КРЕНОВАНИЯ СУДНА**

*Приведены результаты оценки относительной погрешности измерения приращения угла крена для различных приборов (при проведении опыта кренования судна).*

*Ключевые слова: опыт кренования, погрешность, сообщающиеся сосуды.*

По данным Ассоциации «Укрсудпром» на протяжении 2004 года судостроительные заводы передали заказчикам 48 судов и плавсредств. Было отремонтировано 240 судов. Заключены новые контракты на строительство 47 судов и различных плавсредств [5].

Правилами Регистра судоходства России [3] и Регистра судоходства Украины [4] для каждого нового судна несерийной постройки, первого судна в серии (а затем шестого, одиннадцатого и т.д.), судна после большого ремонта, восстановительного ремонта, переоборудования и модернизации, а также в ряде других ситуаций предусмотрено проведение опыта кренования (экспериментального определения водоизмещения судна и положения его центра тяжести). Определение положения центра тяжести производится на основании зависимости между величинами кренящего момента, созданного переносимым горизонтально поперек судна грузом и вызванного этим моментом угла крена.

В процессе проведения опыта кренования производится несколько (8 – 16) замеров приращений углов крена, при этом используется не менее трех весков или двух приборов одобренного типа (инклинографов, сообщающихся сосудов).

Апplikата и абсцисса центра тяжести судна определяются по формулам

$$z_g = z_c + (r - h) \cos \psi ; \quad (1)$$

$$x_g = x_c - (r - h) \sin \psi , \quad (2)$$

где  $x_c, z_c$  – абсцисса и аппликата центра величины судна, м;  
 $\psi$  – угол дифферента;  
 $r$  – поперечный метацентрический радиус, м.

Величины  $x_c, z_c, r$  определяются расчетом гидростатических кривых с учетом дифферента и (при необходимости) изгиба корпуса судна.

Метацентрическая высота в условиях опыта кренования вычисляется по формуле

$$h = \frac{P_6 l_6}{\Delta_0 \theta}, \quad (3)$$

где  $P_6$  – вес крен-балласта, т;  
 $\Delta_0$  – водоизмещение судна в условиях опыта, т;  
 $l_6$  – плечо перемещения крен-балласта, м;  
 $\theta$  – приращение угла крена, рад.

Предполагается, что величины  $P_6$  и  $\Delta_0$  определены при каждом измерении с погрешностью и эта погрешность носит систематический характер (они измерены до опыта кренования), а  $l_6$  и  $\theta$  измерены с погрешностью, которая носит случайный характер.

Тогда формула примет вид

$$h = K \frac{l_6}{\theta}, \quad (4)$$

где  $K = \frac{P_6}{\Delta_0}$ .

Как показано в [1, 6], для такой функции случайная погрешность  $\Delta h$  косвенно измеряемой величины  $h$  может быть вычислена по формуле

$$\frac{\Delta h}{h} = \sqrt{\left(\frac{\Delta l_6}{l_6}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \theta}{\theta}\right)^2}, \quad (5)$$

где  $\Delta l_6$  – абсолютная погрешность плеча перемещения балласта;  
 $\Delta \theta$  – абсолютная погрешность приращения угла крена.

В соответствии с Инструкцией по кренованию судов [2] результаты прямых измерений при наклонениях должны фиксироваться с абсолютной погрешностью не более следующих значений:

- длина весков (расстояние между сообщающимися сосудами) – 5 мм;
- отклонение весков (изменение уровня жидкости в сообщающихся сосудах) – 1 мм;
- отклонение средних линий инклинограммы – 0.2 мм;
- плечи перемещения крен-балласта – 10 мм;
- вес крен-балласта – 1%.

Зададим несколько значений приращения угла крена и вычислим случайную погрешность вычисления  $h$  по формуле (5) для различных приборов, измеряющих углы крена

Результаты расчета приведены в таблицах 1-3 и на рис. 1.

Таблица 1

*Относительная погрешность измерений приращения угла крена при использовании сообщающихся сосудов*

Приращение угла крена, гр	Сообщающиеся сосуды, расстояние между колбами в мм					
	4000		6000		8000	
	Изменение уровня, мм	1 / (II)	Изменение уровня, мм	1 / (IV)	Изменение уровня, мм	1 / (VI)
I	II	III	IV	V	VI	VII
0.25	17.5	0.057	26.2	0.038	34.9	0.029
0.5	34.9	0.029	52.4	0.019	69.8	0.014
1.0	69.8	0.014	104.7	0.009	139.6	0.007
1.5	104.7	0.009	157.1	0.006	209.4	0.005
2.0	139.6	0.007	209.4	0.005	279.2	0.003

Таблица 2

*Относительная погрешность измерений приращения угла крена при использовании инклинографа или весков*

Приращение угла крена, гр	Инклинограф, $\mu_0 = 20$ мм/гр		Вески, длина в мм			
	Отклонение инклинограммы, мм	0.2 / (II)	2000		3000	
			Отклонение весков, мм	1 / (V)	Отклонение весков, мм	1 / (VII)
I	II	III	IV	V	VI	VII
0.25	5.0	0.04	8.7	0.114	13.1	0.076
0.5	10.0	0.02	17.4	0.057	26.2	0.038
1.0	20.0	0.01	34.9	0.029	52.4	0.019
1.5	30.0	0.007	52.4	0.019	78.5	0.013
2.0	40.0	0.005	69.8	0.015	104.7	0.009



Относительная погрешность измерения  
плеч перемещения балласта

Плечи перемещения крен-балласта $l$ , мм	4000	6000	8000	10000
10/l	0.0025	0.0017	0.0013	0.001

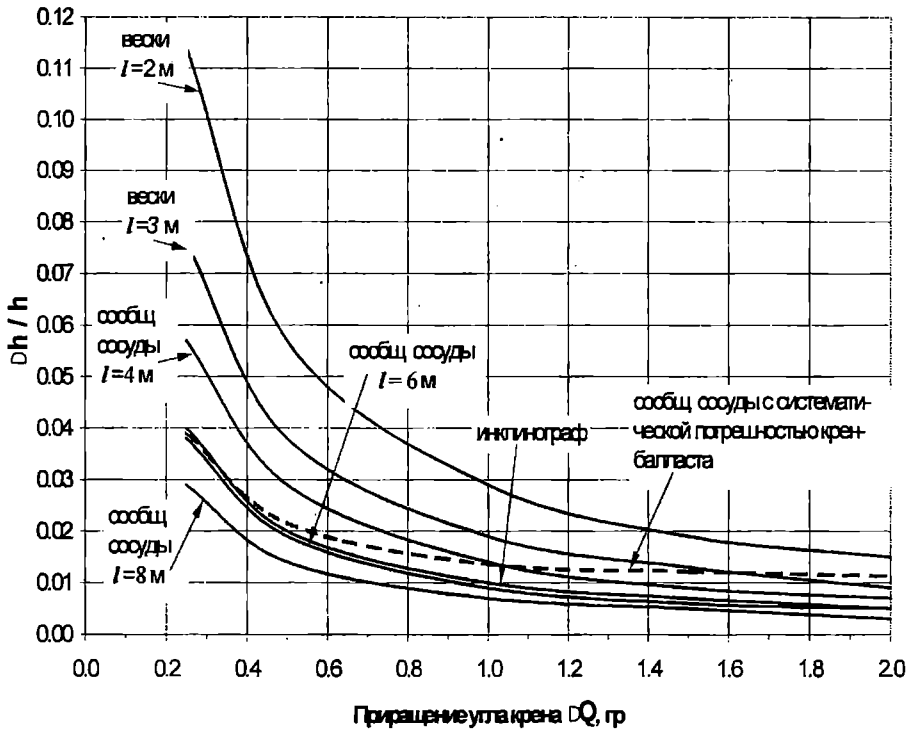


Рис. 1. Зависимость относительной погрешности вычислений  
метацентрической высоты от приращения угла крена для различных  
приборов

Если учесть погрешность веса крен-балласта как систематическую погрешность  $\frac{\Delta P_6}{P_6} = 0.01$ , то полную погрешность косвенно измеряемой метацентрической высоты в условиях опыта можно определить по формуле

$$\frac{\Delta h}{h} = \sqrt{\left(\frac{\Delta h}{h}\right)^2 + \left(\frac{\Delta P_6}{P_6}\right)^2}. \quad (6)$$

Результаты расчетов по формуле (6) приведены на рис. 1. Одним из способов определения приращения угла крена при проведении опыта кренования является измерение изменений уровней в сообщающихся сосудах. Обычно сообщающиеся сосуды представляют собой одинаковые цилиндры с градуировкой, соединенные тонкой трубкой, которые устанавливают по бортам судна (см. рис. 2)

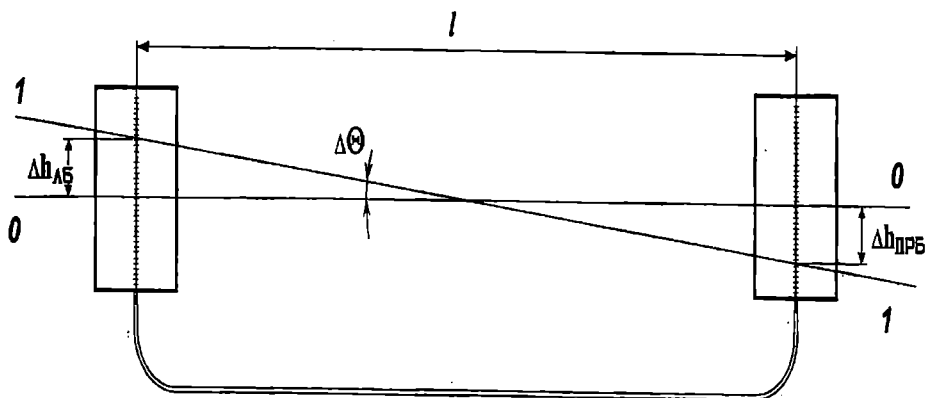


Рис. 2. Сообщающиеся сосуды с одинаковыми мерительными цилиндрами

Приращение угла крена при каждом наклонении определяется по формуле

$$\Delta \theta = \frac{|\Delta h_{нб}| + |\Delta h_{прб}|}{l}. \quad (7)$$

Поскольку во время опыта у каждого прибора должно быть два наблюдателя, а приборов должно быть не менее двух, при проведении такого эксперимента необходимо, по крайней мере, четыре человека.

Рассмотрим теперь другую конструкцию сообщающихся сосудов: вместо двух одинаковых цилиндров – два цилиндра с существенно отличающимися площадями поперечных сечений (рис. 3).

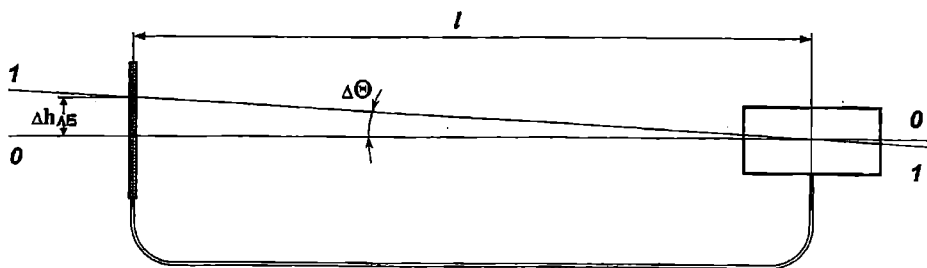


Рис.3. Сообщающиеся сосуды с различными площадями поперечных сечений мерительных цилиндров

Для этих сосудов справедливо соотношение

$$\Delta h_{лб} S_{лб} = \Delta h_{нрб} S_{нрб}, \quad (8)$$

где  $S_{лб}$ ,  $S_{нрб}$  - соответствующие площади поперечных сечений. Тогда

$$\Delta h_{нрб} = \frac{\Delta h_{лб} S_{лб}}{S_{нрб}}. \quad (9)$$

В примененной конструкции диаметры большего и меньшего цилиндров соответственно равны 120 мм и 4 мм, т.е. отношение площадей цилиндров  $\frac{S_{лб}}{S_{нрб}} = \frac{1}{900}$ . Тогда величина  $\Delta h_{нрб}$  может быть принята как поправка к  $\Delta h_{лб}$  и приращение угла крена определяется выражением

$$\Delta \theta = \frac{1}{l} (|\Delta h_{лб}| + |\Delta h_{лб}| \frac{S_{лб}}{S_{нрб}}). \quad (10)$$

Таким образом, при каждом наклонении замеряется изменение уровня только в сосуде левого борта, и у каждого прибора необходим один наблюдатель.

Как видно из графиков, приведенных на рис. 1, для уменьшения погрешности вычисления метацентрической высоты необходимо:

- 1) для каждого замера увеличивать приращение угла крена, насколько это возможно;
- 2) увеличивать точность приборов, применяемых для производства опыта кренования.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. *Артемьев Б.Г., Голубев С.М. Справочное пособие для работников метеорологических служб. – М.: Изд-во стандартов, 1986.*
2. *Инструкция по кренованию судов РС. Руководство по техническому надзору за судами в эксплуатации. Л.: Транспорт, 2002.*
3. *Правила классификации и постройки морских судов Российского Морского Регистра судоходства, 2003.*
4. *Правила класифікації та побудови морських суден Регістра судноплавства України, 2002.*
5. *Суднобудування України і Асоціація "Укрсудпром" у 2004 році та завдання на 2005 рік (тези звіту Президії Асоціації "Укрсудпром" на загальних зборах 15.02.2005) // Судостроение и судоремонт. – 2005. – №1(10). – С. 2-3.*
6. *Шенк Х. Теория инженерного эксперимента: Пер. с англ. – М.: Мир, 1977.*

Надійшла 22. 12. 04

## УСРЕДНЕНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ СУДОВОГО КОМПЛЕКСА ПРИ ПРЯМОМ КУРСЕ СУДНА

*Рассматривается применение одного из методов усреднения к дифференциальным уравнениям управляемого движения судового комплекса при прямом курсе.*

**Ключевые слова:** усреднение, вектор управления, метод наименьших квадратов.

В работе приведены результаты применения одной из схем метода усреднения к дифференциальным уравнениям управляемого движения судового комплекса на прямом курсе.

Пусть судно движется прямым курсом, и все его главные двигатели работают на одинаковых режимах на гребные винты непосредственно или через зубчатые редукторы. Тогда, получим

$$\frac{d\bar{v}}{dT} = \bar{P} - \bar{R}; \quad (1)$$

$$\frac{d\bar{\omega}}{dT} = N(\bar{M}_D - \bar{M}_C),$$

где  $\bar{v} = \frac{v}{v_0}$ ,  $T = \frac{z_B P_0}{mv_0} t$ ,  $\bar{P} = \frac{P}{P_0}$ ,  $\bar{R} = \frac{R}{R_0}$ ,  $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0}$ ,  $N = \frac{mv_0 M_{C0}}{\bar{I} \omega_0 z_B P_0}$ ,

$\bar{M}_D = \frac{M_D}{M_{D0}}$ ,  $\bar{M}_C = \frac{M_C}{M_{C0}}$ ;  $v, P, R, \omega, M_D$  и  $M_C$  – текущие значения

соответственно скорости движения судна, тяги винта, силы сопротивления корпуса, угловой скорости винта, эффективного движущего момента, приведенного к гребному валу, и момента сопротивления винта; индекс «0» означает, что взято начальное значение параметра, соответствующее некоторому установившемуся режиму;  $m$  – масса судна, включая присоединенную массу;  $t$  – время;  $z_B$  – число винтов;  $\bar{I}$  – приведенный к гребному валу момент инерции движущихся частей, включая массу воды.

При движении судна с винтами регулируемого шага в условиях регулярного волнения уравнения движения (1) приводятся к виду [1]

$$\frac{d\bar{v}}{dt} = \frac{1}{A} \left\{ \bar{\varphi} \left( a_1 \bar{\omega}^2 + b_1 \frac{\lambda_0}{\lambda_{1\max}} \bar{v} \bar{\omega} + c_1 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{1\max}^2} \bar{v}^2 \right) + e_1 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{1\max}^2} \bar{v}^2 \right\} c_1 (\tau - \chi P e_0 c_{10} \bar{v}^2); \quad (2)$$

$$\frac{d\bar{\omega}}{dt} = \frac{N}{A} \left\{ M C_0 c_{20} M_D^0 - \bar{\varphi} \left[ \bar{\varphi} \left( a_2 \bar{\omega}^2 + b_2 \frac{\lambda_0}{\lambda_{2\max}} \bar{v} \bar{\omega} + c_2 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{2\max}^2} \bar{v}^2 \right) + e_2 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{2\max}^2} \bar{v}^2 \right] c_2 (\tau) \right\},$$

где

$$\tau = z_B K_{1\max}^0 \frac{\rho D^4 \omega_0^2}{(2\pi)^2 m v_0} t; \quad \chi = \begin{cases} \chi_1 & \text{при } \bar{v} \geq 0 \\ -1.35 \chi_1 & \text{при } \bar{v} < 0 \end{cases}; \quad N = \frac{m v_0 K_{2\max}^0 D}{\bar{\omega}_0 z_B K_{1\max}^0};$$

$$\left. \begin{aligned} a_1 = 1, b_1 = -0.60, c_1 = 1.20, e_1 = -1.6 \\ a_2 = 1, b_2 = -0.65, c_2 = 1.45, e_2 = -1.8 \end{aligned} \right\} \text{при } \bar{\varphi} \geq 0, \bar{v} \geq 0;$$

$$c_1(\tau) = \begin{cases} 0.4 + 1.2\alpha(\tau) & \text{при } \alpha(\tau) \leq 0.5 \\ 0 & \text{при } \alpha(\tau) > 0.5 \end{cases}; \quad c_2(\tau) = \begin{cases} 0.5 + \alpha(\tau) & \text{при } \alpha(\tau) \leq 0.5 \\ 0 & \text{при } \alpha(\tau) > 0.5 \end{cases};$$

$$\alpha(\tau) = \frac{h_0 \cdot e \psi_0}{2.4R} \sin \tau;$$

$\tau = p t$ ;  $p$  – частота качки;

$$A = \frac{m v_0 P}{z_B K_{1\max}^0 \frac{\rho D^4}{(2\pi)^2} \omega_0^2};$$

$$P e_0 = \frac{\varphi_0}{\varphi_{\max}} \left( a_1^0 + b_1^0 \frac{\lambda_0}{\lambda_{1\max}} + c_1^0 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{1\max}^2} \right) + e_1^0 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{1\max}^2};$$

$$M C_0 = \frac{\varphi_0}{\varphi_{\max}} \left[ \frac{\varphi_0}{\varphi_{\max}} \left( a_2^0 + b_2^0 \frac{\lambda_0}{\lambda_{2\max}} + c_2^0 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{2\max}^2} \right) + e_2^0 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{2\max}^2} \right],$$

$a_1^0, b_1^0, c_1^0, e_1^0, a_2^0, b_2^0, c_2^0, e_2^0, \chi_1$  – значение соответствующих коэффициентов на исходном режиме;  $D$  – диаметр гребного винта;  $\rho$  – плотность воды;  $\varphi_i$  – текущее значение шагового отношения;  $\lambda_i$  – присоединенный момент инерции  $i$ -го винта;  $\lambda_0$  – относительная поступь

винта на исходном режиме;  $K^0_{1\max}$  – значение коэффициента упора винта на швартовах при максимальном шаговом отношении переднего хода  $\varphi_{\max}$ ;  $h_0$  – погружение винта при  $\psi=0$ ;  $R$  – радиус винта;  $e\psi_0$  – амплитуда колебаний винта в вертикальной плоскости.

К данной задаче применим следующий алгоритм усреднения [2]: системе (2) поставим в соответствие следующую усредненную систему

$$\begin{aligned} \frac{dv}{d\tau} &= \frac{1}{A} \left\{ e_1 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{1\max}^2} v^2 - \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} c_1(\tau) d\tau - \chi^p e_0 c_{10} v^2 + \left( a_1 \omega^2 + b_1 \frac{\lambda_0}{\lambda_{1\max}} v \omega + c_1 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{1\max}^2} v^2 \right) x_1(z) \right\} \\ \frac{d\omega}{d\tau} &= \frac{N}{A} \left\{ M C_0 c_{20} M_D^0 - \left( a_2 \omega^2 + b_2 \frac{\lambda_0}{\lambda_{2\max}} v \omega + c_2 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{2\max}^2} v^2 \right) x_2(z) - e_2 \frac{\lambda_0^2}{\lambda_{2\max}^2} v^2 x_3(z) \right\} \end{aligned}$$

где  $x(z) = \left( \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p(\tau, z) c_1(\tau) d\tau; \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p(\tau, z) c_2(\tau) d\tau; \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p(\tau, z)^2 c_2(\tau) d\tau \right)^T$ , (3)

$z(\tau) \in R^3$  – новый вектор управления,  $\|z\|=1$ , функция  $p(\tau, z)$  определяется из условия

$$H(\tau, p(\tau, z), z) = \max_{\bar{\varphi} \in [0, 1]} H(\tau, \bar{\varphi}, z) = \max_{\bar{\varphi} \in [0, 1]} (c_1(\tau) \bar{\varphi} z_1 + c_2(\tau) \bar{\varphi} z_2 + c_2(\tau) \bar{\varphi}^2 z_3), \text{ т.е.}$$

$$p(\tau, z) = \begin{cases} \min \left\{ \max \left\{ 0, \frac{c_1(\tau)}{c_2(\tau)} \left( -\frac{z_1}{2z_3} \right) + \left( -\frac{z_2}{2z_3} \right) \right\}, 1 \right\}, & \text{если } z_3 < 0 \\ \max(0, \text{sign}(c_1(\tau)z_1 + c_2(\tau)z_2 + c_2(\tau)z_3)), & \text{если } z_3 \geq 0 \end{cases}$$

Множество  $X$  (для случая  $\alpha(\tau) = 0.5 - 0.4 \sin(\tau)$ ) построенное по формулам (3) имеет вид:

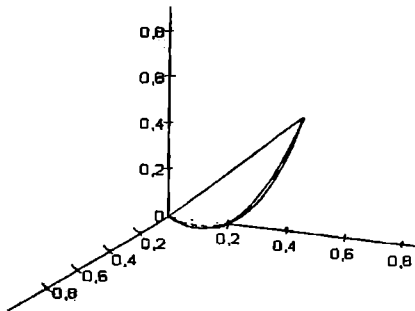


Рис. 1. Множество  $X$  при  $\alpha(\tau) = 0.5 - 0.4 \sin(\tau)$

Из вида множества  $X$  можно сделать вывод, что множество  $X$  можно аппроксимировать плоским множеством  $X'$  вида

$$\begin{cases} x'_1 = k_1 r, \\ x'_2 = k_2 r, \\ x'_3 = k_2 r, \end{cases} \begin{cases} x''_1 = k_1 r, \\ x''_2 = k_2 r, \\ x''_3 = ar^2 + br, \end{cases}, r \in [0,1],$$

содержащем угловые точки  $(0,0,0)$ ,  $(k_1, k_2, k_2)$ ,

где 
$$k_1 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} c_1(t) dt, \quad k_2 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} c_2(t) dt$$

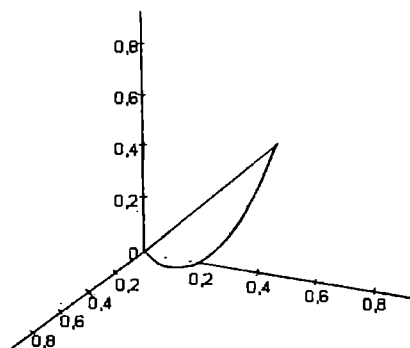
Коэффициенты  $a$  и  $b$  определяются с помощью метода наименьших квадратов.

Например, для случая  $\alpha(\tau) = 0.5 - 0.4 \sin(\tau)$  получим

$$k_1 = 0.8472, \quad k_2 = 0.8726, \quad a = 0.8717, \quad b = 0.0009.$$

Максимальное отклонение точек множества  $X$  от  $X'$  составляет 0,016. Таким образом, удалось приблизить исходное множество  $X$  допустимых управлений плоским множеством  $X'$  в пространстве  $R^3$ , что позволяет осуществить переход к новому одномерному управлению. Таким образом, метод усреднения не увеличил размерность управления для усреднённой задачи.

График множества  $X'$  представлен на рисунке 2.



*Рис 2. Множество  $X'$*



При изменении коэффициентов в функциях  $c_1(\tau)$ ,  $c_2(\tau)$ , так что  $|c_1(\tau) - c_2(\tau)| \rightarrow 0, \forall \tau$ , точность аппроксимации множества  $X$  множеством  $X'$  возрастает. Близость решений системы (1) и усредненной системы при малых значениях параметра  $1/A$  следует из [2].

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Небеснов В.И., Плотников В.А., Кузюшин Ф.Я. Оптимальное управление ВРШ на волнении. – М.: Пищевая промышленность, 1974. – 87 с.*
2. *Плотников В.А., Плотников А.В., Витюк О.Н. Дифференциальные уравнения с многозначной правой частью. Асимптотические методы. – Одесса: Астропринт, 1999. – 356 с.*

Надійшла 05.01.05

**UDC 658.012.122:656.07**

**STOCHASTIC MODELS OF MULTIMODAL  
TRANSPORTATION SYSTEMS  
AND THEIR APPLICATION<sup>1</sup>**

*Stochastic model of trans-shipment point is under examination at which two transport units (empty and loaded) arrive, taking into account uncertainty caused by irregularity of their movement.*

**Key words:** *Trans-shipment point, Markov drift process.*

**1. Introduction**

At present, modeling the multimodal transportation systems' (MTS) activity is a necessary step for their projecting and optimization of their technological parameters. It is well-known that many real multimodal systems have been functioning under uncertainty caused by irregularity of transport units (TU) movement between points of trans-shipment (PT) and/or destination, random fluctuation of their loading/unloading time, meteorological factors, etc. For this reason when modeling the MTS, theory of stochastic processes has often been applied [1-3]. Unlike the classical queueing models developed under supposition of infinite source of customers, the real transportation systems (e.g. sea or river-going ports) service usually limited number of TU, i.e. restricted streams of ships, trains or trucks. Besides, not in all cases the input streams of TU may be described by model of Poisson process due to the scheduling. Yet one specific feature of PT modeling is necessity to describe evolution of queue-length of TU and cargo amount at warehouse simultaneously.

In our paper, some simplest in structural aspect (but not in mathematical!) MTS are analyzed with the help of Markovian stochastic processes. Two types of MTS have been examined in details:

- a) with direct interface (without cargo warehousing) of two TU belonging to different kinds of transport;
- b) with interface via cargo trans-shipment through a warehouse.

Analysis is based on application of the Markov drift processes that include discrete and continuous components.

---

<sup>1</sup> This paper was presented during the 10<sup>th</sup> World Conference on Transport Reseach, July 4-8, 2004, Istanbul.

---

## 2. Model of direct interface

Let us it is needed the homogeneous cargo to be delivered from point **A** to point **B** through the PT **C**. For cargo delivery at point **C** from point **A** a single TU has been using with the carrying capacity  $\gamma_1$ . For cargo transport from point **C** to point **B** a single TU has been working with carrying capacity  $\gamma_2$ . At point **C** the cargo has been trans-shipping from one TU to another directly with processing rate  $V$ . The durations of voyages for both TU are  $T_1$  and  $T_2$  respectively (see Fig. 1).

In the number of practical situations parameters  $\gamma_1, \gamma_2, T_1, T_2$  are the random variables. We assume that they are mutually independent random variables.

Denote

$$\Pr\{T_i \leq t\} = A_i(t), \quad \Pr\{\gamma_i \leq x\} = G_i(x), \quad i = 1, 2.$$

It is assumed that  $A_i(\infty) = G_i(\infty) = 1$ ,  $\alpha_i = \int_0^{\infty} t dA_i(t) < \infty$ ,

$$g_i = \int_0^{\infty} x dG_i(x) < \infty, \quad i = 1, 2.$$

The current state of this MTS at moment  $t$  may be described by random vector  $(v_1(t), v_2(t))$ , where  $v_1(t)$  and  $v_2(t)$  are the number of TU under unloading and loading at PT respectively. It is obviously that  $v_i(t) = 0$  or  $1$ ,  $i = 1, 2$ . For arbitrary distribution functions  $A_i(t), G_i(x)$  the stochastic process  $(v_1(t), v_2(t))$  will be not Markovian. To obtain appropriate Markov process we introduce extended process

$$\sigma(t) = (v_1(t), v_2(t), \Theta_1(t), \Theta_2(t)),$$

where continuous components  $\Theta_1(t)$  and  $\Theta_2(t)$  have the following meaning:

if  $v_i(t) = 0$  then  $\Theta_i(t)$  is period of time from moment of last departure of TU (empty or loaded) from point **C** till moment  $t$ ;

if  $v_i(t) = 1$  then  $\Theta_i(t)$  is period of time from beginning of loading/unloading of TU at point **C** till moment  $t$ .

Such defined stochastic process  $\sigma(t)$  will be Markovian.  
 For the sake of simplicity, we assume that

$$\Pr\{m_1\gamma_1 = m_2\gamma_2\} = 0, m_1, m_2 = 1, 2, \dots$$

That is, we ignore the possibility of simultaneous departure of both TU from point C.

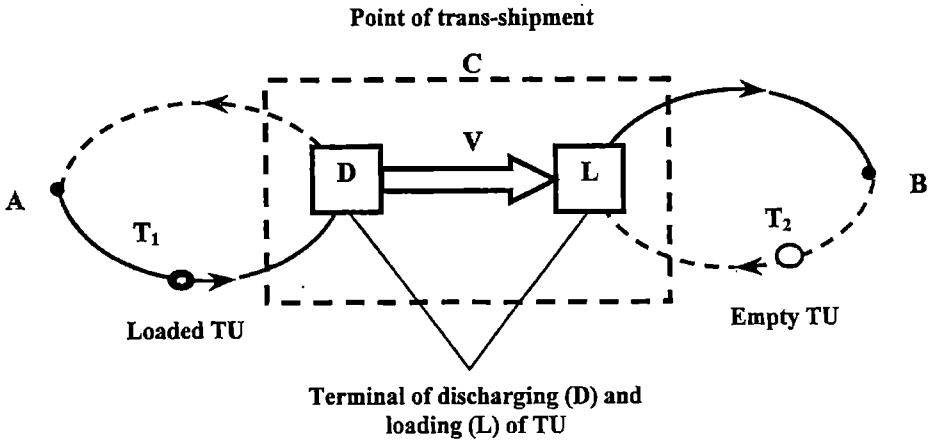
In the terms of theory of Markov processes it means that state  $\{v_1(t) = 0, v_2(t) = 0, \Theta_1(t), \Theta_2(t)\}$  is unessential. Another states, namely,

$$\{v_1(t) = 0, v_2(t) = 1, \Theta_1(t), \Theta_2(t)\},$$

$$\{v_1(t) = 1, v_2(t) = 0, \Theta_1(t), \Theta_2(t)\},$$

$$\{v_1(t) = 1, v_2(t) = 1, \Theta_1(t), \Theta_2(t)\}$$

will be essential and stable. Let us introduce the following designations:



*Fig. 1. Scheme of direct interface of TU*

$$\pi_{01}(x_1, x_2, t) dx_1 dx_2 = \Pr\{v_1(t) = 0, v_2(t) = 1; x_1 < \Theta_1(t) < x_1 + dx_1, \\ x_2 < \Theta_2(t) < x_2 + dx_2\} / (1 - A_1(x_1))(1 - B_2(x_2)),$$

$$\pi_{10}(x_1, x_2, t) dx_1 dx_2 = \Pr\{v_1(t) = 1, v_2(t) = 0; x_1 < \Theta_1(t) < x_1 + dx_1, \\ x_2 < \Theta_2(t) < x_2 + dx_2\} / (1 - B_1(x_1))(1 - A_2(x_2)),$$

$$\pi_{11}(x_1, x_2, t)dx_1dx_2 = \Pr\{v_1(t) = 1, v_2(t) = 1, x_1 < \Theta_1(t) < x_1 + dx_1, \\ x_2 < \Theta_2(t) < x_2 + dx_2\} / (1 - B_1(x_1))(1 - B_2(x_2)),$$

where  $B_i(x) = G_i(xV), i = 1, 2.$

For practical tasks most interesting is a limit distribution of process  $\sigma(t)$ , i.e.

$$\pi_{ik}(x_1, x_2) = \lim_{t \rightarrow \infty} \pi_{ik}(x_1, x_2, t)$$

(under supposition of these limits existing).

Using standard probabilistic argumentation [4], for finding the functions  $\pi_{ik}(x_1, x_2)$  one can derive the following system of differential equations and boundary conditions (for almost all  $x_1, x_2$ ):

$$\begin{aligned} (\partial / \partial x_1)\pi_{01}(x_1, x_2) = 0, (\partial / \partial x_2)\pi_{10}(x_1, x_2) = 0, \\ (\partial / \partial x_1 + \partial / \partial x_2)\pi_{11}(x_1, x_2) = 0, x_1, x_2 > 0, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\pi_{01}(0, x_2) = \int_0^{\infty} \pi_{11}(x, x_2)dB_1(x), x_2 > 0,$$

$$\pi_{10}(x_1, 0) = \int_0^{\infty} \pi_{11}(x_1, x)dB_2(x), x_1 > 0,$$

$$\pi_{11}(0, x_2) = \int_0^{\infty} \pi_{01}(x, x_2)dA_1(x), x_2 > 0, \quad (2)$$

$$\pi_{11}(x_1, 0) = \int_0^{\infty} \pi_{10}(x_1, x)dA_2(x), x_1 > 0.$$

When deriving equations (1), it was taken into account that component  $\Theta_i(t)$  is increasing with unit velocity, if  $v_i(t) = 1$ , and it isn't changing, if  $v_i(t) = 0$ .

The normalizing condition for system (1),(2) is as follow

$$\int_0^{\infty} \int_0^{\infty} \pi_{01}(x_1, x_2)(1 - A_1(x_1))(1 - B_2(x_2))dx_1dx_2 +$$

$$\begin{aligned}
 & + \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} \pi_{10}(x_1, x_2)(1 - A_2(x_2))(1 - B_1(x_1))dx_1 dx_2 + \\
 & + \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} \pi_{11}(x_1, x_2)(1 - B_1(x_1))(1 - B_2(x_2))dx_1 dx_2 = 1. \quad (3)
 \end{aligned}$$

From equation (1), it follows that

$$\begin{aligned}
 \pi_{11}(x_1, x_2) &= \psi(x_1 - x_2), \\
 \pi_{01}(x_1, x_2) &= \pi_{01}(0, x_2), \\
 \pi_{10}(x_1, x_2) &= \pi_{10}(x_1, 0),
 \end{aligned} \quad (4)$$

where  $\psi(x)$  is an unknown function.

Substitution of relations (4) into boundary conditions (2) leads up to the following integral equation

$$\begin{aligned}
 \psi(-x_2) &= \int_0^{\infty} \psi(x - x_2)dB_1(x), x_2 \geq 0, \\
 \psi(x_1) &= \int_0^{\infty} \psi(x_1 - x)dB_2(x), x_1 \geq 0.
 \end{aligned} \quad (5)$$

The solution to equation (5) is constant, i.e.  $\psi(x) = \psi(0)$ . This constant may be found from condition (3) and is given by

$$\psi(0) = V(\alpha_2 g_1 + \alpha_1 g_2 + g_1 g_2 / V)^{-1}. \quad (6)$$

Limit distribution of random vector  $(v_1(t), v_2(t))$

$$p_{ik} = \lim_{t \rightarrow \infty} \Pr\{v_1(t) = i, v_2(t) = k; i, k = 0, 1; i + k > 0\}$$

is determined by formulae

$$p_{01} = \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} \pi_{01}(x_1, x_2)(1 - A_1(x_1))(1 - B_2(x_2)) dx_1 dx_2 = \alpha_1 g_2 \psi(0) / V,$$

$$p_{10} = \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} \pi_{10}(x_1, x_2)(1 - A_2(x_2))(1 - B_1(x_1)) dx_1 dx_2 = \alpha_2 g_1 \psi(0) / V, \quad (7)$$

$$p_{11} = \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} \pi_{11}(x_1, x_2)(1 - B_1(x_1))(1 - B_2(x_2)) dx_1 dx_2 = g_1 g_2 \psi(0) / V^2.$$

With the help of relations (7) we can calculate the mean total current operational expenses for all transportation scheme as a whole:

$$S_1 = s_{10} p_{10} + s_{01} p_{01} + s_{11} p_{11}, \quad (8)$$

where  $s_{ik}$  is the penalty per time unit for seating of process  $(v_1(t), v_2(t))$  at the state  $(i, k)$ . In particular, if we would like to evaluate expected total costs for TU standing under loading/unloading and for their movement, then expression (8) takes the form

$$S_1 = s_1 \mathbf{E}v_1 + s_2 \mathbf{E}v_2 + r_1 (1 - \mathbf{E}v_1) + r_2 (1 - \mathbf{E}v_2) + s_{tr} \mathbf{E}\omega, \quad (9)$$

where  $s_1, s_2$  are the costs per time unit for TU standing;  $r_1, r_2$  are the costs per time unit for TU movement;  $s_{tr}$  is cost for trans-shipment of cargo unit;  $\omega(t)$  is a random processing rate of cargo trans-shipment at moment  $t$ ;

$$\mathbf{E}v_i = \lim_{t \rightarrow \infty} \mathbf{E}v_i, \quad i = 1, 2; \quad \mathbf{E}\omega = \lim_{t \rightarrow \infty} \mathbf{E}\omega(t).$$

Since

$$\mathbf{E}v_1 = p_{10}, \quad \mathbf{E}v_2 = p_{01}, \quad \mathbf{E}\omega = V p_{11},$$

$$1 - p_{10} = p_{01} + p_{11}, \quad 1 - p_{01} = p_{10} + p_{11},$$

then formula (9) may be rewritten by the following way

$$S_1 = (s_1 + r_2) p_{10} + (s_2 + r_1) p_{01} + (r_1 + r_2 + s_{tr} V) p_{11}. \quad (10)$$

Let  $\tau_1$  and  $\tau_2$  are the total service-time of the TU, including mutual waiting time of them each other and possible interruptions of loading/unloading. Distribution functions

$$F_i(x) = \Pr\{\tau_i \leq x\}, i = 1, 2$$

may be found by means of renewal theory. By theorem of total probability and analogy with the M/G/1 queueing system with unreliable server [4], we have

$$F_1(x) = \int_0^x \sum_{n=0}^{\infty} A_2^{(n)}(x-t) P_{2n}(t) dB_1(t), x \geq 0, \quad (11)$$

where  $A_2^{(n)}(x)$  is n-multiple convolution of function  $A_2(x)$  with itself ( $A_2^{(0)}(x) \equiv 1$ );  $P_{2n}(t)$  is probability of exactly  $n$  renewals' appearance in interval  $(0, t)$  of stationary renewal process with distribution function of intervals between neighbouring renewals equal to  $B_2(t)$  (because MTS has been working in steady-state regime).

From renewal theory [5], it follows

$$\int_0^{\infty} e^{-st} \Pi_2(z, t) dt = \left[ 1 + \frac{z-1}{s\beta_2} \cdot \frac{1-\beta_2(s)}{1-z\beta_2(s)} \right] / s, \quad (12)$$

$$\text{Re } s > 0; |z| \leq 1,$$

where  $\Pi_2(z, t) = \sum_{n=0}^{\infty} P_{2n}(t) z^n$  is generating function of distribution  $\{P_{2n(t)}\}$ ;

$$\beta_2(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} dB_2(t); \beta_2 = g_2 / V.$$

Particularly, if

$$B_2(t) = 1 - e^{-t/\beta_2}, t \geq 0,$$

then as it is well-known [5]

$$P_2(t) = \frac{(t/\beta_2)^n}{n!} e^{-t/\beta_2}, n = 0, 1, 2, \dots \quad (13)$$



Due to symmetry between both TU we have similarly to (11) — (13)

$$F_2(x) = \int \sum_{n=0}^{\infty} A_1^{(n)}(x-t) P_{1n}(t) dB_2(t), \quad x \geq 0, \quad (14)$$

$$\int_0^{\infty} e^{-st} \Pi(z, t) dt = \left[ 1 + \frac{z-1}{s\beta_1} \frac{1-\beta_1(z)}{1-z\beta_1(z)} \right] / s, \quad \text{Res} > 0, |z| \leq 1, \quad (15)$$

$$P_{1n}(t) = \frac{(t/\beta_1)^n}{n!} e^{-t/\beta_1}, \quad n = 0, 1, 2, \dots, \quad (16)$$

where  $\Pi_1(z, t) = \sum_{n=0}^{\infty} P_{1n}(t) z^n$ ;  $\beta_1(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} dB_1(t)$ ;  $\beta_1 = g_1/V$ .

Formulae (11), (14) are generally rather complicated to immediate use. They have more simple form in particular case

$$G_i(u) = 1 - e^{-u/g_i}, \quad i = 1, 2, \quad u \geq 0.$$

Taking into consideration relations (13), (16) and using Laplace-Stieltjes transform, from (11), (14) we find

$$\varphi_1(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} dF_1(t) = \left[ 1 + s\beta_1 + \frac{\beta_1}{\beta_2} (1 - \alpha_1(s)) \right]^{-1},$$

$$\varphi_2(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} dF_2(t) = \left[ 1 + s\beta_2 + \frac{\beta_2}{\beta_1} (1 - \alpha_1(s)) \right]^{-1},$$

where  $\alpha_2(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} dA_2(t)$ ,  $i = 1, 2$ ,  $\text{Re } s > 0$ .

Hence, we obtain

$$\mathbf{E} \tau_1 = -\varphi_1'(0) = \beta_1(1 + \alpha_2/\beta_2),$$

$$\mathbf{E} \tau_2 = -\varphi_2'(0) = \beta_2(1 + \alpha_1/\beta_1),$$

$$\mathbf{E} \tau_1^2 = \varphi_1''(0) = \beta_1[\alpha_2^{(2)} + 2(\alpha_2 + \beta_2) \mathbf{E} \tau_1] / \beta_2,$$

$$\mathbf{E} \tau_2^2 = \varphi_2''(0) = \beta_2[\alpha_1^{(2)} + 2(\alpha_1 + \beta_1) \mathbf{E} \tau_2] / \beta_1,$$

where  $\alpha_2^{(2)} = \int_0^{\infty} t^2 dA_i(t) < \infty$ ,  $i = 1, 2$ .

It is interesting to generalize the results obtained for the case of several TU of each kind of transport.

### 3. Model of interface via warehouse

In this section, we shall assume that discharging of loaded TU begins immediately after its arrival at PT with processing rate  $W$  and all cargo comes into warehouse if another TU is absent from PT. Otherwise, cargo comes directly into TU under loading, with processing rate  $V$ . At last, if discharged TU left PT, then processing rate of another TU under loading equal to  $U$  (if warehouse isn't empty) and equal to zero otherwise (see Fig. 2). For the sake of simplicity, capacity of warehouse is assumed to be infinite.

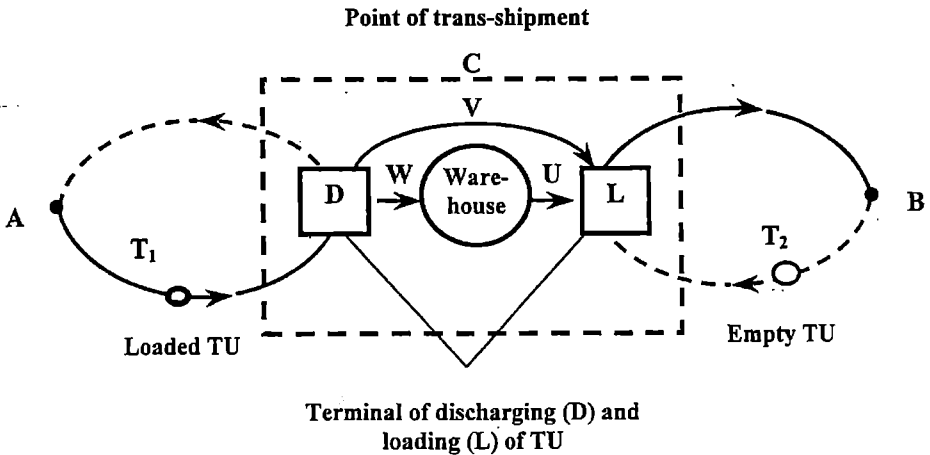


Fig. 2. Scheme of interface of TU through warehouse

Note that the case when all cargo comes through the warehouse, processing rate of TU's discharging equal to  $W$ , and processing rate of loading equal to  $U < W$  (if warehouse isn't empty) was studied in the our work [6].

The current state of such MTS we shall describe by the random vector  $(v_1(t), v_2(t), \xi(t))$ , where  $\xi(t)$  is amount of cargo at warehouse at moment  $t$  and  $v_i(t)$ ,  $i = 1, 2$ , preserve the previous meaning.

By definition, process  $\xi(t)$  satisfies the following differential equation (with probability 1)

$$\frac{d}{dt} \xi(t) = W I(v_1(t) = 1, v_2(t) = 0) - U I(v_1(t) = 0, v_2(t) = 1) + U I(v_1(t) = 0, v_2(t) = 1, \xi(t) = 0),$$

where  $I(A)$  is the indicator of an event  $A$ .

According to this equation,  $\xi(t)$  is random walk on  $[0, \infty)$  with the sticky bound in zero.

The mathematical analysis of MTS described is more difficult and will be done below under simplest suppositions:

$$A_i(t) = 1 - e^{-\lambda_i t} \quad t \geq 0,$$

$$G_i(x) = 1 - e^{-x/g_i} \quad x \geq 0, \quad i = 1, 2.$$

Under such conditions, stochastic process  $(v_1(t), v_2(t), \xi(t))$  will be Markovian. It is a special type of so-called Markov drift processes, theory of which has been developed in [7-11].

Let us introduce the following probability densities and probabilities:

$$q_{ik}(y, t) dy = \Pr\{v_1(t) = i, v_2(t) = k, y < \xi(t) < y + dy\},$$

$$p_{01}^-(t) = \Pr\{v_1(t) = 0, v_2(t) = 1, \xi(t) = 0\},$$

$$p_{11}^-(t) = \Pr\{v_1(t) = 1, v_2(t) = 1, \xi(t) = 0\}.$$

To find the limit distribution of above process, i. e. functions

$$q_{ik}(y) = \lim_{t \rightarrow \infty} q_{ik}(y, t)$$

and constants

$$p_{01}^- = \lim_{t \rightarrow \infty} p_{01}^-(t), \quad p_{11}^- = \lim_{t \rightarrow \infty} p_{11}^-(t),$$

the system of ordinary differential equations and corresponding boundary conditions can be derived by method developed in our work [10]. It has the following form

$$\begin{aligned} 0 &= -(\lambda_1 + \lambda_2)q_{00}(y) + \mu_1 q_{10}(y) + \mu_2 q_{01}(y), \\ -Uq'_{01}(y) &= -(\lambda_1 + \mu_2)q_{01}(y) + \lambda_2 q_{00}(y) + \mu'_1 q_{11}(y), \\ Wq'_{10}(y) &= -(\lambda_2 + \mu_1)q_{10}(y) + \lambda_1 q_{00}(y) + \mu'_2 q_{11}(y), \\ 0 &= -(\mu'_1 + \mu'_2)q_{11}(y) + \lambda_1 q_{01}(y) + \lambda_2 q_{10}(y), \quad y > 0, \end{aligned} \tag{17}$$

$$\begin{aligned}
 Wq_{10}(0) &= \mu'_2 p_{11}^-, \\
 -Uq_{01}(0) &= -\lambda_1 p_{01}^- + \mu'_1 p_{11}^-, \\
 0 &= -(\mu'_1 + \mu'_2) p_{11}^- + \lambda_1 p_{01}^-,
 \end{aligned} \tag{18}$$

where  $\mu'_1 = V/g_1$ ,  $\mu'_2 = V/g_2$ ,  $\mu_1 = W/g_1$ ,  $\mu_2 = U/g_2$ .

The normalizing condition for system (17), (18) is

$$\int_0^{\infty} (q_{00}(y) + q_{10}(y) + q_{01}(y) + q_{11}(y)) dy + p_{01}^- + p_{11}^- = 1. \tag{19}$$

The boundary value problem (17) – (19) may be solved by the method of Laplace transform. Applying this transform to system (17) and taking into account conditions (18), we arrive into following system of algebraic equations:

$$\begin{aligned}
 -(\lambda_1 + \lambda_2)q_{00}^*(s) + \mu_1 q_{10}^*(s) + \mu_2 q_{01}^*(s) &= 0, \\
 -(\lambda_1 + \mu_2 - sU)q_{01}^*(s) + \lambda_2 q_{00}^*(s) + \mu'_1 q_{11}^*(s) &= \lambda_1 \rho p_{01}^-, \\
 -(\lambda_2 + \mu_1 + sW)q_{10}^*(s) + \lambda_1 q_{00}^*(s) + \mu'_2 q_{11}^*(s) &= -\lambda_1 \rho p_{01}^-, \\
 -(\mu'_1 + \mu'_2)q_{11}^*(s) + \lambda_1 q_{01}^*(s) + \lambda_2 q_{10}^*(s) &= 0,
 \end{aligned} \tag{20}$$

where  $\rho = \mu'_2 / (\mu'_1 + \mu'_2)$ ;  $q_{ik}^*(s) = \int_0^{\infty} e^{-sy} q_{ik}(y) dy$ ,  $\text{Re } s \geq 0$ .

Summarising all equations of the system (20), we obtain the following relation

$$Wq_{10}^*(s) = Uq_{01}^*(s). \tag{21}$$

Hence, from first equation of system (20), it follows

$$q_{00}^*(s) = q_{01}^*(s) (\mu_2 + \mu_1 U/W) / (\lambda_1 + \lambda_2). \tag{22}$$

Taking relations (21), (22) into consideration, from second and third equations of system (20) we obtain the system of two equations for determina-

tion of  $q_{01}^*(s)$  and  $q_{11}^*(s)$

$$\begin{aligned}
 & - [\lambda_1 + \mu_2 - sU - \lambda_2(\mu_2 + \mu_1 U/W)/(\lambda_1 + \lambda_2)]q_{01}^*(s) + \\
 & \quad + \mu_1' q_{11}^*(s) = \lambda_1 \rho p_{01}, \tag{23} \\
 & - [(\lambda_2 + \mu_1 + sW)U/W - \lambda_1(\mu_2 + \mu_1 U/W)/(\lambda_1 + \lambda_2)]q_{01}^*(s) + \\
 & \quad + \mu_2' q_{11}^*(s) = -\lambda_1 \rho p_{01}^-.
 \end{aligned}$$

The solution to this system is given by

$$\begin{aligned}
 q_{01}^*(s) &= \lambda_1 p_{01}^- \left[ \frac{\lambda_2 U}{W} \left( 1 - \rho + \frac{\mu_1}{\lambda_1 + \lambda_2} \right) - \lambda_1 \left( \frac{\mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \right) + sU \right]^{-1}, \tag{24} \\
 q_{11}^*(s) &= \frac{\lambda_1 + \lambda_2 U/W}{\mu_1' + \mu_2'} q_{01}^*(s).
 \end{aligned}$$

The limit probabilities  $p_{ik}$  of process  $(v_1(t), v_2(t))$  are determined

$$p_{i0} = \lim_{s \downarrow 0} q_{i0}^*(s), \quad i = 0, 1,$$

by relations

$$p_{01} = p_{01}^- + \lim_{s \downarrow 0} q_{01}^*(s),$$

$$p_{11} = p_{11}^- + \lim_{s \downarrow 0} q_{11}^*(s).$$

From solution (24), it follows the necessary condition of process  $(v_1(t), v_2(t), \zeta(t))$  ergodicity:

$$\lambda_2 \left[ 1 - \rho + \frac{\mu_1}{\lambda_1 + \lambda_2} \right] U > \lambda_1 \left[ \rho + \frac{\mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \right] W.$$

This is a consequence of inequality  $\lim_{s \downarrow 0} q_{01}^*(s) > 0$ . From relations

(21), (22), (24), we have

$$p_{00} = (p_{01} - p_{01}^-)(\mu_2 + \mu_1 U/W)/(\lambda_1 + \lambda_2),$$

$$p_{01} = \bar{p}_{01} \left\{ 1 + \lambda_1 \rho [(1 - \rho)(\lambda_1 + \lambda_2 U/W) + \frac{\lambda_2(\mu_2 + \mu_1 U/W)}{\lambda_1 + \lambda_2} - \lambda_1 - \mu_2] \right\}, \quad (25)$$

$$p_{10} = (p_{01} - \bar{p}_{01})U/W,$$

$$p_{11} = [\lambda_1 \bar{p}_{01} + (\lambda_1 + \lambda_2 U/W)(p_{01} - \bar{p}_{01})] / (\mu_1 + \mu_2).$$

Probability  $\bar{p}_{01}$  has been found with the help of condition (19) and is equal to

$$\bar{p}_{01} = \left\{ 1 + \frac{\lambda_1}{\mu_1 + \mu_2} + \frac{(p_{01} - \bar{p}_{01})}{p_{01}} \left[ 1 + \frac{U}{W} + \frac{\mu_2 + \mu_1 U/W}{\lambda_1 + \lambda_2} + \frac{\lambda_1 + \lambda_2 U/W}{\mu_1 + \mu_2} \right] \right\}^{-1}$$

Let us find now the mean quantity of cargo at warehouse at arbitrary moment of time (in steady-state regime), i.e.

$$E\xi = \lim_{t \rightarrow \infty} E\xi(t).$$

Denote

$$E\xi_{ik} = \int_0^{\infty} y q_{ik}(y) dy, \quad i, k = 0, 1.$$

Obviously,

$$E\xi = \sum_{i,k} E\xi_{ik}$$

and, besides,

$$E\xi_{ik} = - \left. \frac{d}{ds} q_{ik}(s) \right|_{s=0}.$$

Differentiating equations (21) - (23) on  $s$  at the point  $s = 0$ , after some simplifications we obtain

$$E\xi_{01} = U\lambda_1 \bar{p}_{01} \rho \left\{ \lambda_2(\mu_2 + \mu_1 U/W) + (1 - \rho)(\lambda_1 + \lambda_2 U/W) - \lambda_1 - \mu_2 \right\}^{-2},$$

$$E\xi_{10} = (U/W)E\xi_{01},$$

$$E\xi_{00} = \frac{(\mu_2 + \mu_1 U/W)}{\lambda_1 + \lambda_2} E\xi_{01},$$

$$E\xi_{11} = \frac{\lambda_1 + \lambda_2 U/W}{\mu_1 + \mu_2} E\xi_{01}.$$

The results obtained allow us to calculate mean total current operational expenses for MTS under consideration:

$$\begin{aligned} S_2 = & s_1 E\nu_1 + s_2 E\nu_2 + r_1(1 - E\nu_1) + r_2(1 - E\nu_2) + \\ & + s_{tr}^{(1)} E\omega_1 + s_{tr}^{(2)} E\omega_2 + s_{tr}^{(3)} E\omega_3 + s_w E\xi, \end{aligned} \quad (26)$$

where  $s_{tr}^{(1)}, s_{tr}^{(2)}, s_{tr}^{(3)}$  are the costs for cargo unit trans-shipment from TU under unloading into warehouse, from warehouse into TU under loading, and directly from one TU to another respectively;  $s_w$  is cost per time unit for storage of cargo unit at warehouse;  $E\omega_1, E\omega_2, E\omega_3$  are mean processing rates of TU under unloading into warehouse, of TU under loading from warehouse, and direct trans-shipment of cargo from one TU to another respectively. As it follows from (25), we have

$$E\nu_1 = p_{10} + p_{11}, E\nu_2 = p_{01} + p_{11},$$

$$E\omega_1 = p_{10}W, E\omega_2 = (p_{01} - p_{01}^-)U, E\omega_3 = p_{11}V.$$

Comprising expressions (9), (10) and (26), we can make decision concerning the preference of one transportation scheme over another.

#### 4. Conclusion

The analytical results obtained are useful for determination of warehouses' capacity at PT, processing rates for TU loading/unloading, choosing the optimal mode of cargo delivery by different kinds of transport. Our approach based on the theory of Markov drift processes can be used also for modeling and investigation of more general and complicated in structural respect MTS, including several TU and PT. It would be interesting also to

examine the case of general distribution functions  $A_i(t)$ ,  $G_i(x)$  for the MTS considered in Section 2. But such model will be more difficult for analytical study and demands application of more complicated mathematical apparatus.

### References

1. *Wegierski, J. Metody Probabilistyczne Projectowania Transportu Szynowego. – Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Taczności, 1971 (in Polish).*
2. *Imakita, J. A Techno-Economic Analysis of the Port Transport System. – Saxon House, England, 1978.*
3. *Voevudski, E.N., Postan, M.Ya. Stochastic Models for Projecting and Control of Ports Activity. – Moscow: Transport Publ. House, 1987 (in Russian).*
4. *Gnedenko, B.V., Kovalenko, I.N. An Introduction to Queueing Theory. – Moscow: Nauka Publ. House, 1987 (in Russian).*
5. *Cox, D.R. Renewal Theory. – London: Methuen, J. Wiley, New York 1962.*
6. *Postan, M.Ya., Raya, S. Simplest Mathematical Models of Multimodal Systems and Their Analysis // VINITI. Transport: Nauka, Tehnika, Upravlenie. – 1997. – N 8. – P.10-17 (in Russian).*
7. *Sevastyanov, B.A. Influence of Storage Bin Capacity on the Average Standstill Time of a Production Line // Probability Theory and Its Applications. – 1962. – N 7. – P. 429-438.*
8. *Kosten, L. Liquid Models for a Type of Information Storage Problems // Delft Progress Report. – 1986. – N 11. – P. 71-86.*
9. *Mitra, D. Stochastic Theory of a Fluid Model of Producers and Consumers Coupled by a Buffer // Advanced in Applied Probability. – 1988. – N 20 (3). – P. 646-676.*
10. *Postan, M.Ya. On a Class of Mixed Markovian Processes and Their Application to Teletraffic Theory // Problems of Information Transmission. – 1992. – N 28 (3). – P. 232-243.*
11. *Prabhu, N.U. Stochastic Storage Processes: Queues, Insurance Risk, Dams, and Data Communication. – New York: Springer, 1998.*

Надійшла 03.01.05



УДК 656.612:621.72

А.М.Курлянд  
М.Я.Постан  
В.В.Сторожев

## ОБ ОДНОЙ ЗАДАЧЕ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В МУЛЬТИМОДАЛЬНЫХ СИСТЕМАХ ДОСТАВКИ ГРУЗА

*. Предложен метод определения оптимальных параметров транспортных средств, обслуживающих мультимодальную систему. Метод основан на идеях геометрического программирования*

*Ключевые слова: мультимодальная система, геометрическое программирование.*

При организации международных смешанных перевозок грузов одной из центральных проблем, как известно, является выбор наиболее подходящих типов единиц подвижного состава разных видов транспорта, характеризующихся такими технико-эксплуатационными показателями, как эксплуатационная скорость, грузместимость, грузоподъёмность, средние затраты топлива на единицу расстояния и др. Для обеспечения надёжного, слаженного взаимодействия транспортных потоков смежных видов транспорта в пунктах перевалки необходимо согласованное определение вышеперечисленных параметров подвижного состава с целью достижения, к примеру, минимальных суммарных затрат по перевозке заданного объема груза в установленные договором сроки.

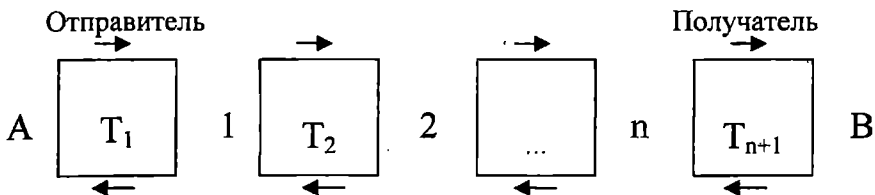
Нахождение оптимальных значений технико-эксплуатационных показателей для транспортного средства (ТС) отдельного вида транспорта (например, судна, автомобиля, поезда) является достаточно хорошо изученной задачей транспортной логистики. Для её решения обычно используют методы геометрического программирования [1,2]. Однако при проектировании мультимодальных систем доставки груза, из-за необходимости учёта взаимодействия потоков транспортных средств в пунктах перевалки, соответствующие методики должны быть обобщены надлежащим образом.

Целью настоящей работы является построение методики оценки оптимальных значений основных параметров ТС разных видов транспорта, участвующих в мультимодальной перевозке, на основе методов геометрического программирования.

Рассмотрим многозвенную схему транспортировки груза из пунк-

та А в пункт В, включающую  $n$  перевалочных пунктов (см. рис. 1).

Пусть требуется перевезти из А в В груз в количестве  $Q$ . Через  $T_1, T_2, \dots, T_n$  обозначим соответственно время перевозки груза из пункта А в первый пункт перевалки, из первого пункта перевалки во второй, ..., из  $n$ -го пункта перевалки в пункт назначения В.



*Рис. 1. Схема мультимодальной системы доставки груза*

Таким образом, в приведенной схеме используется от двух до  $n + 1$  видов транспорта (поскольку в разных звеньях транспортной цепи могут работать ТС одного и того же вида транспорта). Будем считать, что в каждом звене мультимодальной цепи используется только одно ТС.

Введем ещё ряд обозначений:

$G_i$ - грузоподъёмность ТС, работающего в  $i$ -м звене транспортной цепи,  $i = 1, 2, \dots, n + 1$ ;

$v_i$ - средняя эксплуатационная скорость ТС, работающего в  $i$ -м звене цепи,  $i = 1, 2, \dots, n + 1$ ;

$L_i$ - расстояние в оба конца между  $(i - 1)$ -м и  $i$ -м пунктом перевалки (пункт А считается пунктом перевалки с индексом 0, а пункт В – с индексом  $(n + 1)$ );

$I_i$ - интенсивность погрузки/выгрузки ТС в  $i$ -м перевалочном пункте;

$t_i^{CT}$  - время непроизводительных стоянок ТС в  $i$ -м перевалочном пункте.

Наша задача – найти оптимальные значения параметров  $G_i$  и  $v_i$ , минимизирующие суммарные затраты по доставке груза из пункта А в пункт В. Определим аналитические выражения в общем виде основных составляющих расходов по каждому виду транспорта.

Для этого вначале найдём зависимость величин  $T_i$  от вышеуказанных параметров. Заметим, что ТС, работающее в  $i$ -м звене, совершит  $N_i = Q / G_i$  рейсов. Легко видеть, что

$$T_i = \frac{L_i}{v_i} + \frac{2G_i}{I_i} + t_i^{CT}$$

(множитель 2 означает, что учитывается время погрузки и выгрузки ТС). Поэтому общая продолжительность всех рейсов ТС в  $i$ -м звене составит

$$N_i T_i = \frac{Q}{G_i} T_i = Q \left( L_i v_i^{-1} G_i^{-1} + 2 I_i^{-1} + t_i^{CT} G_i^{-1} \right) \quad (1)$$

а общее время перевозки по всей транспортной цепи –

$$T = Q \sum_{i=1}^{n+1} \left( L_i v_i^{-1} G_i^{-1} + 2 I_i^{-1} + t_i^{CT} G_i^{-1} \right) \quad (2)$$

Выразим теперь суммарные расходы по всем ТС через параметры  $v_i$ ,  $G_i$ ,  $i = 1, 2, \dots, n+1$ . Ограничимся рассмотрением только основных трёх видов расходов:

- расходы на аренду ТС;
- расходы на зарплату экипажа ТС (считаем, что в рассматриваемом диапазоне изменения  $v_i$  и  $G_i$  численность экипажа меняется несущественно);
- затраты на топливо и горюче-смазочные материалы при движении ТС.

Расходы первой группы можно представить следующим образом

$$R_i^{(1)} = a_i N_i T_i G_i^{\alpha_i}, \quad (3)$$

где  $a_i$  - коэффициент, зависящий от арендной ставки, от  $Q$  и  $L_i$ ;

$\alpha_i$  - положительный коэффициент, определяемый эмпирическим путем (например, для морских судов  $\alpha_i \approx 1,2$  [3,5]).

С учетом (1) формула (3) примет вид

$$R_i^{(1)} = Q a_i \left( L_i v_i^{-1} G_i^{-1} + 2 I_i^{-1} + t_i^{CT} G_i^{-1} \right) \cdot G_i^{\alpha_i} \quad (4)$$

Вторая группа расходов определяется только общей длительностью всех рейсов ТС

$$R_i^{(2)} = s_i N_i T_i = s_i Q \left( L_i v_i^{-1} G_i^{-1} + 2I_i^{-1} + t_i^{CT} G_i^{-1} \right), \quad (5)$$

где  $s_i$  - среднесуточная зарплата экипажа ТС.

Наконец, затраты на топливо за время движения ТС составят (считая, что ТС заправляется топливом один раз за круговой рейс)

$$R_i^{(3)} = f_i N_i \frac{L_i}{v_i} d_i P_i(G_i, v_i), \quad (6)$$

где  $f_i$  - стоимость 1 т топлива;

$d_i$  - удельный расход топлива (т/сут на единицу мощности двигателя);

$P_i(G_i, v_i)$  - мощность двигателя (силовой энергетической установки) ТС.

Примем, что мощность силовой установки зависит от  $G_i$  и  $v_i$  следующим образом

$$P_i(G_i, v_i) = k_i G_i^{\gamma_i} v_i^{\beta_i}, \quad (7)$$

где  $k_i, \gamma_i, \beta_i$  - положительные коэффициенты, устанавливаемые аналитически или эмпирическим путем. К примеру, для морских судов известна такая зависимость для полной буксировочной мощности главного двигателя в кВт [4,6]

$$P(G, v) = kG^{2/3}v^3.$$

Аналогичные зависимости имеют место и для речных судов, автомобилей и дизельных локомотивов.

Таким образом, полные затраты на транспортировку груза из пункта А в пункт В с учетом (4) – (7) составят

$$R = \sum_{i=1}^{n+1} (R_i^{(1)} + R_i^{(2)} + R_i^{(3)}) = Q \sum_{i=1}^{n+1} \left[ \left( L_i v_i^{-1} G_i^{-1} + 2I_i^{-1} + t_i^{CT} G_i^{-1} \right) \left( s_i + a_i G_i^{\alpha_i} \right) + b_i G_i^{\gamma_i - 1} v_i^{\beta_i - 1} \right], \quad (8)$$

где  $b_i = k_i f_i d_i L_i$ .

Функции (2) и (8) являются позиномами относительно переменных  $G_i, v_i$ . Введем положительные переменные  $x_i$  по формулам

$$x_i = L_i v_i^{-1} G_i^{-1} + 2I_i^{-1} + t_i^{CT} G_i^{-1}, i = 1, 2, \dots, n + 1.$$

Последние равенства можно переписать в виде

$$L_i v_i^{-1} G_i^{-1} x_i^{-1} + 2I_i^{-1} x_i^{-1} + t_i^{CT} G_i^{-1} x_i^{-1} = 1, \quad (9)$$

$$i = 1, 2, \dots, n + 1,$$

где в левых частях находятся позиномы относительно переменных  $G_i, v_i, x_i$ .

Пусть время доставки груза ограничено величиной  $T_0$ , т.е.  $T \leq T_0$ . С учетом введенных обозначений и выражений (2) это ограничение может быть представлено следующим образом:

$$\frac{Q}{T_0} \sum_{i=1}^{n+1} x_i \leq 1. \quad (10)$$

Искомые параметры управления должны также удовлетворять естественным ограничениям

$$G_i > 0, \quad v_i > 0, \quad x_i > 0, \quad i = 1, 2, \dots, n + 1. \quad (11)$$

Следовательно, мы пришли к задаче геометрического программирования: найти

$$\min R = Q \min \sum_{i=1}^{n+1} \left[ x_i \left( s_i + a_i G_i^{\alpha_i} \right) + b_i G_i^{\gamma_i} v_i^{-1} \right] \quad (12)$$

при условиях (9) – (11).

Из выражения (12) видно, что вместо критерия  $\min R$  можно использовать критерий  $\min R/Q$ , т.е. минимизировать совокупные затраты на транспортировку 1 т груза.

С помощью рассуждений, аналогичных приведенным в [2, гл.2], можно показать, что задача (9) – (12) эквивалентна следующей: найти минимум функции  $R$  при ограничениях (10), (11) и

$$L_i v_i^{-1} G_i^{-1} x_i^{-1} + 2I_i^{-1} x_i^{-1} + t_i^{CT} G_i^{-1} x_i^{-1} \leq 1, \quad (13)$$

$$i = 1, 2, \dots, n + 1,$$

Нетрудно заметить, что программа (10) – (13) сильно совместна, поскольку существуют такие  $x_i > 0$ ,  $i = 1, 2, \dots, n + 1$ , для которых ограничение (10) выполняется как строгое неравенство, и всегда можно подобрать такие достаточно большие значения параметров  $G_i$ ,  $v_i$ , чтобы ограничения (13) также выполнялись как строгие неравенства.

Для построения эффективных алгоритмов решения общих задач геометрического программирования, как известно [1,2], используются идеи теории двойственности. Переход к двойственной задаче оптимизации может оказаться предпочтительней с вычислительной точки зрения.

Построим двойственную программу по отношению к прямой программе (10) – (13), ограничившись частным случаем  $n = 1$ , т.е. двухмодальной системой доставки груза. Используя общие правила перехода к двойственным задачам геометрического программирования [1,2], придем к следующей задаче оптимизации ( $\delta_i, i = 1, 2, \dots, 14$  – переменные двойственной программы)

$$P = \prod_{i=1}^{14} \left( \frac{c_i}{\delta_i} \right)^{\delta_i} \lambda_0^{\lambda_0} \lambda_1^{\lambda_1} \lambda_2^{\lambda_2} \lambda_3^{\lambda_3} \rightarrow \max \quad (14)$$

$$\delta_1 + \delta_3 - \delta_7 - \delta_8 - \delta_9 + \delta_{13} = 0$$

$$(\beta_1 - 1)\delta_5 - \delta_7 = 0 \quad (15)$$

$$(\beta_2 - 1)\delta_6 - \delta_{10} = 0$$

$$\alpha_1 \delta_3 + (\gamma_1 - 1)\delta_5 - \delta_7 - \delta_9 = 0$$

$$\alpha_2 \delta_4 + (\gamma_2 - 1)\delta_6 - \delta_{10} - \delta_{12} = 0$$

$$\delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_6 = 1,$$

$$\delta_i \geq 0, \quad i = 1, 2, \dots, 14,$$

где  $\lambda_0 = \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_6$ ;  $\lambda_1 = \delta_7 + \delta_8 + \delta_9$ ;  $\lambda_2 = \delta_{10} + \delta_{11} + \delta_{12}$ ;

$$\lambda_3 = \delta_{13} + \delta_{14};$$

$$c_1 = s_1, c_2 = s_2, c_3 = a_1, c_4 = a_2, c_5 = b_1, c_6 = b_2,$$

$$c_7 = L_1, c_8 = 2I_1^{-1}, c_9 = t_1^{CT}, c_{10} = L_2, c_{11} = 2I_2^{-1},$$

$$c_{12} = t_2^{CT}, c_{13} = c_{14} = Q/T_d.$$

Нетрудно убедиться, что двойственная программа (14), (15) совместна. Действительно, системе ограничений (15) удовлетворяет, например, такой набор переменных (считаем, что  $\alpha_i > 1, \beta_i > 1, \gamma_i < 1,$

$i = 1, 2)$

$$\delta_1 = \frac{\delta_3}{2} \left( \alpha_1 + \frac{\gamma_1}{m} - 1 \right), \quad \delta_2 = \frac{\delta_3}{2} \left( \alpha_2 + \frac{\gamma_2}{m} - 1 \right),$$

$$\delta_3 = \left[ \frac{1}{2} \left( \alpha_1 + \alpha_2 + \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{m} - 2 \right) + 2 + \frac{2}{m} \right]^{-1},$$

$$\delta_4 = \delta_3, \quad \delta_5 = \delta_6 = \delta_3 / m, \quad \delta_7 = \frac{\beta_1 - 1}{m} \delta_3,$$

$$\delta_8 = \delta_3 / m, \quad \delta_9 = \delta_3 \left( \alpha_1 + \frac{\gamma_1 - \beta_1}{m} \right), \quad \delta_{10} = \frac{\beta_2 - 1}{m} \delta_3,$$

$$\delta_{11} = \delta_3 / m, \quad \delta_{12} = \delta_3 \left( \alpha_2 + \frac{\gamma_2 - \beta_2}{m} \right),$$

$$\delta_{13} = \delta_1, \quad \delta_{14} = \delta_2,$$

где  $m$  - произвольное число,  $m \geq 3$ .

Отметим, что в этом решении системы ограничений (15) все  $\delta_i > 0$ .

Согласно теореме двойственности для задач геометрического программирования [2, гл.2], если прямая программа (10) - (13) сильно совместна, а двойственная программа обладает положительным допустимым вектором  $\bar{\delta} = (\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_{14}), \delta_i > 0, i = 1, 2, \dots, 14$ , то:

а) существует минимизирующий вектор

$\bar{x}^0 = (x_1^0, x_2^0, G_1^0, G_2^0, v_1^0, v_2^0)$  прямой программы и максимизирующий вектор  $\bar{\delta}^0 = (\delta_1^0, \delta_2^0, \dots, \delta_{14}^0)$  двойственной программы, причем

$$\min R = \max P \equiv P^0.$$

б) координаты векторов  $\bar{x}^0$  и  $\bar{\delta}^0$  связаны соотношениями

$$\begin{aligned} \delta_1^0 P^0 &= s_1 x_1^0, \quad \delta_2^0 P^0 = s_2 x_2^0, \quad \delta_3^0 P^0 = a_1 x_1^0 (G_1^0)^{\alpha_1}, \quad \delta_4^0 P^0 = a_2 x_2^0 (G_2^0)^{\alpha_2}, \\ \delta_5^0 P^0 &= b_1 (v_1^0)^{\beta_1 - 1} (G_1^0)^{\gamma_1 - 1}, \quad \delta_6^0 P^0 = b_2 (\gamma_2^0)^{\beta_2 - 1} (G_2^0)^{\gamma_2 - 1}, \\ \frac{\delta_7^0}{\delta_7^0 + \delta_8^0 + \delta_9^0} &= L_1 (v_1^0)^{-1} (x_1^0)^{-1} (G_1^0)^{-1}, \\ \frac{\delta_8^0}{\delta_7^0 + \delta_8^0 + \delta_9^0} &= \frac{2}{I_1} (x_1^0)^{-1}, \\ \frac{\delta_9^0}{\delta_7^0 + \delta_8^0 + \delta_9^0} &= t_1^{CT} (x_1^0)^{-1} (G_1^0)^{-1}, \\ \frac{\delta_{10}^0}{\delta_{10}^0 + \delta_{11}^0 + \delta_{12}^0} &= L_2 (v_2^0)^{-1} (x_2^0)^{-1} (G_2^0)^{-1}, \\ \frac{\delta_{11}^0}{\delta_{10}^0 + \delta_{11}^0 + \delta_{12}^0} &= \frac{2}{I_2} (x_2^0)^{-1}, \\ \frac{\delta_{12}^0}{\delta_{10}^0 + \delta_{11}^0 + \delta_{12}^0} &= t_2^{CT} (x_2^0)^{-1} (G_2^0)^{-1}, \\ \frac{\delta_{13}^0}{\delta_{13}^0 + \delta_{14}^0} &= \frac{Q}{T_\partial} x_1^0, \quad \frac{\delta_{14}^0}{\delta_{13}^0 + \delta_{14}^0} = \frac{Q}{T_\partial} x_2^0 \end{aligned} \quad (16)$$

(при условии, что  $\delta_7^0 + \delta_8^0 + \delta_9^0 > 0$ ,  $\delta_{10}^0 + \delta_{11}^0 + \delta_{12}^0 > 0$ ,  $\delta_{13}^0 + \delta_{14}^0 > 0$ ).

После решения программы (14), (15), т.е. нахождения оптимального вектора  $\bar{\delta}^0$ , система уравнений (16) относительно  $x_i^0, v_i^0, G_i^0, i = 1, 2$ , путем логарифмирования сводится к системе линейных уравнений относительно

$$\ln x_i^0, \ln v_i^0, \ln G_i^0, i = 1, 2.$$

Представляет интерес и обратная задача оптимизации: минимизировать общее время перевозки  $T$  при ограничении  $R \leq R_\partial$ , где  $R_\partial$  - заданное предельно допустимые затраты на перевозку.



Можно также перейти к рассмотрению задач стохастического программирования, считая, например, величины  $t_i^{CT}$  случайными с известными законами распределения. При этом общие расходы и время перевозки становятся тоже случайными величинами. Для постановки такой задачи в целевой функции (8) величины  $t_i^{CT}$  достаточно заменить на их математические ожидания  $M t_i^{CT}$  и решать задачу на минимум  $MR$ . Что касается условия (10), то его следует заменить на следующее вероятностное ограничение

$$P \left\{ \sum_{i=1}^{n+1} (L_i v_i^{-1} G_i^{-1} + 2I_i^{-1} + t_i^{CT} G_i^{-1}) \leq T_0 / Q \right\} \geq 1 - \varepsilon, \quad (17)$$

где  $\varepsilon$  - заданная малая вероятность.

Если считать, что случайные величины  $t_i^{CT}$ ,  $i = 1, 2, \dots, n+1$ , взаимно независимы, причем

$$P \{ t_i^{CT} \leq \tau \} = F_i(\tau),$$

то ограничение (17) можно переписать так

$$H \left( \frac{T_0}{Q} - \sum_{i=1}^{n+1} (L_i v_i^{-1} G_i^{-1} + 2I_i^{-1}) \right) \geq 1 - \varepsilon, \quad (18)$$

где  $H(x) = H_1 * H_2 * \dots * H_{n+1}(x)$ ,

$$H_i(x) = F_i(x G_i), \quad i = 1, 2, \dots, n+1;$$

\* - символ свёртки функций распределения.

Поскольку  $\sum_{i=1}^{n+1} t_i^{CT} G_i^{-1}$  есть неотрицательная случайная величина,

то в (18) предполагается, что выполняется условие

$$\sum_{i=1}^{n+1} L_i v_i^{-1} G_i^{-1} \leq \frac{T_0}{Q} - 2 \sum_{i=1}^{n+1} I_i^{-1}, \quad (19)$$

причем необходимо считать, что

$$\sum_{i=1}^{n+1} I_i^{-1} \leq T_\partial / 2Q.$$

Следовательно, мы пришли к следующей задаче нелинейной оптимизации: минимизировать функцию

$$MR = Q \sum_{i=1}^{n+1} \left[ \left( L_i v_i^{-1} G_i^{-1} + 2I_i^{-1} + M t_i^{CT} G_i^{-1} \right) \left( s_i + a_i G_i^{\alpha_i} \right) + b_i G_i^{\gamma_i} v_i^{-1} \beta_i^{-1} \right]$$

при условиях (18), (19) и положительности параметров  $v_i$ ,  $G_i$ ,  $i=1,2,\dots, n+1$ .

В качестве дальнейшего обобщения приведенной модели оптимизации целесообразно изучение случая нескольких ТС, обслуживающих все или некоторые звенья транспортной цепи.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Занер К. *Геометрическое программирование и техническое проектирование*. – М.: Мир, 1981. – 180 с.
2. Бекишев Г.А., Кратко М.И. *Элементарное введение в геометрическое программирование*. – М.: Наука, 1980. – 143 с.
3. Курлянд А.М., Райя С. *Об одном методе оптимизации тоннажа и скорости линейных судов // Методы та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць*. – Одеса: ОНМУ, 2002. – Вип. 4. – С.176-185.
4. Пашин В.М. *Оптимизация судов*. – Л.: Судостроение, 1983. – 296 с.
5. Нарусбаев А.А. *Введение в теорию обоснования проектных решений*. – Л.: Судостроение, 1976. – 223 с.
6. *Ходкость и управляемость судна / Под ред. В.Г.Павленко*. – М.: Транспорт, 1991. – 397 с.

Надійшла 17.01.05

## ВИДЫ ПЕРЕВОЗОК В ЛОГИСТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

*Рассмотрены известные классификации логистических систем. Определено отношение различных видов перевозок к уровням макро- и микрологистических систем с конкретизацией участия различных видов транспорта и территориальных ограничений.*

**Ключевые слова:** макрологистическая, микрологистическая система, унимодальные, комбинированные, интермодальные, мультимодальные перевозки.

**Актуальность проблемы.** Повышенное внимание в последнее время к вопросам доставки товаров объясняется сокращением длительности процессов торговли, увеличением стоимости хранения и необходимостью ускорения реакции на потребительский спрос. Одним из путей повышения эффективности доставки товаров является оптимизация проектирования систем доставки.

Анализ мирового и отечественного опыта решения этой проблемы показал недостаток научно обоснованных методов проектирования доставки товаров, отвечающих современным требованиям и опирающихся в своей основе на системный подход. Это обстоятельство вынуждает экспедиторов принимать субъективные решения по организации доставки без учета взаимодействия многочисленных факторов, что в целом приводит к снижению эффективности процесса физического распределения товаров. В связи с этим интерес представляет разработка методов проектирования систем доставки грузов на основе принципов логистики.

Методы проектирования транспортной логистической системы должны непосредственно отображать те факторы, которые являются определяющими для эффективного функционирования будущей системы. Решение такого вопроса, прежде всего, зависит от вида логистической системы, а также возможности организации того или иного вида перевозок в ее составе.

**Анализ известных публикаций.** В настоящее время научная литература по рассматриваемой проблеме представлена как трудами общетеоретического характера [1-13], так и исследованиями, касающимися особенностей организационных форм перевозок в составе логистических систем [14-18]. Следует отметить, что в работах

отечественных и зарубежных ученых, посвященных теоретическим аспектам логистики, используются различные классификации логистических систем. Устоявшаяся терминология в обозначении видов перевозок отсутствует, на что, в частности, указано в [16].

**Целью настоящей статьи** является классификационное обобщение известных логистических систем и выявление возможностей организации различных видов перевозок в их составе.

**Основной материал исследования.** В [1. С.88; 2. С.90; 3. С.119] логистические системы подразделяются на макрологистические и микрологистические. Макрологистическая система – это крупная система управления материальными потоками, охватывающая предприятия и организации промышленности, посреднические, торговые и транспортные организации различных ведомств, расположенных в разных регионах страны или в разных странах. Макрологистическая система представляет собой определенную инфраструктуру экономики региона, страны или группы стран.

При формировании макрологистической системы, охватывающей разные страны, как правило, возникают трудности, связанные с правовыми и экономическими особенностями международных экономических отношений, с неодинаковыми условиями поставки товаров, различиями в транспортном законодательстве стран, а также ряд других барьеров. Формирование макрологистических систем в межгосударственных программах требует создания единого экономического пространства, единого рынка без внутренних границ, таможенных препятствий транспортировке товаров, капиталов, информации, трудовых ресурсов.

Микрологистические системы являются подсистемами, структурными составляющими макрологистических систем. К ним относят различные производственные и торговые предприятия, территориально-производственные комплексы. Микрологистические системы представляют собой класс внутривыпускных логистических систем, в состав которых входят технологически связанные производства, объединенные единой инфраструктурой.

В рамках макрологистики связи между отдельными микрологистическими системами устанавливаются на базе товарно-денежных отношений. Внутри микрологистической системы также функционируют подсистемы. Однако основа их взаимодействия бестоварная. Это – отдельные подразделения внутри фирмы, объединения, либо другой хозяйственной системы, работающие на единый экономический результат.

Выделяются три вида логистических систем: логистические системы с прямыми связями, гибкие и эшелонированные.

В логистических системах с прямыми связями материальный поток проходит непосредственно от производителя продукции к ее потребителю, минуя посредников. В эшелонированных логистических системах на пути материального потока есть хотя бы один посредник.

В гибких логистических системах движение материального потока от производителя продукции к ее потребителю может осуществляться как напрямую, так и через посредников.

Микрологистические системы относятся, как правило, к определенной организации бизнеса, например, к фирме-производителю товара и предназначены для управления и оптимизации материальных и, связанных с ними, потоков (информационных, финансовых) в процессе производства и (или) снабжения и сбыта. Соответственно различают внутренние (внутрипроизводственные), внешние и интегрированные микрологистические системы.

Внутрипроизводственные логистические системы оптимизируют управление материальными потоками в пределах технологического цикла производства продукции. Если задана программа выпуска готовой продукции (производственное расписание), то основными задачами внутрипроизводственной логистической системы являются: эффективное использование материальных ресурсов; уменьшение запасов материальных ресурсов и незавершенного производства; ускорение оборачиваемости оборотного капитала фирмы; уменьшение длительности производственного периода; контроль и управление уровнем запасов материальных ресурсов, незавершенного производства и готовой продукции в складской системе фирмы-производителя; оптимизация работы технологического (промышленного) транспорта. Критериями оптимальности функционирования внутрипроизводственных логистических систем обычно являются минимизация себестоимости продукции и минимизация длительности производственного периода при обеспечении заданного уровня качества готовой продукции. Микрологистические внутрипроизводственные системы могут быть детализированы до производственного (структурного) подразделения предприятия, например цеха, участка или отдельного рабочего места.

Внешние логистические системы решают задачи, связанные с управлением и оптимизацией материальных и сопутствующих потоков от их источников к пунктам назначения (конечного личного или производственного потребления) вне производственного технологического цикла. Таким образом, звеньями внешних логистических систем являются элементы снабженческих и распределительных сетей, выполняющие те или иные логистические операции по обеспечению движения потоков от поставщиков материальных ресурсов к производственным подразделениям фирмы-производителя и от ее складов готовой продукции к

конечным потребителям. Типичными задачами внешних логистических систем являются:

- рациональная организация движения материальных ресурсов и готовой продукции в товаропроводящих сетях;
- оптимизация затрат, связанных с логистическими операциями отдельных звеньев логистической системы, и общих затрат;
- сокращение времени доставки материальных ресурсов и готовой продукции и времени выполнения заказов потребителей;
- управление запасами материальных ресурсов и готовой продукции;
- обеспечение высокого уровня качества сервиса.

Логистический менеджмент в интегрированной логистической системе представляет собой такой управленческий подход к организации работы фирмы и ее логистических партнеров (посредников), который обеспечивает наиболее полный учет временных и пространственных факторов в процессах оптимизации управления материальными, финансовыми и информационными потоками для достижения стратегических и тактических целей фирмы на рынке. Определяющими для формирования интегрированных логистических систем являются концепции минимизации общих логистических издержек и управления качеством на всех этапах производственно-распределительного цикла. Как отмечено в [3. С.121], иногда внутрипроизводственные и внешние логистические системы рассматривают как подсистемы интегрированной логистической системы. Базисные логистические функции (снабжение, производство, сбыт) реализуются в зависимости от поставленных перед логистической системой целей и критериев оптимизации путем создания специальной организационно-функциональной структуры, которая включает в себя высший логистический менеджмент, осуществляющий координацию и интегрированное управление материальными (финансовыми, информационными) потоками, и множество звеньев логистической системы. Звеньями логистической системы могут быть как внутрифирменные подразделения (транспортные, производственные, складские, грузоперерабатывающие и т. п.), так и привлеченные предприятия, организации и учреждения (логистические посредники), выполняющие те или иные логистические операции и функции.

Выделение базисных и ключевых логистических функций привело к появлению внешних логистических систем физического распределения (дистрибьюции), снабжения (закупок) и др. Соответственно в зарубежной и отечественной литературе были предприняты попытки исследования подобных систем и их задач в рамках закупочной, распределительной,

сбытовой логистики [4. С.59]. Однако в полной мере концепция бизнес-логистики в современном понимании была реализована при появлении интегрированных логистических систем, синтез которых базировался на интегральной парадигме логистики. С таких позиций границы интегрированной микрологистической системы определяются производственно-распределительным (логистическим) циклом, включающим процессы закупки материальных ресурсов и организации снабжения, внутрипроизводственные логистические функции, логистические операции в распределительной системе, при организации продаж готовой продукции потребителям и послепродажном сервисе. Эти процессы, наряду с сопутствующими информационными и финансовыми потоками, образуют операционную функциональную логистическую среду, в которой интегрально взаимодействуют многочисленные внутрифирменные звенья логистической системы и логистические посредники.

Общая структура микрологистической системы может функционировать как интегрированная, внешняя или внутрипроизводственная логистическая система в зависимости от степени охвата базисных логистических функций и цели синтеза. Для достижения этой цели управляющие воздействия в микрологистической системе реализуются обычно на внутрифирменном уровне специальным отделом логистики или интегральным менеджером, принимающим решения и координирующим работу всех элементов системы.

Макрологистическая система создается на уровне территориального или административно-территориального образования для решения социально-экономических, экологических, военных и других задач. Назначением такой системы не является извлечение прибыли, хотя возможно достижение определенных корпоративных целей организации бизнеса. Макрологистические системы могут быть классифицированы по нескольким признакам. По признаку административно-территориального деления различают следующие виды логистических систем: районные, межрайонные, городские, областные и краевые, региональные, межрегиональные, республиканские, межреспубликанские.

По объектно-функциональному признаку могут быть выделены макрологистические системы для группы предприятий одной или нескольких отраслей, ведомственные, отраслевые, межведомственные (межотраслевые), торговые, военные, институциональные и т. п. В западной практике часто используется понятие глобальных макрологистических систем, к которым относят государственные (транснациональные) системы, формируемые на уровне страны в целом, межгосударственные (международные) системы, охватывающие несколько стран, и трансконтинентальные системы, создаваемые в пределах нескольких континентов.

В [9. С.30] данный вопрос определен следующим образом. Макрологистика решает вопросы, связанные с анализом рынка поставщиков и потребителей, выработкой общей концепции распределения, размещением складов на полигоне обслуживания, выборов вида транспорта и транспортных средств, организацией транспортного процесса, рациональных направлений материальных потоков, пунктов поставки сырья, материалов и полуфабрикатов, с выбором транзитной или складской схемы доставки товаров.

В работах, освещающих вопросы участия разных видов транспорта в организации перевозок, отсутствует терминологическое единство. По количеству видов транспорта, участвующих в доставке товаров, транспортные системы делятся на одновидовые (унимодальные) и многовидовые (мультимодальные или интермодальные) [4. С.186; 8. С.221].

Одновидовая система, несмотря на внешнюю простоту и широкое распространение, усложняется за счет эксплуатации транспортных средств различной грузоподъемности на этапах подбора грузов, формирования укрупненных отправок, особенно в условиях терминальной системы.

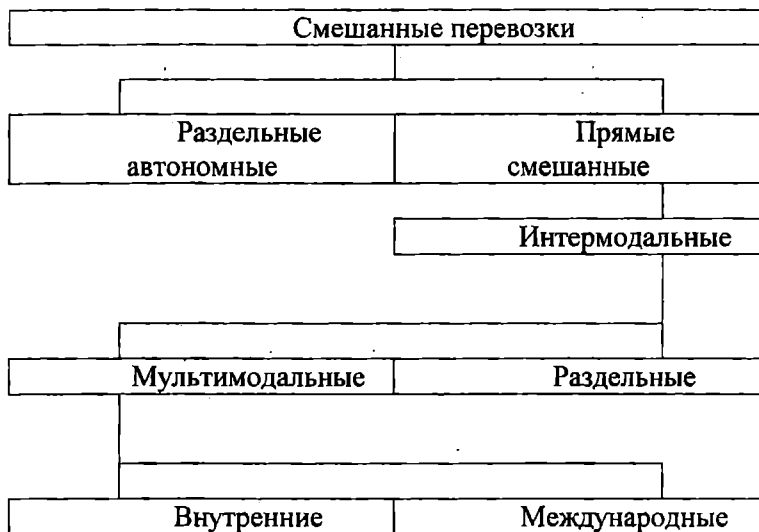
Интермодальная система является более сложным – особенно в международном сообщении – вариантом с точки зрения решения коммерческо-правовых, финансово-экономических, организационно-технических аспектов доставки и вопросов развития транспортной инфраструктуры.

Под интермодальной понимается система доставки грузов несколькими видами транспорта по единому перевозочному документу с их перегрузкой в пунктах перевалки с одного вида транспорта на другой без участия грузовладельца.

Известно также разделение смешанных перевозок на отдельные автономные и прямые смешанные [17. С.228]. Последние, в свою очередь, включают интермодальные отдельные и мультимодальные внутренние и международные (рис. 1).

Интермодальными перевозками считаются перевозки грузов несколькими видами транспорта с пункта отправления до пункта назначения по единственному транспортному документу. В этом случае один из перевозчиков или операторов организует весь процесс доставки груза, беря ответственность за часть перевозок, выполняемую им самим, или за всю перевозку в целом. В зависимости от условий разграничения ответственности за перевозку интермодальные перевозки бывают отдельными или мультимодальными. Интермодальные перевозки считаются отдельными, если каждый перевозчик несет ответственность лишь за ту часть перевозок, которую он выполняет сам. Мультимодальными являются





*Рис. 1. Классификация смешанных перевозок*

интермодальные перевозки, при выполнении которых перевозчик организует доставку груза и берет на себя ответственность за всю перевозку. Согласно Конвенции ООН относительно международных мультимодальных перевозок, международными мультимодальными перевозками называются перевозки грузов двумя или больше видами транспорта на основании договора мультимодальной перевозки из пункта отправления, где груз взят под ответственность оператора мультимодальной перевозки, к пункту назначения, расположенного в другой стране.

Обобщая вышеизложенное, можно отметить, что базовым основанием рассмотренных классификаций логистических систем является их отнесение к соответствующему уровню системы (макро- или микроуровень), а также практически идентичное определение соответствующих признаков, которым должна отвечать система того или иного уровня. Однако, на наш взгляд, наиболее полно данный вопрос представлен в [4. С.57,82]. Приняв данную классификацию за базовую, определим отношение различных видов перевозок к соответствующему уровню макро- или микрологистических систем, конкретизируя проявление признаков участия различных видов транспорта и территориальных ограничений (табл. 1). Следует отметить что, как и интермодальные, так и мультимодальные перевозки могут относиться одновременно к разным подуровням микро- и макрологистических систем (рис. 2). Подразумевая то, что в каждой системе высокого (макрологистического) уровня существуют системы более низкого уровня, кото-

рые в свою очередь также могут иерархично подразделяться на относительно более крупные или мелкие системы. Примерами использования базовых логистических систем на внутреннем и частично внешнем микрологистическом уровне могут служить такие системы, как: MRP, DRP, ЛТ, SCM.

Таблица 1

Виды перевозок

Группа	Вид	Участие различных видов транспорта	Территориальные ограничения
раздельные	униmodalные	один вид транспорта	межрайонные
смешанные	комбинированные	два и более видов транспорта	межрайонные, межрегиональные
	интерmodalные	два и более видов транспорта	межрегиональные
	мультиmodalные	два и более видов транспорта	межгосударственные, трансконтинентальные

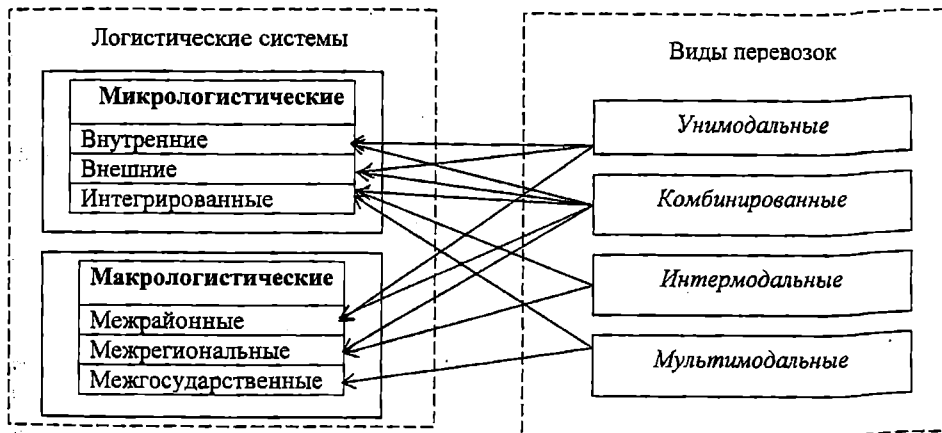


Рис. 2. Виды перевозок в логистических системах

Согласно [8. С.76], MRP (Material Requirement Planning) - система, суть которой заключается в сочетании высокой производительности и высокого качества; при этом повышение качества не влечет за собой увеличение производственных издержек. DRP (Distribution Requirement Planning) – это распространение логистической концепции MRP в каналы дистрибуции готовой продукции, функционирующие в условиях

неопределенности спроса. Система JIT (Just In Time) представляет собой производство и поставку деталей, комплектующих изделий к месту производственного потребления в требуемом количестве и в нужное время. Система SCM (Supply Chain Management) – управление логистической цепью, предусматривающее прогнозирование потребности в продукции транспорта, спроса на товары и изделия, выпускаемые фирмой, определение целесообразного состава звеньев логистической цепи.

**Выводы и перспективы дальнейших исследований.** Как видно, интермодальные и мультимодальные перевозки могут присутствовать в составе интегрированных систем, соответственно, межрегионального и межгосударственного уровней. Таким образом, факторами обязательными для рассмотрения в процессе проектирования и организации рационального функционирования систем такого уровня, являются:

- развитая в техническом и технологическом отношении инфраструктура для обеспечения перевозок (наличие крупных терминалов (логистических распределительных центров) с соответствующими мощностями и техническим обеспечением);
- наличие оператора перевозки, у которого есть все полномочия для логистического управления перевозкой на всех этапах перемещения груза;
- наличие у оператора собственного либо арендованного подвижного состава;
- нормативная база, обеспечивающая легитимность организации процесса транспортировки груза (договора с субподрядчиками, экспедиторами, агентами, таможенными брокерами, владельцами транспортных средств);
- налаженная сеть электронного обмена данными для регулирования, контроля, учета, анализа процесса перевозки, а также планирования будущих перевозок;
- наличие нескольких логистических цепей в логистическом канале, с целью возможного моделирования схем доставки груза, а также во избежание риска срыва перевозки из-за выхода из строя одного из звеньев логистической цепи;
- система контроля входящих и исходящих финансовых потоков;
- маркетинговое обеспечение деятельности логистической системы;
- система контроля (мониторинга) предоставляемого транспортно – логистического сервиса, с учетом качества услуг.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гаджинский А.М. Логистика. – М.: Маркетинг, 2000. – 375 с.
2. Гаджинский А.М. Логистика. – М.: Дашков и К, 2003. – 408 с.
3. Миротин Л.Б. Основы логистики. – М.: Инфра-М, 1999. – 200 с.
4. Миротин Л.Б. Логистика: управление в грузовых транспортно-логистических системах. – М.: Юрист, 2002. – 414 с.
5. Миротин Л.Б. Эффективность логистического управления. – М.: Экзамен, 2004. – 448 с.
6. Миротин Л.Б., Чубуков А.Б., Тышбаев Ы.Э. Логистическое администрирование. – М.: Экзамен, 2003. – 480 с.
7. Миротин Л.Б., Тышбаев Ы.Э. Системный анализ в логистике. – М.: Экзамен, 2004. – 480 с.
8. Гудков В.А., Миротин Л.Б., Ширяев С.А., Гудков Д.В. Основы логистики. – М.: Горячая линия, 2004. – 351 с.
9. Аникин Б.А. Логистика. – М.: Инфра-М, 2000. – 352 с.
10. Аникин Б.А. Аутсорсинг: Создание высокоэффективных и конкурентоспособных организаций. – М.: Инфра-М, 2003. – 187 с.
11. Бакаев А.А. Теоретические принципы логистики. – К.: КУЕТТ, 2003. – 429 с.
12. Саркисов С.В. Управление логистикой. – М.: Интел синтез, 2001. – 416 с.
13. Сергеев В.И. Логистика в бизнесе. – М.: ИНФРА – М., 2001. – 608 с.
14. Бакаев А.А. и др. Международные транспортные коридоры Украины: сети и моделирование. Т.1. – Киев: КУЕТТ, 2003. – 518 с.
15. Винников В.В. Логистика на водном транспорте. – Одесса: Феникс, 2004. – 222 с.
16. Морозова И.В. Моделирование смешанных перевозок // Вісник Одеського державного морського університету: Зб. наук. праць. Вип.7. – Одеса: ОДМУ, 2001 – С. 237-243.
17. Підлісний П.І. Ефективність управлінських рішень подальшого реформування приватизованих підприємств водного транспорту України. – К.: Наукова думка, 2003. – 343 с.
18. Карпенко О.О. Теоретичні основи формування тарифу на змішанні перевезення вантажів // Розвиток методів управління та господарювання на транспорті: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2004. – Вип.20. – С. 125 -137.

Надійшла 08.02.05

**УПРАВЛЕНИЕ ПРОЕКТОМ ЛИКВИДАЦИИ ПРУДОВ  
ПРОМЫВочно-ПРОПАРочной СТАНЦИИ  
ОДЕССА-СОРТИРОВОЧНАЯ**

*В статье рассматривается процесс управления проектом ликвидации технологических прудов на промывочно-пропарочной станции Одесса-Сортировочная. В результате установлена оптимальная последовательность производства работ.*

*Ключевые слова: управление, пруды, технология.*

Проект ликвидации прудов-накопителей и пруда-испарителя на промывочно-пропарочной станции Одесса-Сортировочная реализует основные направления обеспечения экологической безопасности и восстановления экологического равновесия в соответствии с протоколом межведомственного совещания по выполнению поручения Президента Украины и постановления Одесского горсовета «О комплексе мероприятий по улучшению экологического состояния микрорайона «Лузановский». Решение о прекращении промывочно-пропарочных работ на станции Одесса-Сортировочная и ликвидации прудов-накопителей и пруда-испарителя было принято в 2000 году.

Промывочно-пропарочная станция (ППС) Одесской железной дороги была построена в 1937 году. Более 60 лет на ППС выполнялись работы по подготовке железнодорожных цистерн к ремонту и промывке цистерн под налив нефтепродуктов, масел животного и растительного происхождения, пищевых продуктов и жиров.

Стоки после пропарки и промывки цистерн направлялись в 4 пруда-накопителя с общей площадью 7700 м<sup>2</sup>, где в результате отстаивания происходило отделение легких фракций нефтепродуктов. Ориентировочный объем скопившихся в них к моменту реализации проекта нефтеотходов в виде водомазутной смеси-эмульсии типа «вода в нефти» с содержанием воды в пределах 45-50% составляет приблизительно 10 тыс. м<sup>3</sup>. Ориентировочный объем твердых донных отложений (ТДО), представляющих собой смесь тяжелых нефтеостатков с песком и другими включениями составляет порядка 2-3 тыс. м<sup>3</sup>.

Частично осветленная вода из прудов-накопителей должна была поступать в пруд-испаритель, имеющий зеркало испарения 35 тыс. м<sup>2</sup>. На момент проведения обследования было установлено, что в пруде-испарителе послойно находится также значительное количество нефтеостатков.

«Верхний слой» представляет собой нефтесодержащую воду с содержанием нефти до 1% и толщиной слоя от 0,5 м до 1,0 м.

«Средний слой» – водомазутная смесь толщиной 0,5 – 0,6 м и общим объемом порядка 20 тыс. м<sup>3</sup>. В летний период времени нефтепродукты из этого слоя частично переходили в верхний пласт.

«Нижний слой» - твердые донные отложения толщиной 0,25 – 0,3 м и объемом 8-9 тыс. м<sup>3</sup>

Ликвидация прудов-накопителей и пруда-испарителя является сложной экологической и инженерной задачей. Мировая практика ликвидации подобных объектов, создающих крупномасштабные загрязнения, опирается на технологии сбора, вывоза, утилизации и захоронения нефтесодержащих отходов. Для условий Одессы такие подходы не являются приемлемыми, так как извлечение, перегрузка и утилизация отходов приведут к значительным выбросам в атмосферу загрязняющих веществ и связаны с необходимостью создания специального полигона для их захоронения.

Технология проведения работ должна обеспечить конечную цель – ликвидацию опасного очага загрязнения с минимальным ущербом для окружающей среды.

В состав основных работ по ликвидации прудов-накопителей включены:

- откачка водомазутной смеси;
- проведение биотехнологических мероприятий по обезвреживанию ТДО.

В состав основных работ по ликвидации пруда-испарителя входят:

- разбивка пруда на отдельные участки (карты) путем отсыпки искусственных дамб из водонепроницаемого грунта;
- откачка «верхнего слоя» - нефтесодержащей воды с последующей ее очисткой и сбросом в горканыализацию;
- откачка «среднего слоя» - водомазутной смеси;
- проведение биотехнологических мероприятий по обезвреживанию ТДО.

Срок реализации проекта – 4 года.

Данные, приведенные в табл.1, позволяют определить количество загрязняющих веществ, поступающих в атмосферу при испарении с поверхности прудов-накопителей и пруда-испарителя.

По данным [1] часовой  $\Pi_{\text{час}}$ , кг/ч валовой выброс веществ с поверхности прудов-накопителей (сооружений механической очистки) рассчитываются по формуле

$$\Pi_{\text{час}} = F * q * k,$$

где  $F$  - площадь открытого пространства, м<sup>2</sup>;

$q$  - удельный выброс загрязняющих веществ с поверхности очистного объекта механической очистки, принимается по [1],  
 $q = 0,02 \text{ кг/м}^2 \text{ ч}$ ;

$k$  - коэффициент, зависящий от степени укрытия поверхности, принимается по [1], для открытых поверхностей прудов  $k=1$ .

### Характеристика выбрасываемых загрязняющих веществ

Таблица 1

Вещество	Класс опасности	ПДК <sub>м.р</sub> в воздухе населенных мест, мг/м <sup>3</sup>	ПДК <sub>с.с.</sub> в воздухе населенных мест, мг/м <sup>3</sup>	Содержание в парах нефтепродуктов, %
Углеводороды предельные	4	1,0	1,0	86,31
Углеводороды непредельные	4	1,0	1,0	3,5
Бензол	2	1,5	0,8	2,88
Толуол	3	0,6	0,6	3,6
Ксилол	3	0,2	0,2	2,8
Фенол	2	0,01	0,01	0,05
Сероводород	2	0,008	0,008	0,86

Для пересчета в годовой выброс  $P_{год}$ , т/год следует применить формулу

$$P_{год} = \frac{P_{час} \cdot 365 \cdot 24}{1000}$$

Количество выделяемых в атмосферу отдельных вредных веществ определяется по долевого содержанию каждого компонента (табл.1).

Подобным образом рассчитываются поступления вредных веществ в атмосферный воздух и с поверхности пруда-испарителя или отдельных его участков. Отличие состоит только в том, что доля нефтесодержащих примесей составляет 1%, т.к. отходы промывочно-пропарочного производства находятся под слоем воды высотой от 0,5 м до 1 м [1].

Существующие суммарные выбросы в атмосферу, рассчитанные по приведенным выше зависимостям, составляют 128,77 т/год, в том числе, от прудов-накопителей - 67,45 т/год и пруда-испарителя - 61,32 т/год.

Оценим, как увеличится количество вредных выбросов при обработке одной карты пруда-испарителя. Примем, что деление пруда выполняется на 22 равные части. В этом случае площадь одного участка будет равна 1600 м<sup>2</sup>, а выброс при вскрытии такого участка в результате удаления слоя воды состав-

вит 1,6 кг/ч против 0,32 кг/ч без вскрытия. В то же время выброс каждого из 4 прудов-накопителей равен 1,925 кг/ч.

На рис.1 а показано изменение количества вредных испарений, если вначале проводятся работы по ликвидации пруда-испарителя. Этот вариант выполнения работ приводит к увеличению объемов выбросов по сравнению с существующим положением. И только при работе на 6 участке будет достигнуто существующее положение. Далее, при работе на 7 и последующих участках, будет происходить уменьшение общего количества выбросов.

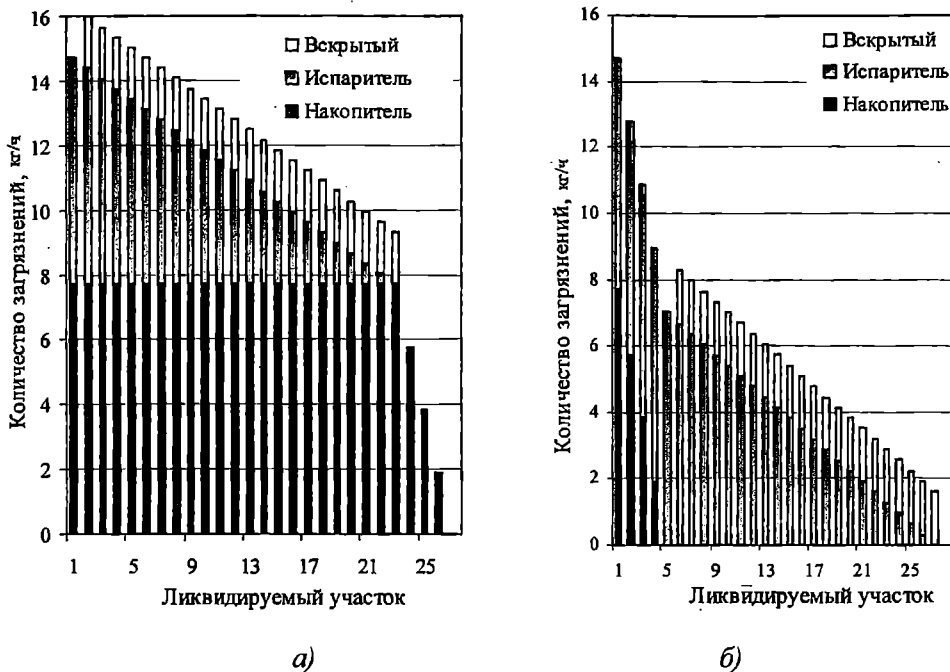


Рис. 1. Выбросы в атмосферу при разном порядке проведения работ:  
 а) пруд-испаритель затем пруды-накопители;  
 б) пруды-накопители затем пруд-испаритель

Из приведенных результатов следует, что вначале необходимо ликвидировать пруды-накопители (рис.1 б), которые представляют собой поверхность, активно испаряющую нефтесодержащие примеси. И только после этого приступить к ликвидации пруда-испарителя, т.к. при откачке верхнего слоя воды будет происходить открытие поверхности активно испаряющей нефтесодержащие примеси.

Второй вариант производства работ, когда вначале ликвидируются пруды-накопители, а затем пруд-испаритель является более эффективным (рис.1 б). Этот вариант производства работ принят в проекте организации работ.



## **Литература**

1. *Сборник методик по расчету выбросов в атмосферу загрязняющих веществ различными производствами. Л.: Гидрометеиздат, 1986. С.86.*

Надійшла 18.01.05

## ОСНОВЫ РАСЧЕТНО-ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ КОРПУСОВ СУДОВ

*Обеспечение эффективной эксплуатации судов в течение жизненного цикла требует создания расчетно-инструментальной системы контроля и организации нагрузок и несущей способности корпусов судов. Теоретические основы такой системы рассмотрены в статье.*

*Ключевые слова:* расчетно-экспериментальная система, контроль, оптимизация нагрузок.

Влияние условий и особенностей эксплуатации на эффективность судна в течение всего жизненного цикла является определяющим, т.к. именно на этой стадии практически реализуются, или не реализуются заложенные при проектировании и строительстве решения. Безопасная и рентабельная эксплуатация является целью создания, как в целом судна, так и его корпуса.

Основные задачи обеспечения надежности и безопасности при эксплуатации корпусов судов состоят в адекватной оценке его фактического состояния, контроле и оптимизации прочностных технических решений, а также в мониторинге принятых решений. Принципиально важным инструментом управления надежностью и безопасностью является **расчетно-инструментальная** (гибридная) система контроля и оптимизации нагрузок и несущей способности корпусов судов, развитию теоретических основ которой **посвящена данная статья**.

Исходя из определения надежности корпуса как свойства конструкции сохранять значения своих основных параметров в пределах, соответствующих заданным режимам и условиям эксплуатации, задачу контроля загрузки судна можно определить как задачу фактического обеспечения в процессе эксплуатации заданных при проектировании и в нормах условий и допущений.

В состав нагрузки, действующей на конструкции корпуса судна, входят различные по своей природе и вкладу составляющие. Обширные натурные исследования и анализ полученной информации позволили

установить статистические закономерности изменения волновых и ударных нагрузок. В рамках действующих нормативов для каждого построенного судна неограниченного района плавания эти нагрузки учтены при определении допускаемых величин на тихой воде и для судовых систем контроля загрузки являются постоянными. Для судов ограниченных районов плавания (СОРП), у которых вероятность превышения заданных ограничений по ветру и волнению вполне реальна вследствие ошибок прогноза или навигационных просчетов, такую постановку следует рассмотреть более широко. Принято, что контролю подлежит изгиб корпуса на тихой воде, в основном, обусловленный силами веса и поддержания. При этом, как показала практика, для морских судов данное условие является достаточным для контроля надежности, для СОРП – лишь необходимым. Наибольшее влияние оказывают такие составляющие дедвейта как величина и распределение груза, запасов и балласта по длине. Традиционно считалось, что ведущую роль при этом играют груз и балласт, однако, опыт эксплуатации СОРП показывает недостаточность такого подхода.

В процессе эксплуатации нагрузки на корпуса судов на тихой воде могут изменяться в широких пределах за счет расходования запасов в рейсе и на стоянке, при грузовых операциях, при приеме и откатке балласта, частичной догрузке и разгрузке в промежуточных портах захода.

Возможными источниками значительных изменений нагрузки на корпус могут быть плохо организованные грузовые и балластные операции, так как в практике принято контролировать лишь окончательные распределения нагрузок, иногда - этапы, но не весь процесс.

Необходимость и основные положения контроля загрузки и напряженного состояния корпусов регламентируются международными нормативными документами и правилами классификации и постройки судов классификационных обществ (КО).

Следует учитывать, что на стадии проектирования нельзя учесть все реально возможные в эксплуатации случаи нагрузки, как это требуется правилами КО.

Недостаточное отражение в правилах постройки КО опыта эксплуатации судов некоторых типов (навалочные суда, крупнотоннажные танкеры, СОРП); частичное использование вместимости (грузоподъемности) из-за ограниченных проходных осадок в реках, каналах, портах и условий фрахта; наличие нескольких портов захода; уменьшение времени грузовых операций при росте количества и видов перемещаемых грузов; линейные перевозки; перевозки нестандартных грузов;

уменьшение резервов прочности при переходе на ремонт корпусов по фактическому состоянию – вот перечень основных причин, обуславливающих необходимость контроля прочности при эксплуатации практически всех транспортных судов.

Принципиальную роль играют средства контроля загрузки для обеспечения безопасности СОРП. Все вопросы, рассматривавшиеся ранее в отношении к ним, касались проектной стадии. Однако, не следует забывать, что при создании подобных судов мы закладываем вполне конкретные ограничения и допущения по их эксплуатации. Эти ограничения и допущения обязательно должны быть отражены в эксплуатационной документации и учтены при разработке систем контроля.

Ограниченность прочности должна неизбежно повлечь за собой контроль усилий и безусловное выполнение соответствующих эксплуатационных ограничений.

Анализ существующих проектов СОРП позволяет сделать вывод, что расчетных сечений для контроля прочности должно быть не менее двух: по миделю и в районе перехода грузовой зоны в надстройку, где нагрузки еще достаточно велики, а площади продольных связей начинают уменьшаться.

Ниже приведены основные выводы и результаты этих исследований, полученные на основании анализа более 50 проектов СОРП:

1. Ранее принятый для морских судов подход к назначению допускаемых изгибающих моментов во время грузовых операций  $[M_{ТВ}^П]$  пропорционально соответствующим величинам для моря  $[M_{ТВ}]$  ( $[M_{ТВ}^П] = 1,5 \cdot [M_{ТВ}]$ ), для СОРП содержит ошибку в опасную сторону.

Для них определение  $[M_{ТВ}^П]$  следует выполнять по формулам  $[M_{ТВ}^П] = \frac{0,175 \cdot W}{\eta} - M_B^{\max}$  где величина волнового изгибающего момента

$M_B^{\max}$  определяется по Правилам РС [14] в отсутствии данных по предполагаемым условиям портов, как для судов III ограниченного района плавания;  $W$  – момент сопротивления поперечного сечения корпуса СОРП.

Для условий погрузки (выгрузки) в заранее известных портах, когда определены фактически возникающие высоты волн 3% обеспеченности  $h_{3\%}$ , расчеты можно выполнять по формуле

$$M_B^{\max}(h_{3\%}) = 4,5 \cdot h_{3\%} \cdot K_B \cdot B \cdot L^2 \cdot 0,13 = 0,59 \cdot h_{3\%} \cdot K_B \cdot B \cdot L^2,$$

где  $K_B$  – максимальное значение амплитудно-частотной характеристики для  $M_B$  согласно [13],  $L, B$  – длина и ширина судна. При этом максимальное значение  $M_B^{\max}(h_{3\%})$  принято равным 4.5 стандартам волнового изгибаю-

щего момента  $\sigma_m^{\max}(h_{3\%})$  на стационарном 3-х мерном волнении с высотой волны  $h_{3\%}$  и средним периодом  $T_{CP}(L)$ , где

$$\sigma_m^{\max}(h_{3\%}) = h_{3\%} \cdot K_B \cdot B \cdot L^2 \cdot U \left( \varepsilon = \frac{T_{MB}^{\max}}{T_B^{CP}} \right). \text{ Коэффициент настройки } \varepsilon$$

изменяется в достаточно узких пределах  $\varepsilon \approx 1-1,1$ , который для судов с длинами  $L = 100-150$  м, соответствует максимуму функции  $U(\varepsilon) \approx 0,13$ .

2. Для каждой стадии грузовых операций необходимо определять распределение груза в трюмах, уровни балласта в танках, осадки на марках и  $M_{тв}$ , необходимые для контроля безопасности выбранной схемы погрузки/выгрузки в конкретных условиях (ветро-волновая обстановка, установленные сроки стоянки в порту и пр.).

3. Прогноз усилий на тихой воде и, особенно, осадок должны производиться с учетом гибкости корпуса.

4. Нагрузки на двойное дно должны быть контролироваться с учетом фактического противодействия. В частности, для многих СОРП приходится вводить не только максимально допускаемое давление на двойное дно, но и минимальное.

5. Подлежит контролю и прогнозу осадка носом, которая ограничивает ударные нагрузки в носовой оконечности судна и заливаемость.

Данные требования включены автором в нормативный документ РС «Методические указания...» [12].

Четырнадцатилетний опыт автора внедрения средств контроля загрузки показывает, что они являются не только требуемыми нормативными актами элементами системы управления судном, но и представляют собой важную составляющую морской культуры.

Структура модифицированной<sup>1</sup> программы «SHIP.03-06» [2, 3, 7] (расчетной судовой системы контроля прочности корпуса при эксплуатации и в аварийных ситуациях, имеющей возможность ввода

<sup>1</sup> Первая версия программы была разработана в 1986-1993 годах. В 1994 – 2000 годах программа была модифицирована с учетом требований к СОРП и навалочным судам в соответствии с унифицированными требованиями МАКО С1А.

информации с датчиков уровня и осадок), разработанной автором и внедренной на 190 судах, включая 38 СОРП, дана на рис. 1.

Наличие средств контроля воспринимается как признак современного подхода судовладельца к обеспечению безопасности на море, способ повышения эффективности действий экипажа, снижения риска, уменьшения воздействия человеческих ошибок, и как инструмент, упрощающий и ускоряющий сам процесс принятия решения по перевозке, размещению, порядку погрузки/выгрузки груза.

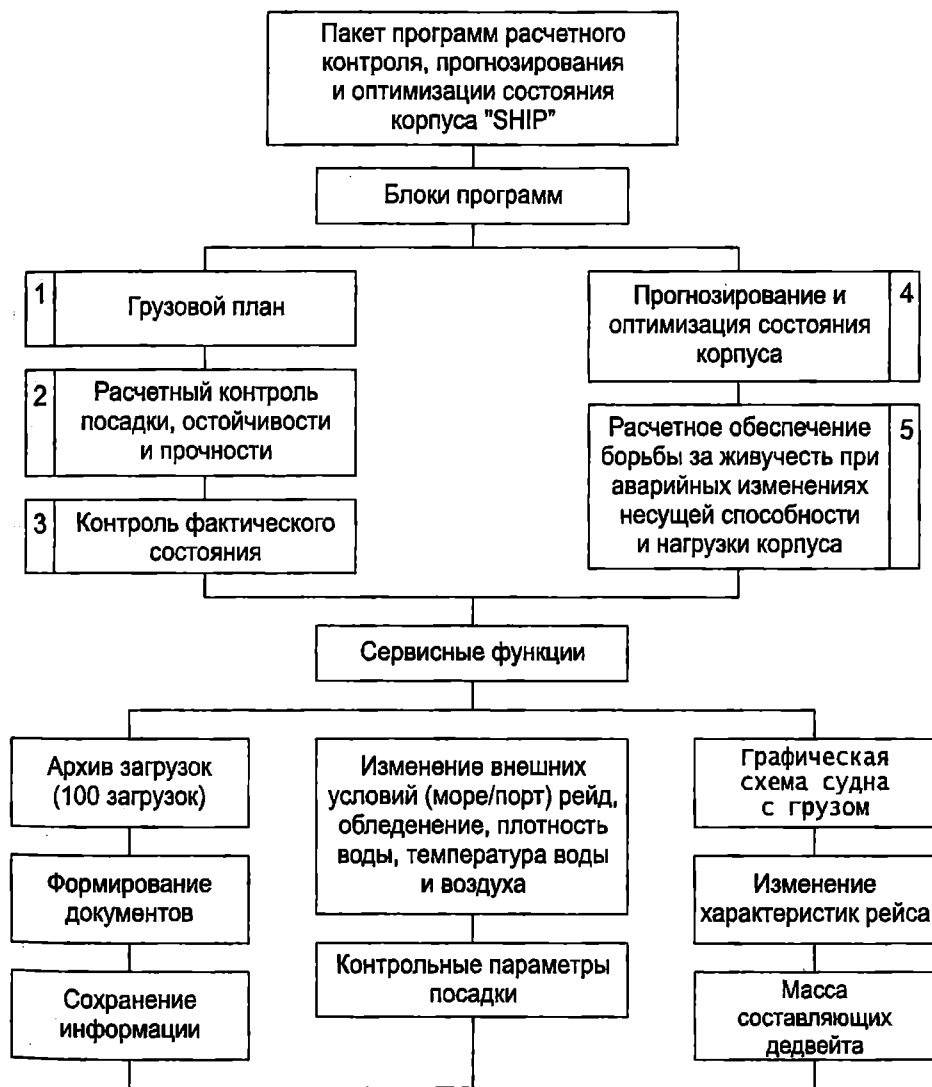


Рис. 1. Блок-схема пакета программ "SHIP"

Основной недостаток любых расчетов с применением бортового компьютера в том, что точность результатов полностью определяется и ограничивается точностью вводимых данных. Решить эту проблему можно за счет применения соответствующих инструментальных систем, включающих датчики для замеров уровней груза, осадок, напряжений и ускорений.

Первым примененным в эксплуатации инструментальным средством контроля загрузки судна была дистанционная система управления грузовыми операциями танкера «Samapta» (1957 год, Франция), позволявшая производить замеры уровней груза в танках. Такие же задачи решала внедренная в 1971 году отечественная система «Ильмень» комплекса автоматизации судовых систем «Залив», создавая тем самым базу для более точного расчета общей прочности судов.

Непосредственный инструментальный контроль напряженного состояния корпуса судна всегда представлял большой интерес для исследователей, но в практических целях стал использоваться недавно.

В 1956 году при подъеме линкора «Новороссийск» применялись для контроля напряженного состояния сильно поврежденного корпуса сельсинные тензометры [6]. В 1958 году на кафедре строительной механики ЛКИ под руководством проф. В.В. Козлякова разработали индуктивный большебазный тензометр. На его основе позднее был создан автодокмейстер, отличавшийся простотой и надежностью при эксплуатации, и переносной телетензометр для контроля прочности судов [8].

В 1967 году проф. А.А. Курдюмов в статье [9] предложил принципиальную схему прибора для статистического изучения изгибающих моментов, действующих на судно в море, который явился прообразом созданных сейчас инструментальных систем контроля прочности в шторм (см. табл. 1).

Следует иметь в виду, что полученная таким образом информация необходима не только для развития наших знаний о корпусе судна и действующих на грузках, но и для обеспечения оперативных действий штурмана в морских условиях на волнении, с целью минимизации усилий в конструкциях. Особенно это касается «запроектных» ситуаций, когда волнение превосходит установленные классом границы.

В дальнейшем основы инструментальных систем контроля прочности корпусов на тихой воде и в шторм развивались в работах отечественных и зарубежных исследователей [1, 3, 5, 7, 11, 15].

Примером действующей системы инструментального контроля напряженного состояния корпусов является система СПР-3М, разработанная специалистами Волжской академии водного транспорта [1] и примененная по инициативе капитана М.И. Калинина на группе судов типа «Волго-Дон».

*Системы инструментального контроля прочности*

Наименование прибора, фирма, страна, год	Контроль уровней	Удифферентовка	Прочность	Качка	Назначение
Танкер "Bilbao", Mitsumi Losen Япония			2 тензорезистора на миделе		Контроль при грузовых операциях
HWDAS, фирма EDO, Нидерланды			Тензорезисторы	Акселерометры	Контроль в шторм
"Кэл-Монитэ"		осадки, крен, дифферент			Исходные данные для расчета прочности
"Ведар", "Стратоник", Норвегия 1975 г.			Тензорезисторы на миделе	Аксельрометр на баке	Контроль в шторм
BSS-028, "Митсуи", Япония			Тензорезистор мостового типа на миделе		Контроль в шторм
Ship & Marine Data Systems Ltd, Великобритания	—	—	Тензометры	Акселерометр на баке	Контроль в шторм
Проект SO-3, Норвежский Веритас				Акселерометры (вертик. и гориз.)	Контроль в шторм
АСКОП, ЦНИИМФ, 1982 г.		осадки, крен* дифферент	Тензорезисторы на миделе		Контроль при грузовых операциях
Система CIMAS, Вяртсмя, Вийсмюлер, 1984-1988 гг.		осадки, крен, дифферент	Тензорезисторы	Акселерометры	Контроль при грузовых операциях и в шторм
Подсистема ICES фирмы Racal Marine Systems, Англия 1982 г.		осадки, крен, дифферент			Исходные данные для расчета прочности
NACOS-20, Kupp Atlas Elektronik, ФРГ		осадки, крен, дифферент			Исходные данные для расчета прочности
"Сефако", Франция			Тензорезисторы (два на миделе)	Акселерометры (три)	Контроль осталост. прочности
АСАН, Marine Data Systems, Англия, 1989 г.			Тензорезисторы		Контроль прочности при грузовых операциях
Приборы контроля БМП		крен, дифферент			Исходные данные для расчета прочности
Saab Marine Electronics, Швеция, 1990 г.	+	+			Исходные данные для расчета
MAS, IPH Process Automation, Дания, 1990 г.	+	+			Исходные данные для расчета прочности
ВМТ-Sea Tech, Великобритания			+	+	Контроль в шторм и при грузовых операциях
Concept Systems, Великобритания			+	+	Контроль в шторм
MCA Engineering, США			+	+	Контроль в шторм
Safety One, Норвегия			+	+	Контроль в шторм
SMS, США			+	+	Контроль в шторм
Ocean Systems, США			+	+	Контроль в шторм и при грузовых операциях
Stress Alert II, Strainstall, Великобритания			+	+	Контроль в шторм и при грузовых операциях



При замерах напряжений, как правило, не известны начальные условия. Величину напряжений для исходного состояния определяют на момент установки датчиков расчетным путем. После введения в эксплуатацию система должна учитывать любые изменения в напряженном состоянии контролируемой точки корпуса, происходящие в силу изменения нагрузки, а также термоэффекта, вибрации, волнения и прочих динамических составляющих, что требует наличия определенной схемы выделения напряжений на тихой воде.

В качестве средств измерения напряжений обычно применяют тензометры, позволяющие регистрировать весьма малые деформации. В большинстве тензометров приращение показания зависит от среднего значения деформаций вдоль базы.

Среди различных типов тензометров (механические, оптико-механические, электрические с тензорезисторами, индуктивные, сельсинные, струнные), отличающихся по своим характеристикам, чаще применяются электрические тензометры с тензорезисторами. Последние имеют ряд характерных ограничений по чувствительности, таких как ползучесть, дрейф нуля в течение длительного периода измерений без тарировки и влияние волновой вибрации.

Таким образом, даже применение точных методов выделения напряжений от изгиба на тихой воде не дает гарантии, что полученная величина и есть искомый изгибающий момент на тихой воде.

Бурное внедрение в последние годы средств автоматизации расчетов и контроля посадки, остойчивости, прочности позволяет говорить о вполне реальном переходе от эксплуатации корпуса судна как «черного ящика» к действительному знанию состояния корпуса судна.

Однако на пути полной реализации такой задачи стоит серьезная проблема, связанная с определением фактических масс и координат центра тяжести груза, принятого в то или иное помещение судна.

Еще более серьезными являются подобные проблемы в аварийных условиях при наличии пробоины. Все расчеты непотопляемости базируются на знании хотя бы примерных координат повреждения (района затопления). Но практика показывает, что, часто, это как раз и не известно.

Принципиально возможными являются инструментальные замеры следующих параметров: осадки носом  $d_H$ , кормой  $d_K$ , на миделе  $d$ ; угла крена  $\theta$ ; периода бортовой качки  $T$ ; нормальных напряжений в тех или иных сечениях  $\sigma$ ; касательных напряжений  $\tau$  и прогиба  $\bar{\omega}$ .

Необходимо определить массу  $P_i$  и координаты ЦТ  $X_i, Y_i, Z_i$  груза в  $i$ -м помещении, а также (для аварийных задач) величину потери

жесткости в поврежденном сечении  $\Delta I$ .

Пусть до приема данного груза  $d_{H0}, d_{K0}, d_0, \theta_0, T_0, \sigma_0, \tau_0, \omega_0$ , а после  $d_{H1}, d_{K1}, d_1, \theta_1, T_1, \sigma_1, \tau_1, \omega_1$ .

Тогда следует найти функции (или расчетные процедуры) вида

$$\begin{aligned} P_i &= f_P(d_{H1} - d_{H0}, d_{K1} - d_{K0}, \dots, \omega_1 - \omega_0); \\ X_i &= f_X(d_{H1} - d_{H0}, d_{K1} - d_{K0}, \dots, \omega_1 - \omega_0); \\ Y_i &= f_Y(d_{H1} - d_{H0}, d_{K1} - d_{K0}, \dots, \omega_1 - \omega_0); \\ Z_i &= f_Z(d_{H1} - d_{H0}, d_{K1} - d_{K0}, \dots, \omega_1 - \omega_0), \end{aligned}$$

а также для аварийных задач  $\Delta I = f_i(d_{H1} - d_{H0}, d_{K1} - d_{K0}, \dots, \omega_1 - \omega_0)$ .

При нахождении вышеназванных функций можно использовать линии влияния на осадки, прогибы, изгибающие моменты и перерезывающие силы, а также ряд иных зависимостей, включая дифференциальную формулу проф. П.Ф. Папковича, уточненные формы «капитанской» формулы и др. В аварийных случаях необходимо использовать предложенный проф. В.Г. Власовым метод «пробного» отсека.

В итоге составим избыточное в сравнении с числом неизвестных количество уравнений. На базе полученных решений оценить искомые параметры можно как

$$P_i = \sum_{j=1}^N K_j^P P_{ij}, X_i = \sum_{j=1}^N K_j^X X_{ij}, \dots, \Delta I = \sum_{j=1}^N K_j^i \Delta I_{ij},$$

где  $j$  – порядковый номер использованной формулы (процедуры);

$N$  – общее количество примененных зависимостей (процедур);

$P_{ij}, X_{ij}, \dots, \Delta I_{ij}$  – соответствующие величины, определенные  $j$ -м способом;

$K_j^P, K_j^X, \dots, K_j^i$  – коэффициенты достоверности определения соответствующей величины  $j$ -м способом.

Приведем примеры нахождения таких зависимостей для массы груза  $P_i$  и абсциссы этого груза  $X_i$ :

1. По изменению средней осадки  $\Delta d_{CP}$  в виде

$$P_i = 100q\Delta d_{CP},$$

где  $q$  – число тонн на 1 см осадки.

2. По изменению осадок носом и кормой в виде

$$X_i = \frac{[(\Delta d_H - \Delta d_K)/q + AX_F(\Delta d_H + \Delta d_K)]}{[A(\Delta d_H + \Delta d_K)]}, P_i = \frac{\Delta d_H}{[1/q + A(X_i - X_F)]},$$

где  $A = \frac{(0,5L - X_F)}{mL}$ ,  $m$  – момент, дифференцирующий на 1см;

$\Delta d_H$ ,  $\Delta d_K$  – изменение соответственно осадок носом и кормой, в см.

3. По изменению изгибающего момента в 2-х сечениях  $\Delta M_1$ ,  $\Delta M_2$

$$X_i = \frac{(\Delta M_2 B_1 - \Delta M_1 B_2)}{(\Delta M_1 C_2 - \Delta M_2 C_1)}, P_i = \frac{10\Delta M_1}{L(B_1 + C_1 X_i)},$$

где

$$B_1 = \bar{m}_1(X = 0),$$

$$B_2 = \bar{m}_2(X = 0),$$

$$C_1 = 2/L[\bar{m}_1(X = 0,5L) - \bar{m}_1(X = 0)],$$

$$C_2 = 2/L[\bar{m}_2(X = 0,5L) - \bar{m}_2(X = 0)],$$

$\bar{m}_1$  и  $\bar{m}_2$  – коэффициенты линий влияния на изгибающий момент соответственно в 1-м и во 2-м сечении от приема единичного груза в сечении  $X_i$ .

Следует иметь в виду, что в действительности измеряются не  $\Delta M_1$ ,  $\Delta M_2$ , а изменения нормальных напряжений  $\Delta \sigma_1$ ,  $\Delta \sigma_2$ . На величины последних могут повлиять изменения моментов сопротивления корпуса в данных сечениях в результате аварии. Таким образом, следует использовать те сечения, которые достаточно удалены от предполагаемого места повреждения.

4. По изменению прогиба в 2-х сечениях  $\Delta \omega_1$ ,  $\Delta \omega_2$

$$X_i = \frac{(\Delta\omega_2 B_1 - \Delta\omega_1 B_2)}{(\Delta\omega_2 C_2 - \Delta\omega_1 C_1)}, \quad P_i = \frac{10\Delta\omega_1}{L(B_1 + C_1 X_i)},$$

где  $B_1 = \bar{\omega}_1(X=0),$

$$B_2 = \bar{\omega}_2(X=0),$$

$$C_1 = 2/L[\bar{\omega}_1(X=0,5L) - \bar{\omega}_1(X=0)],$$

$$C_2 = 2/L[\bar{\omega}_2(X=0,5L) - \bar{\omega}_2(X=0)],$$

$\bar{\omega}_1$  и  $\bar{\omega}_2$  – коэффициенты линий влияния на прогиб соответственно в 1-м и во 2-м сечении от приема единичного груза в сечении  $X_j$ .

Оценив согласно (1) – (4) значения  $P_i$  и  $X_i$ , можно определить район повреждения (или, иными словами, возможные помещения, в которых может быть забортная вода).

Исходя из знания  $T_j$  (осадки в районе  $X_j$ ), можно определить возможные уровень затопления  $j$ -го помещения  $h_j$

$$h_j = T_j - h_{j0} \text{ при } h_j \leq h_{\max};$$

$$h_j = h_{\max} \text{ при } h_{\max} \leq T_j - h_{j0};$$

$$h_j = 0 \text{ при } h_j \leq h_{j0},$$

где  $h_{\max}$  и  $h_{j0}$  – отстояние от основной плоскости верха помещения и днища помещения.

Можно записать

$$P_i = \sum_{j=1}^N \gamma K_j V_j, \quad X_i = \sum_{j=1}^N \gamma K_j V_j \frac{X_j}{P_i},$$

где  $N$  – число помещений в районе затопления;

$K_j = 0$  – помещение не затоплено;

$K_j = 1$  – помещение затоплено;

$V_j = f(h_j)$  – зависимость объема помещения от уровня заполнения;

$\gamma$  – плотность забортной воды.

Результатом решения является выбор наиболее опасного из нескольких возможных наборов  $K_j$ , что позволяет предположить о том, какие помещения повреждены.

Такие же зависимости могут быть предложены для определения аппликаты ЦТ груза в помещении  $Z_i$ :

1. По ранее определенной массе и положению пробоины

$$Z_i = F\left(\sum_{i=1}^N P_i / \mu_i\right),$$

где  $F\left(\sum_{i=1}^N P_i / \mu_i\right)$  – зависимость аппликаты ЦТ от объема для данного помещения (группы помещений),

$\mu_i$  – плотность груза в  $i$ -ом помещении.

2. По периоду качки до аварии  $\tau_0$  и после нее  $\tau$ .

Определив метацентрическую высоту после аварии по соответствующей величине до аварии  $h_0$   $h = (\tau_0 / \tau)^2 h_0$  и зная аппликату метacentра  $Z_m = F(D_0 + P_i)$ , получаем

$$Z_i = \left\{ D_0 \left[ Z_m - \left( \frac{\tau_0}{\tau} \right)^2 (h_0 - Z_{G0}) \right] + P_i \left[ Z_m - \left( \frac{\tau_0}{\tau} \right)^2 h_0 \right] \right\} / P_i.$$

3. По углу крена после аварии  $\theta$  (при  $h > 0$ ).

По ранее определенной массе и положению пробоины  $P_i \cdot Y_i$

$$h = \frac{(P_i Y_i - D_0 Y_{G0})}{[(D_0 + P_i)\theta]} \text{ и } Z_i = \left\{ (Z_m - h)(D_0 + P_i) - D_0 Z_{G0} \right\} / P_i.$$

4. Определение  $Z_i$  после затопления «пробного» отсека по изменению угла крена  $\theta$  в виде

$$Z_i = [(Z_m - h)(D_0 + P_i) - D_0 Z_{G0}] / P_i, \text{ и } h = |E|h_0,$$

где  $|E| = |\theta_{TEOP} / (\theta_1 - \theta_2)|$ ;

$\theta_1$  – до затопления «пробного» отсека;

$\theta_2$  – после затопления «пробного» отсека;

$\theta_{TEOP}$  – расчетное изменение угла крена.

Изменение момента инерции поперечного сечения корпуса может быть представлено как функция изменения упругой линии.

При этом стрелки прогиба в  $i$ -м сечении представляют как

$$\omega_0 = \omega_{ИЗО} + \omega_{СДО} + \omega_{ТЕМПО} + \omega_{СТРО} \text{ (до аварии) и как}$$

$$\omega_1 = \omega_{ИЗ1} + \omega_{СД1} + \omega_{ТЕМП1} + \omega_{СТР1} + \omega_{АВАР1} \text{ (после аварии),}$$

где  $\omega_{ИЗ}$ ,  $\omega_{СД}$ ,  $\omega_{ТЕМП}$ ,  $\omega_{СТР}$  – составляющие прогиба соответственно от изгиба, сдвига, температурных напряжений и строительный прогиб;  $\omega_{АВАР}$  – составляющая прогиба от изменения сечения (уменьшения момента инерции).

Предполагается, что мы фиксируем упругие линии корпуса до и после аварии и находим изменения  $\omega = \omega_0 - \omega_1$ .

Учитывая, что  $\omega_{СТРО} = \omega_{СТР1}$ ,  $\omega_{ТЕМПО} = \omega_{ТЕМП1}$ , а также величины  $\omega_{СДО}$  и  $\omega_{СД1}$  относительно малы, имеем

$$\omega = \omega_{ИЗО} - \omega_{ИЗ1} - \omega_{АВАР} = \omega_{ИЗ} - \omega_{АВАР}.$$

$\omega_{ИЗ}$  можно определить либо с использованием линий влияния, либо полным построением упругой линии для абсолютно жесткого тела.

Таким образом, для  $i$ -го сечения имеем

$$\omega_{АВАРi} = \omega_{ИЗi} - \omega_i,$$

где  $\omega_{ИЗi}$  определяется расчетом, а  $\omega_i$  – замерами.

С учетом рис. 2 из [4] имеем

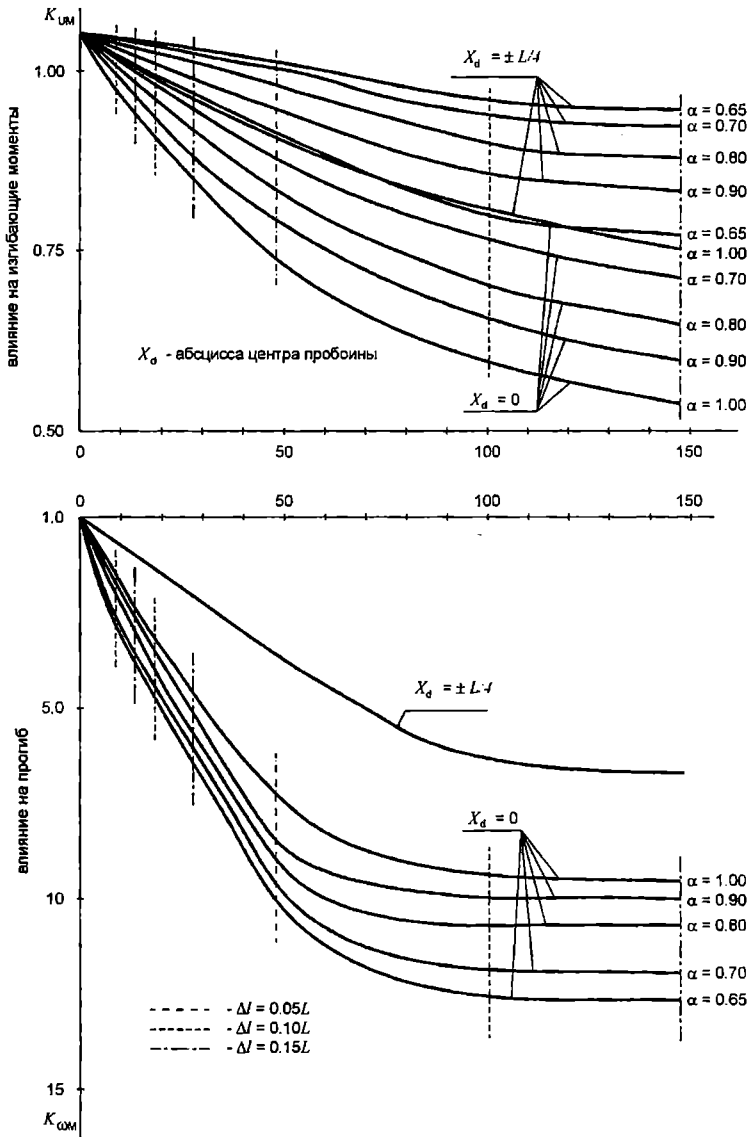


Рис. 2. Влияние характеристик пробоины на изгибающий момент и прогиб

$$\frac{\omega_{ИЗ}}{\omega_i} = K_1 \left( \frac{I_{ИСХ}}{I_{ОСТ}}, \frac{\Delta \ell}{L}, \alpha, X \right) K_2(U_0),$$

где  $I_{ИСХ}/I_{ОСТ}$  – степень потери жесткости;

- $\Delta\ell/L$  – относительная длина пробоины;  
 $X$  – относительное положение центра пробоины;  
 $U_0$  – коэффициент жесткости миделевого сечения в исходном состоянии;  
 $K_2(U_0)$  – коэффициент влияния жесткости на прогиб.

Отсюда

$$K_1 \left( \frac{I_{исх}}{I_{ост}}, \frac{\Delta\ell}{L}, \alpha, X \right) = \frac{\omega_{из}}{\omega_1 K_2}$$

Определив наблюдением  $\Delta\ell/L$ ,  $X$ , мы можем расчетом согласно методики [4] определить  $I_{исх}/I_{ост}$ .

Замеры положения упругой линии и напряжений в жестких связях для опытного определения жесткости и прочности корпусов судов в плавучем доке с помощью прецизионных нивелиров предложил использовать В.Ф. Лапинский [10] в 1964 г.

Для получения практической оценки момента сопротивления в поврежденном сечении судна при проведении аварийно-спасательных работ можно использовать идею проф. В.Г. Власова о «пробном» отсеке.

Действительно проводя первоначальные мероприятия по улучшению состояния судна путем спрямления и разгрузки и имея переносные телетензометры [8], можно по рассчитанному изменению изгибающего момента  $\Delta M$  и измеренному в процессе спрямления/разгрузки изменению нормальных напряжений  $\Delta\sigma$  определить момент сопротивления интересующего нас сечения  $W = \Delta M / \Delta\sigma$  с достаточной для принятия решения точностью. Накопленный в 1970-1990 годы кафедрой строительной механики корабля ОИИМФ опыт замеров фактических моментов сопротивления корпусов судов подтверждает практическую эффективность метода «пробных» отсеков.

**Вывод:** предлагаемые автором структура и расчетные зависимости могут быть основой для создания расчетно-инструментальной (гибридной) системы контроля и оптимизации нагрузок и несущей способности корпусов судов, в том при аварийных ситуациях. Рекомендуемая структура такой системы дана на рис. 3.





Рис. 3. Структура расчетно-инструментального комплекса

## ЛИТЕРАТУРА

1. Амельченко А.А., Бех Л.П., Гирин С.Н. Разработка и опыт использования системы непрерывного контроля напряжений корпуса судна в процессе эксплуатации // Труды НТК «Бубновские чтения». – СПб: ЦНИИ им акад. А.Н. Крылова, 1998. – С. 114-115.

2. Егоров Г.В. Автоматизированная система обеспечения безопасной эксплуатации корпусов судов, перевозящих навалочные грузы // Труды третьей междунар. НТК «300-лет РОССИЙСКОМУ ФЛОТУ» CRF-96. – СПб: СПбМГТУ, 1996. – Вып. 3, книга 2. – С. 46-57.
3. Егоров Г.В. Развитие требований к средствам контроля загрузки морских и смешанного плавания судов // Автоматизация судовых технических средств: Научн.–техн. сб. – Одесса: ОГМА, 2000. – Вып. 5. – С. 36-53.
4. Егоров Г.В. Изгиб сильноповрежденного корпуса судна // Судовозждение: Сб. научн. трудов ОГМА. – Вып. 2. – Одесса: Латстар, 2000. – С. 50-62.
5. Егоров Г.В., Петров Ю.І. Використання інструментального контролю морехідно-міцнісних характеристик корпусів суден при боротьбі за живучість // Підвищення бойової ефективності, обґрунтування тактичних та технічних характеристик систем озброєння та техніки Військово – морських Сил України: Зб. наук. праць. – Севастополь: СВМІ, 2001. – Вып. 2. – С. 94 – 97.
7. Ильин В.А., Козляков В.В., Репин С.И. Тензометрическая установка для контроля прочности плавучих доков / Труды ЛКИ. – Л., 1962. – Вып. XXXV. – С.18-22.
8. Козляков В.В., Егоров Г.В. Обоснование структуры расчетно-инструментального комплекса корпусной части «АСУ-СУДНО» // Эксплуатационная и конструктивная прочность судовых конструкций: Тез. докл. НТК «Бубновские чтения – 89». – Горький: Пполитехн. институт, 1989. – С. 53-54.
9. Козляков В.В., Финкель Г.Н., Хархурим И.Я. Проектирование доковых опорных устройств. – Л.: Судостроение. 1973. – 176 с.
10. Курдюмов А.А. О принципиальной схеме прибора для статического изучения изгибающих моментов, действующих на судно в море // Строительная механика, прочность конструкций и материалов; Тр. ЛКИ. – Л., 1969. – Вып. XLIX. – С. 47 – 53.
11. Латинский В.Ф. Опытное определение жесткости и прочности судов в плавучем доке // Сб. трудов НТО. – Л., 1964. – Вып. 55. – С. 98 - 106.

12. *Методические основы системы автоматизированного контроля прочности и мореходности судна / Д.М. Ростовцев, В.А. Бабцев, Г.В. Дубровская, О.Н. Рабинович и др. // Труды междунар. НТК «Проблемы прочности и эксплуатационной надежности судов» ПЭНС 99. – Владивосток: ДВГТУ, 1999. – С. 91-94.*
13. *Методические указания по разработке инструкций по загрузке, буклетов по перевозке не зерновых навалочных грузов и приборов контроля загрузки морских судов: Сб. нормативно-методических материалов РС. – СПб: РС, 2000. – Кн. 9. – 35 с.*
14. *Нормативно-методические указания по расчетам прочности морских судов: сборник нормативно-методических материалов РС. – СПб: РС, 2002. – Кн. 11. – 150 с.*
15. *Правила классификации и постройки судов: В 3 т. / РС. – СПб: РС, 2003. – Т. 1. – 471 с.*
16. *Slaughter S.B., Cheung M.C., Suchairski D., Cowper B. State of the Art in Hull Monitoring Systems. – Report No. SSC – 401. – Washington, Ship Structure Committee US Coast Guard, 1997. – 107 p.*

Надійшла 20.12.04

УДК 629.12.004-67

А.В.Шахов  
В.И.Чимшир

## ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ РЕМОНТА СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

*В статье предложена модель, позволяющая определить объёмы, сроки проведения и технологических ремонтных работ в сложных технических системах, направленная на достижение максимального эффекта пользователем системы.*

*Ключевые слова:* ремонтные работы, технические системы, пользователь.

Затраты на обслуживание и ремонт являются одним из важнейших эксплуатационных показателей любой технической системы. Для объектов с продолжительным жизненным циклом, к которым относятся судовые технические средства (СТС), величина затрат на ремонт в 8-10 раз превышает стоимость создания системы [1]. Для комплексного решения проблемы эффективного использования ремонтнопригодных технических систем в работе [2] предлагается взамен термина «стратегия ремонта» ввести термин «стратегия функционирования системы», как последовательность периодов ее безопасного функционирования, технического обслуживания и ремонта в течение принятого срока службы, направленная на достижение потребителем максимального эффекта.

В статье [3] представлена методика определения сроков проведения ремонтных работ, позволяющая рассчитать оптимальное время проведения ремонта и перечень ремонтируемых элементов. В качестве целевой функции оптимизации выступает прибыль, полученная от функционирования системы. К недостаткам данной методики следует отнести то, что она не позволяет выбрать оптимальную технологию ремонта СТС в условиях конкретного ремонтного предприятия. Все существующие алгоритмы выбора технологии ремонта считают себестоимость технологического процесса единственным критерием оптимизации [4]. Однако помимо затрат на реализацию технологического процесса немаловажным фактором является состояние отремонтированного агрегата, поскольку оно влияет и на эксплуатационные затраты (расход топлива, масла и пр.), и на промежуток времени функционирования системы до следующего ремонта. В настоящее время

разработан и внедрен ряд технологических процессов, обеспечивающих восстановление изношенных деталей практически с любой степенью изношенности. При этом эксплуатационные свойства рабочих поверхностей не снижаются, а во многих случаях даже повышаются.

Входными параметрами для решения задачи оптимизации технологического процесса ремонта являются результаты безразборного диагностирования и дефектации деталей и узлов механизма, которые могут обеспечить получение полной информации об объеме и характере предстоящих ремонтных работ. Для каждой детали можно рекомендовать множество способов восстановления, выбор которых зависит от многих факторов: эксплуатационных, конструктивно-технологических, экономических и т.д. Учесть все эти факторы и тем самым оценить и выбрать оптимальный для конкретных условий способ восстановления можно на основе рассмотрения сложной многовариантной задачи, требующей глубокого анализа системы. Один из вариантов ее решения представлен в работе Н.С. Молодцова [4]. При решении оптимизационных задач с большим количеством разноименных переменных Н.С. Молодцов предлагает использовать функцию Харрингтона, получившую в научно-технической литературе название функции желательности. Под «желательностью»  $d_i$  понимается тот или иной уровень показателя  $y_i$ , определяемого по значениям входных параметров. Применительно к методике оценки и выбора способа восстановления судовых механизмов предлагается следующая шкала желательности:

- $d=1.00$  – обеспечивает максимально возможный положительный эффект;
- $1.00 > d > 0.80$  – реально достигнутый уровень обеспечивающий наибольший положительный эффект;
- $0.80 > d > 0.60$  – допустимый и довольно высокий уровень для сравняемых способа восстановления деталей;
- $0.60 > d > 0.37$  – допустимый и достаточный уровень показателя;
- $0.37 > d > 0$  – реально достигнутый наихудший уровень показателя;
- $d=0$  – заведомо неприемлем для практической реализации в силу его неэффективности.

Посредством формулы

$$d_i = \exp[ -(e^{-y_i}) ]$$

определяется величина «желательности» использования данного технологического процесса.

Кривая «желательности» обладает такими свойствами, как непрерывность, гладкость. Кроме того, она хорошо передает тот факт, что в областях значений «желательности», близких к 0 или 1, «чувствитель-

ность» ее существенно ниже, чем в средней зоне. Все это, бесспорно, указывает на приемлемость данного метода.

Однако сложность заключается в определении значения  $u_i$  для каждого оцениваемого варианта восстановления. Автор не указывает методы определения показателей, входящие в  $u_i$ , и учитываемых при выборе оптимума.

Для решения такой задачи следует ввести комплексный критерий эксплуатационной оценки состояния ремонтпригодной технической системы. В качестве такого критерия может выступать параметр функционального состояния. Под функциональным состоянием (обобщенной характеристикой служебных свойств) системы понимается ее относительная способность и потенциальные возможности выполнять свои функции или заданный процесс в пределах допустимых отклонений по качеству и экономичности в течение оптимального срока ее службы при условии соблюдения оптимальной ремонтной стратегии.

Параметр функционального состояния системы, находящейся в сфере потребления, есть функция времени ее использования  $FS = f(t)$ , оно зависит от состояния отдельных элементов системы.

По изменению параметра функционального состояния в процессе эксплуатации элементы системы можно разделить на четыре группы: *несменяемые неремонтпригодные, сменяемые неремонтпригодные, несменяемые ремонтпригодные и сменяемые ремонтпригодные.*

*Несменяемые неремонтпригодные* это элементы, которые в течение всего срока эксплуатации по конструктивным или другим особенностям не могут быть заменены или восстановлены. Функциональное состояние таких элементов однородно, оно формируется только на предприятиях, производящих машины или конструктивные элементы. Примером тому могут быть всевозможные корпусные детали, которые обладают относительно большой массой и стоимостью, ремонт которых может быть нецелесообразен с экономической точки зрения.

Параметр функционального состояния *незаменяемых неремонтпригодных* элементов уменьшается в процессе эксплуатации, причем интенсивность снижения зависит от условий эксплуатации элемента. При отражении данного процесса в системе координат зависимости функционального состояния от времени зачастую используют один из законов распределения: нормальный, экспоненциальный, Вейбулла. Эффективность использования того или иного закона прямо пропорциональна количеству имеемой информации о закономерностях «износа» данного элемента. В случае отсутствия такой информации для прогнозирования изменения параметра функционального состояния возможно использование линейного закона распределения (см. рис.1)

На рис. 1:  $fs_0$  - функциональное состояние элемента в период начала его функционирования в системе,  $fs_T$  - функциональное состоя-

ние элемента по истечению временного промежутка  $T$ ,  $t_3$  – срок службы элемента.

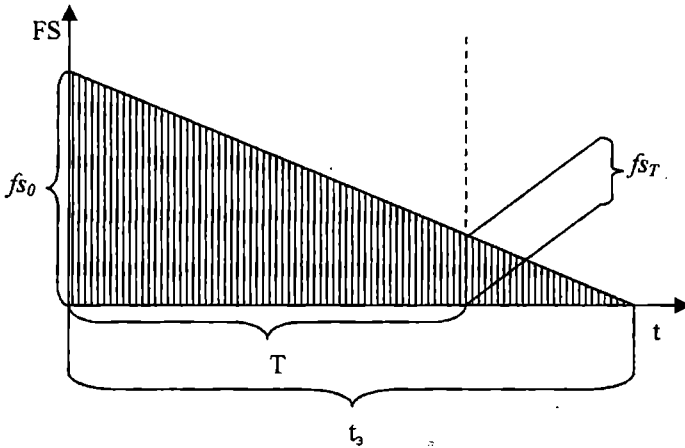


Рис. 1. Изменение параметра функционального состояния не подлежащего ремонту элемента

Для численного определения значения функционального состояния в момент времени  $T$  можно пользоваться формулой

$$fs_T = fs_0 \cdot \left(1 - \frac{T}{t_3}\right).$$

Сменяемые неремонтопригодные элементы - это элементы, по истечению срока эксплуатации которых производится замена аналогичными элементами. Такие элементы можно охарактеризовать относительно небольшой стоимостью, простотой конструкции (например: всевозможные крепежные элементы, прокладки, фильтры, вкладыши, поршневые кольца и т.д.)

Параметр функционального состояния таких элементов снижается до тех пор, пока не достигнет нулевого значения, затем происходит замена данного элемента на новый и процесс повторяется (рис.2).

Числовое значение параметра функционального состояния заменяемых неремонтопригодных элементов, в момент времени  $T$  вычисляется следующим образом

$$fs_T = fs_0 \cdot \left(1 - \frac{T - n \cdot t_3}{t_3}\right),$$

где  $n$  – количество сменных элементов к моменту времени  $T$ .

$$n = T/t_s$$

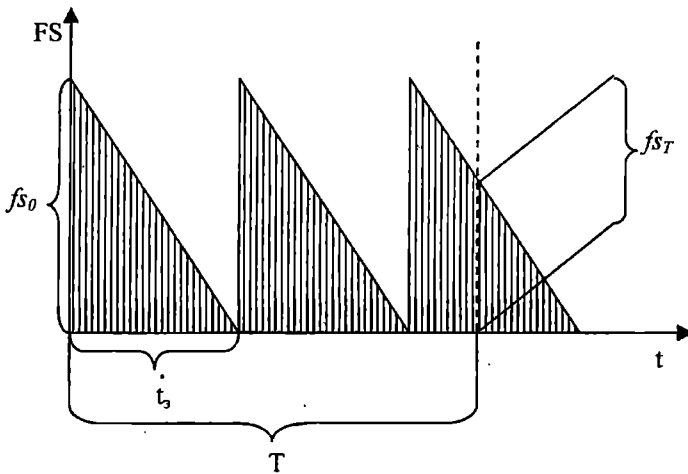


Рис.2. Изменение функционального состояния заменяемого неремонтируемого элемента за время эксплуатации  $T$

Несменяемые ремонтпригодные элементы 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 конструктивные элементы выбывают из процесса потребления вместе с системой.

Исходное значение параметра функционального состояния  $fs$  ремонтпригодных незменяемых элементов состоит из двух слагаемых: активного функционального состояния элемента  $fs_A$ , которое обеспечивает работоспособность элемента до его ремонта, и пассивного -  $fs_{II}$ , обеспечивающего его ремонтпригодность (рис. 3). Следовательно,

$$fs_0 = fs_A + fs_{II}$$

Пассивное функциональное состояние в начале эксплуатации элемента вычисляется по формуле

$$fs_{II} = fs_0 - \frac{2 \cdot fs_0}{k + 2},$$

где  $k$  — количество ремонтов.



Параметр функционального состояния элемента в любой момент времени можно вычислить по формуле

$$fs_T = fs_A \cdot \left(1 - \frac{T - n_p \cdot t_p}{t_p}\right) + fs_{II} \cdot \left(1 - \frac{n_p}{k}\right),$$

где  $n_p$  – количество проведенных ремонтов.

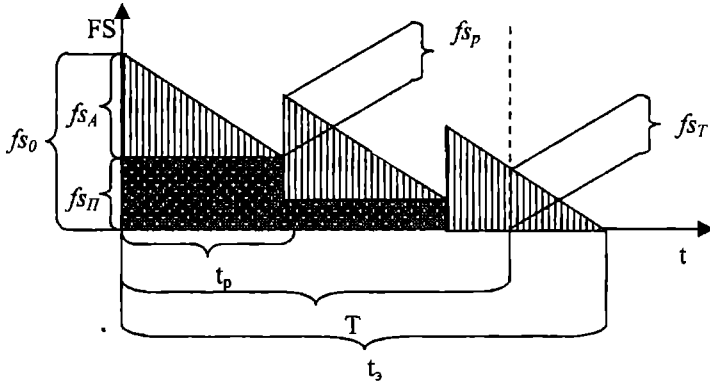


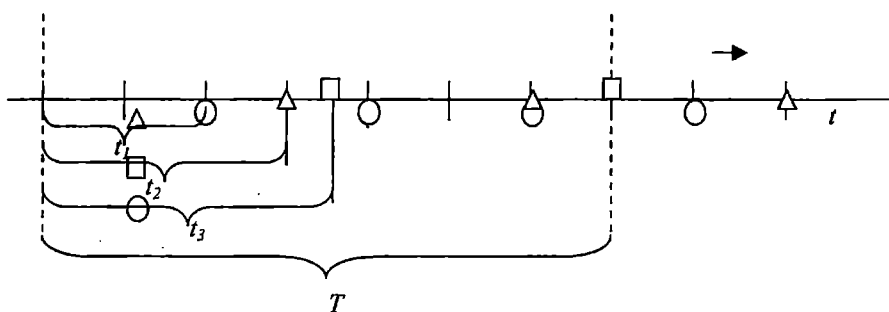
Рис.3. Изменение функционального состояния незаменимого ремонтируемого элемента за время эксплуатации  $T$

Простым является случай, когда конструктивный элемент имеет лишь один возможный вид дефекта 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.

В данной статье предлагается метод определения дефектов, устраняемых во время текущего ремонта, основанный на притягивании того или иного дефекта к полюсу – сроку проведения очередного ремонта.

Пусть ремонтпригодный элемент подвержен в процессе эксплуатации трем дефектам, которые наступают через сроки службы  $t_1$ ,  $t_2$  и  $t_3$  соответственно. Схема ремонтов такой системы при эксплуатации по первому варианту будет выглядеть так, как показано на рис. 1.

Из рис. 4 видно, что за период эксплуатации  $T$  элемент подвергается пяти ремонтам.



*Рис. 4. Схема жизненного цикла системы, состоящей из трех элементов*

- – время наступления дефекта № 1
- △ – время наступления дефекта № 2
- – время наступления дефекта № 3

Оптимизируем стратегию выполнения ремонта системы по Критерию максимизации эффекта в соответствии со следующим алгоритмом:

1) определяем время наступления ремонта по устранению первого дефекта – первый ремонтный полюс системы  $P_1$ . Область возможного притяжения ограничена следующим ремонтом данного элемента;

2) если перенос времени устранения следующего дефекта в точку  $P_1$  не увеличивает общее количество таких ремонтов за весь период функционирования системы, считаем, что время устранения такого дефекта находится в зоне абсолютного притяжения и передвигаем срок его устранения в полюс. Для этого из соотношения (1) определяем  $n_i$  – необходимое число ремонтов по устранению  $i$  – го дефекта за весь период эксплуатации при условии ремонта после полной выработки ресурса и  $nr_i$  – расчетное число ремонтов по устранению  $i$  – го дефекта за весь период эксплуатации при условии выполнения замены в момент  $P_1$ ;

$$n_i = \frac{T - T_{ij}}{t_i}; \quad nr_i = \frac{P_k - T_{ij}}{t_i}, \quad (1)$$

где  $T_{ij}$  – предполагаемое время проведения  $j$  – той работы по устранению  $i$  – го дефекта по критерию максимального использования ресурса;

$P_k$  – время  $k$  – того ремонта, который будет определен данным методом.

Если в результате деления в формуле (1) получаются целые числа,

то число восстановлений принимаем равным  $n_i - 1$ , а число наступлений  $i$ -тых дефектов за весь период функционирования  $n_i - 1$ . В противном случае принимаем количество  $i$ -тых элементов  $n_i$  и  $n_i$  соответственно.

3) если при переносе появляется необходимость в проведении дополнительного ремонта ( $n_{pi} > n_i$ ), то целесообразность перемещения данной ремонтной работы в полюс  $P_1$  определяется по знаку критерия притягивания  $K_{np}$

$$K_{np} = \frac{d}{Q_1} * T_{y.n.} - \sum \frac{q_i}{Q_1}, \quad (2)$$

где  $d$  – доход от функционирования системы за 1 день эксплуатации;

$Q_1$  – первоначальная стоимость системы;

$T_{y.n.}$  – условно-постоянная составляющая продолжительности ремонта, содержащая время на обязательные работы по всему комплексу: (останов, вывод из эксплуатации, испытания, пуск и пр.) и на типовой перечень работ по тем элементам, которые подлежат обязательному осмотру (диагностированию, дефектации);

$\sum \frac{q_i}{Q_1}$  – сумма отношений стоимости ремонтных работ в исследуемый момент времени к начальной стоимости системы.

Если коэффициент притягивания оказывается положительным, то данная ремонтная работа окажется в зоне относительного притягивания к полюсу, и устранение этих дефектов производится в момент  $P_1$ :

В противном случае время наступления данного дефекта становится новым ремонтным полюсом  $P_2$ .

Для рассматриваемого случая:

- время устранения дефекта №1 через время  $t_1$  становится полюсом  $P_1$ ;

- время наступления дефекта №2 находится в области абсолютного притяжения и притягивается к полюсу  $P_1$ ;

- элемент №3 находится в области относительного притяжения, и поэтому его притяжение находится под вопросом. Если допустить, что значение  $K_{np}$  положительно, то элемент №3 тоже притягивается к полюсу  $P_1$ . В результате получается следующая картина (рис.5).

Второй и последующие полюсы ремонта определяются аналогично. Общая схема выполнения ремонтных работ представлена на рис. 6.

*Сменяемые ремонтпригодные* элементы являются общим случаем всех вышерассмотренных элементов. Данная группа элементов в процессе эксплуатации системы могут подвергаться как восстановлению, так и при необходимости замене.

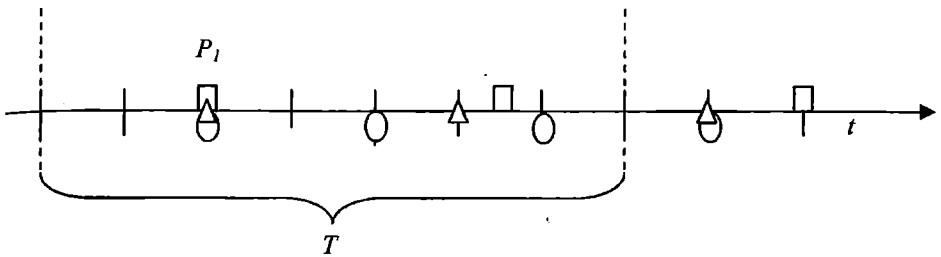


Рис 5. Определение времени первого ремонта

- – время наступления дефекта № 1
- △ – время наступления дефекта № 2
- – время наступления дефекта № 3

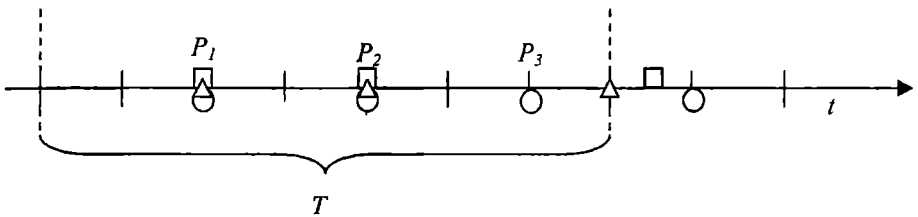


Рис 6. Схема выполнения ремонтных работ

- – время наступления дефекта № 1
- △ – время наступления дефекта № 2
- – время наступления дефекта № 3

В случае, когда срок эксплуатации системы больше срока эксплуатации элемента, необходимо восстанавливать пассивное состояние элемента и функциональное состояние, в отличие от ремонтпригодных незаменяемых элементов, изменится следующим образом

$$fs_T = fs_A \cdot \left( 1 - \frac{T - n_p \cdot t_p}{t_p} \right) + fs_{II} \cdot \left( 1 - \frac{n_p - n \cdot (k+1)}{k} \right).$$

Графически функциональное состояние сменяемых ремонтпригодных элементов представлено на рис. 7.

В дальнейшем, рассматривая СТС как систему, состоящую из отдельных элементов, можно методом суперпозиции определить закономерность изменения значения параметра функционального состоя-

ния СТС и, следовательно, определить сроки проведения ремонта, объем ремонтных работ и оптимизировать технологические процессы восстановления работоспособности. При этом методика выбора технологического процесса восстановления деталей СТС является задачей, которую необходимо решать в такой последовательности:

- определение массива технически осуществимых технологических процессов ремонта в условиях конкретного ремонтного предприятия;
- расчет себестоимости каждого из процессов;
- прогнозирование эксплуатационных затрат на функционирование механизма в послеремонтный период и объемов последующих ремонтных работ;
- определение суммарного эффекта от функционирования СТС по методике, изложенной в [3] и выбор оптимальной технологии ремонта.

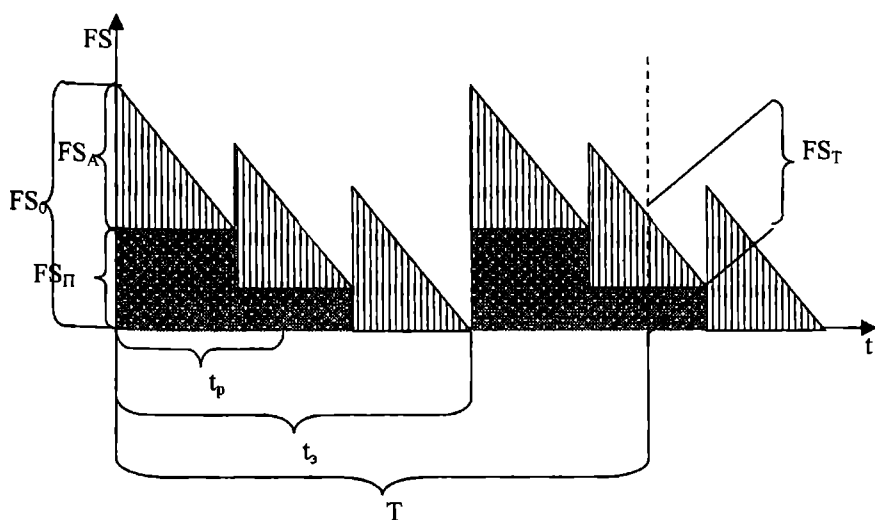


Рис. 7. Изменение функционального состояния заменяемого ремонтируемого элемента за время эксплуатации T

ЛИТЕРАТУРА

1. Пашков А.П. Ремонт в технике: Действительность и перспективы // Научно-технический журнал «Тема», 1998. – № 7,8. С. 13-15.
2. Шахов А.В. Моделирование процесса «старения» ремонтно-пригодных технических систем // Вісник Одеського національного морського університету. – Одеса: ОНМУ, 2002. – №9. – С.81-90.
3. Шахов А.В., Чимшир В.И. Оптимизация стратегии эксплуатации ремонтнопригодных технических систем // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2003. – Вип. 5. – С. 229-237.
4. Справочник технолога-машиностроителя. М.: Машиностроение, 1984. Т. 2. – 627 с.
5. Молодцов Н.С. Восстановление изношенных деталей судовых механизмов. – М.: Транспорт, 1988. – 182 с.

Надійшла 10.02.05

## ОСОБЕННОСТИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ НА ФАЗАХ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА ПРОЕКТА РАЗВИТИЯ СУДОХОДНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

*Предложен подход к определению критических значений постоянных, переменных расходов, фрахтовой ставки и количества перевозимого груза, исходя из анализа точки безубыточности производства в постинвестиционный период. Представлен жизненный цикл проекта в делении на прединвестиционный, инвестиционный и постинвестиционный периоды.*

**Ключевые слова:** проект, критические значения, жизненный цикл проекта, стратегия.

**Постановка проблемы.** В современных условиях развития рыночных отношений предприятиям необходимо не только четко представлять стратегические задачи, но и оценивать свои возможности, а также оперативно реагировать на изменения параметров реализуемых проектов. Реализация проектов в целом характеризуется ситуациями риска и неопределенности. В Украине это проявляется особенно явно в связи с политическими и экономическими преобразованиями, что сказывается на прибыльности проектов. Поэтому для предприятия важно отслеживать текущее состояние проекта, обеспечивая этим постоянный контроль, а также осуществлять анализ возможных отклонений параметров проекта от исходных значений, на основании чего принимать эффективные управленческие решения.

Для принятия решения о целесообразности проекта необходимо знать, какие суммарные потоки денежных средств способен генерировать проект на каждом этапе всего горизонта реализации, и понимать насколько существенен вклад этих будущих поступлений, с учетом их приведения к текущему моменту времени, в интегральную оценку эффективности проекта. В соответствии с известным представлением [1, 2] жизненный цикл проекта делится на прединвестиционную, инвестиционную и эксплуатационную фазы.

Независимо от принадлежности проекта к той или иной области производственной деятельности интерес для исследований представляют общие свойства и методическое обеспечение основных процессов управ-

ления проектами (инициализации, планирования, выполнения, контроля, закрытия). Вопросы инициализации и планирования инвестиционных решений в судоходстве на основе комплексной оценки их приемлемости рассмотрены в работах [3, 4]. Оценки возможных отклонений параметров проекта от исходных значений в целях осуществления контроля, а также методы анализа причин этих отклонений для последующего принятия эффективных управленческих решений на морском транспорте, рассмотрены в работах [5, 6]. Работы [7 - 9] посвящены проблеме оценки ситуаций риска с помощью метода анализа чувствительности при принятии решений в проектах пополнения и обновления флота.

Целью данной статьи является разработка методики принятия управленческих решений, учитывающих особенности отдельных фаз жизненного цикла и направленных на обеспечение общей эффективности проектов. В данной методике отражена специфика проектов в области судоходства.

**Основной материал.** С точки зрения выбранных стратегий развития судоходного предприятия [10] существо соответствующих проектов можно охарактеризовать следующим образом:

1. Улучшение качества предоставляемых услуг.
2. Изменение структурного состава флота судоходного предприятия.
3. Расширение сферы деятельности.

Определим влияние целевых установок указанных проектов на характер изменения потоков денежных средств, отражающих изменение притоков и оттоков.

С существом первого типа проектов связано увеличение переменных и постоянных расходов за счет внедрения дополнительного качества, а также рост фрахтовой ставки за перевозку единицы груза.

При реализации второго типа проектов происходит изменение постоянных и переменных расходов. Постоянные расходы не зависят от объема производства, но до тех пор, пока интересы дальнейшего развития не будут требовать увеличения производственных мощностей, численности работников, а также роста аппарата управления. Переменные же расходы, напротив, зависят от объема производства.

Третий тип проектов предусматривает выход на дополнительные сегменты рынка, оказание новых видов услуг, создание новых самостоятельных служб судоходного предприятия, подчиненных центральному аппарату, по выполнению функций, например, агентской и круизной деятельности. За счет расширения сферы деятельности возможно увеличение объема предоставляемых услуг, что сказывается на росте переменных расходов. Также ожидается рост и постоянных расходов по таким составляющим: расходы на содержание сотрудников,



привлеченных в связи с реализацией проекта, маркетинговые мероприятия по привлечению новых клиентов и прочие дополнительные расходы.

Всякий проект зависит от целей развития, стратегии предприятия, а также от принятия определенных решений в ходе его реализации. Система управления проектом обеспечивает возможность вносить коррективы; основными целями такой системы являются увеличение доходности проекта и снижение риска. Система управления проектом должна опираться, прежде всего, на современные методы, обеспечивающие возможность принятия решений на каждом шаге реализации проекта, а также корректировку ранее принятых решений при изменении условий их выполнения.

Для оценки текущего состояния проекта целесообразно использовать критические значения его параметров. Отклонения от значений этих параметров позволяют сделать вывод о прибыльности или убыточности данного проекта.

Для проектов пополнения и обновления флота известен подход к обоснованию критических значений фрахтовых ставок при работе судна по бербоут- и тайм-чартеру в случае внутреннего и внешнего финансирования, который основан на анализе условия равенства чистой дисконтированной стоимости проекта нулю [5]. В работе [6] исследованы влияния отклонений от критических значений параметров на прибыльность проекта на основе метода анализа чувствительности. В данных работах рассматривались все условия, характерные для периода инвестиционной фазы жизненного цикла.

Нами предложен подход к определению критических значений постоянных, переменных расходов, фрахтовой ставки и количества перевозимого груза, исходя из анализа точки безубыточности производства [2, 12]. Точка безубыточности производства («точка равновесия», «break-event point») в морском бизнесе – это минимально допустимый объем перевозок, который приносит доход, обеспечивающий покрытие всех затрат, связанных с выполнением транспортных услуг.

Рассмотрим известное представление жизненного цикла (рис. 1). Как видно, в таком представлении эксплуатационная фаза, включающая приемку и ввод в эксплуатацию, замену оборудования, поддержание объекта в работоспособном состоянии вплоть до его ликвидации либо начала нового проекта по модернизации или инновации, ограничена кривой затрат данного проекта [2. С. 44]. Интервал времени между моментом начала проекта и точкой пересечения кривой затрат с осью времени, когда затраты становятся равны нулю, соответствует инвестиционному периоду проекта, в который составной частью входит тот период жизненного цикла продукта (эксплуатационная фаза), в течение которого осуществляется погашение обязательств перед инвесто-

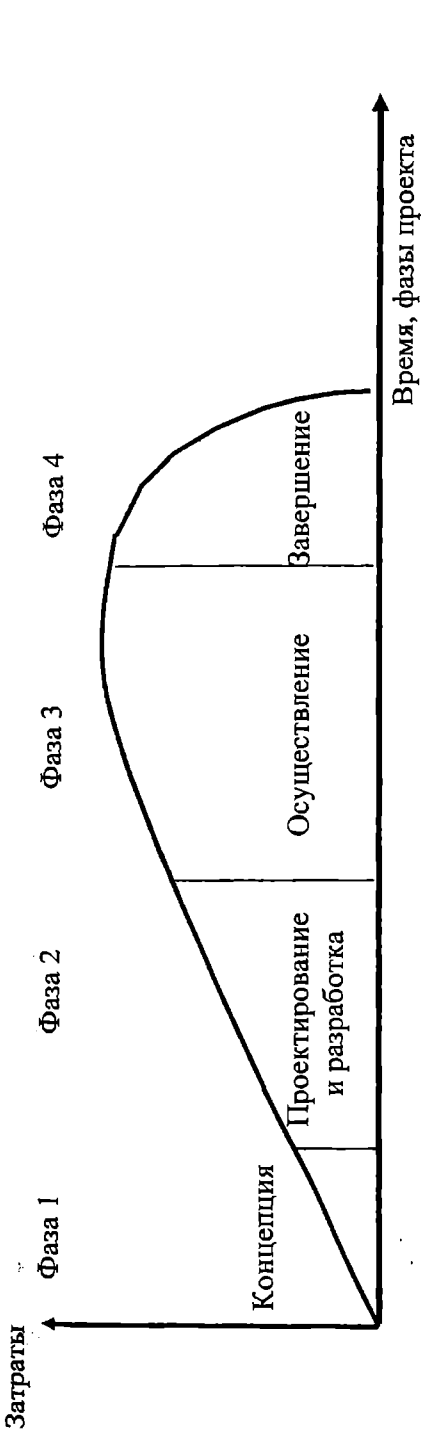


Рис. 1. Принципиальная структура жизненного цикла традиционного инвестиционного проекта

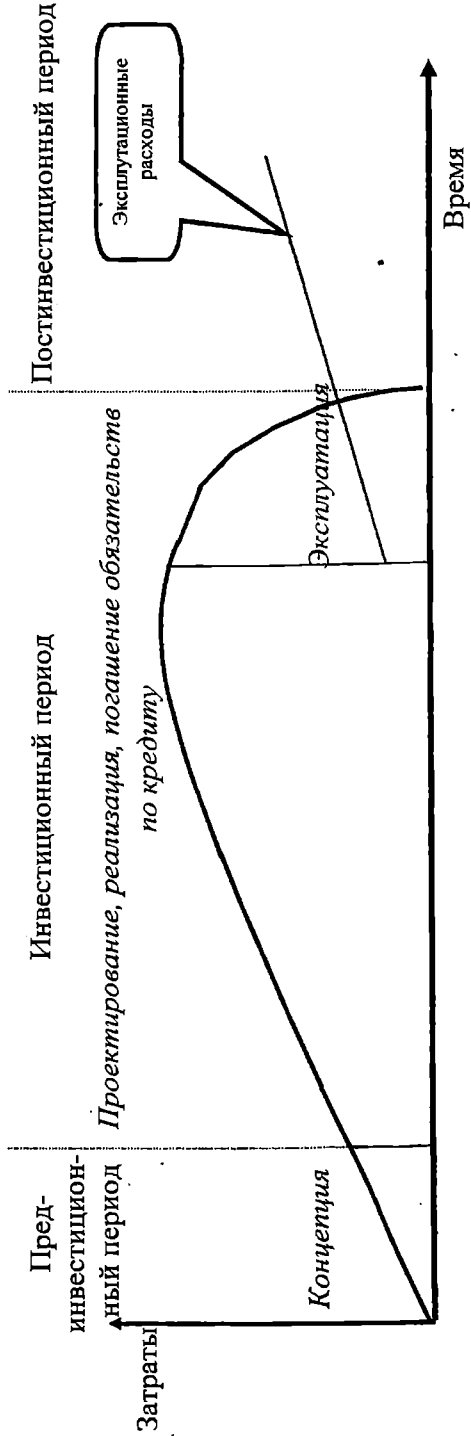


Рис. 2. Периоды жизненного цикла проекта

рами. Именно период жизненного цикла продукта характеризуется как доходной, так и расходной частью процесса производства, поэтому в общих затратах по проекту следует учитывать как затраты инвестиционного периода, так и полные затраты периода эксплуатации.

Отметим также то, что проекты в области судоходства отличаются длительным периодом эксплуатационной фазы, в течение которой собственно и осуществляется возврат вложенных денежных средств, что учитывается центральным показателем эффективности проекта (NPV).

Представим жизненный цикл проекта в делении на прединвестиционный, инвестиционный и постинвестиционный периоды (рис. 2).

Прединвестиционный период включает решение следующих вопросов: формирование целей, технико-экономическое обоснование, анализ инвестиционных возможностей, планирование проекта.

Инвестиционный период включает переговоры и заключение контрактов, проектирование, строительство (реализацию) проекта, выплаты инвесторам по обязательствам. Именно в этот период начинается эксплуатация оборудования. Постинвестиционный период начинается с того момента эксплуатации объекта, когда предыдущие обязательства по кредиту выполнены (осуществлен возврат денежных средств и выплачены проценты по их использованию). Данный период включает и замену оборудования, вызванную его моральным и физическим износом.

В работе [6] рассмотрен анализ чувствительности проекта развития судоходного предприятия с позиции определения изменений значений NPV при вариации исходных величин в период инвестиционной фазы жизненного цикла. В качестве исходных величин выбраны такие параметры как: объем инвестиций; процентная ставка; период эксплуатации судна; коэффициент эксплуатационного периода; показатель тайм-чартерного эквивалента работы в рейсе; постоянные расходы; выручка от ликвидации основных фондов проекта в момент его окончания (табл. 1).

С использованием подхода, основанного на анализе точки безубыточности, создается возможность:

- определить критические значения таких показателей, как объем перевозок, нормативы постоянных, переменных расходов в течение постинвестиционного периода (табл. 1), когда уже выплачены обязательства по кредиту, а чистая дисконтированная стоимость будет изменяться в зависимости от значений одной либо нескольких рассмотренных выше составляющих (далее все рассуждения будут связаны именно с этим периодом реализации проекта);

- определить «уровень устойчивости» с точки зрения прибыльности, т.е. степень отдаленности реального состояния проекта от точки безубыточности производства;

## Управление проектами

- выявить и оценить причины, влияющие на изменение «уровня устойчивости».

Таблица 1

*Оценка эффективности и критические параметры проекта в зависимости от периодов жизненного цикла*

Показатели	Периоды жизненного цикла	
	Инвестиционный	Постинвестиционный
Эффективность проекта	$NPV'$	$NPV''$
Критические параметры проекта	<ul style="list-style-type: none"> <li>- объем инвестиций;</li> <li>- процентная ставка;</li> <li>- период эксплуатации;</li> <li>- коэффициент эксплуатационного периода;</li> <li>- показатель тайм-чартерного эквивалента работы в рейсе;</li> <li>- постоянные расходы;</li> <li>- выручка от ликвидации основных фондов проекта в момент его окончания.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- количество груза;</li> <li>- постоянные расходы;</li> <li>- переменные расходы;</li> <li>- фраховая ставка.</li> </ul>

Обозначим составляющие, используемые при оценке эффективности проекта, следующими символами:

- $NPV', NPV''$  – составляющие показателя чистой современной стоимости проекта в инвестиционный и постинвестиционный периоды соответственно;
- $CF', CF''$  – потоки денежных средств проекта в инвестиционный и постинвестиционный периоды соответственно;
- $Q$  – количество перевозимого груза;
- $f$  – цена единицы перевозимого груза (фраховая ставка);
- $r_{пер}$  – переменные расходы на единицу груза;
- $R_{пост}$  – постоянные расходы периода;
- $R_{общ}$  – общие расходы периода;
- $WACC$  – показатель, характеризующий относительный уровень расходов в отношении долгосрочных источников средств (средневзвешенная цена капитала);
- $T$  – жизненный цикл проекта.

Следует отметить, что при определении чистой современной стоимости проекта в инвестиционный период учитываются расходы по кредиту ( $R_{кр}$ ), единовременные инвестиции ( $I_{соб}$ ), а также процентная ставка банка ( $p$ ) по предоставлению кредита. Для определения чистой современной стоимости проекта в постинвестиционный период в нормативе дисконтирования используется процентная ставка, равная WACC (рис. 3).

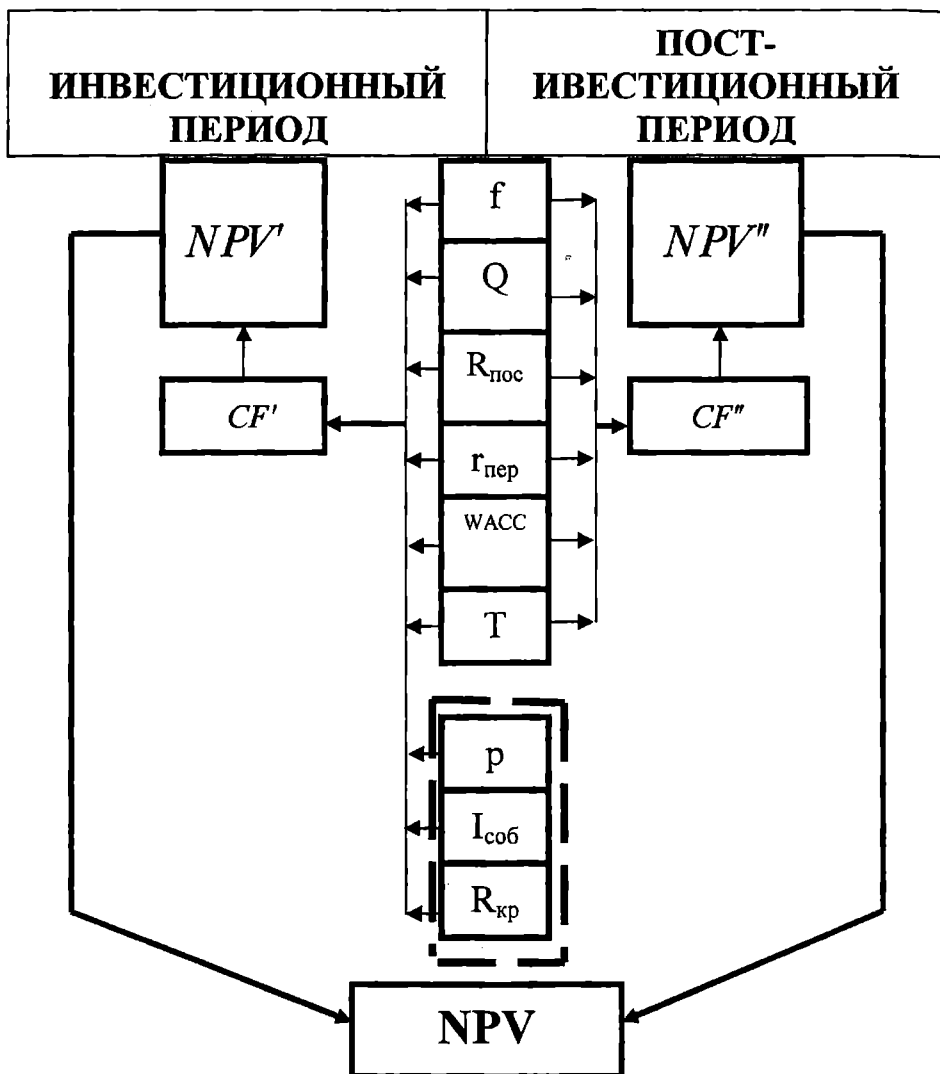


Рис. 3. Основные параметры проекта судоходного предприятия в инвестиционный и постинвестиционный периоды

При таком представлении общее значение чистой современной стоимости проекта равно

$$NPV = NPV' + NPV'' . \quad (1)$$

При проведении анализа безубыточности в составе общих затрат

следует выделить постоянную и переменную составляющие. Постоянные расходы – это расходы, связанные с обслуживанием и управлением деятельностью производственных подразделений и обеспечением их общехозяйственных нужд.

К постоянным относят эксплуатационные расходы, которые распределяются между движением и стоянкой судна [13], а именно: амортизационные отчисления; накладные производственные расходы; накладные административно – управленческие расходы; страхование. Эти виды расходов не зависят от объема перевозок.

Остальные компоненты расходов считают переменными, они, как правило, линейно зависят от объема перевозок, и определяются в виде норматива при калькуляции расходов на единицу продукции. К переменным относят расходы на топливно-смазочные материалы, запасные части и комплектующие; оплату портовых, канальных и других сборов; расходы на перевозку работников к месту работы и в обратном направлении, а также расходы на питание для членов экипажа судов, которые выполняют свою работу за границами территориальных вод Украины, и т.п. Расходы на топливо и смазку меняются в зависимости от того, находится судно на ходу или на стоянке. Расходы на топливо во время стоянки изменяются в зависимости от использования судовых грузовых средств.

При выполнении судном перевозочного процесса количество перевозимого груза, при котором достигается точка безубыточности  $Q^{kp}$ , можно рассчитать из выражения

$$Q^{kp} = R_{ном} / (f - r_{пер}) . \quad (2)$$

Непосредственно из формулы (2) видно, что значение точки безубыточности при неизменных прочих условиях увеличивается по мере роста постоянных расходов, с увеличением фрахтовой ставки – уменьшается, а с увеличением переменных расходов – возрастает.

Предположив, что все прочие величины неизменны, можно рассчитать критические значения для постоянных, переменных расходов и фрахтовой ставки. Сравнивая эти критические величины с исходными, можно рассчитать, на сколько процентов могут возрасти постоянные или

переменные расходы на единицу перевозимого груза вплоть до выхода из зоны прибыли и вступления в зону убытков. Что касается фрахтовой ставки, то создается возможность определить, на сколько процентов она может снизиться до вступления в зону убытков.

Критическое значение постоянных расходов может быть рассчитано из уравнения (2) преобразованием относительно  $R_{пост}^{kp}$

$$R_{пост}^{kp} = f \cdot Q - r_{пер} \cdot Q = Q \cdot (f - r_{пер}).$$

Разница между  $R_{пост}^{kp}$  и  $R_{пост}$  показывает, насколько можно увеличить постоянные расходы по сравнению с запланированной величиной до вступления в зону убытков. Отношение  $(R_{пост}^{kp} - R_{пост}) / R_{пост}$  показывает, на сколько процентов можно увеличить постоянные расходы по сравнению с запланированной величиной.

Критическое значение переменных расходов на одну тонну груза

$$r_{пер}^{kp} = \frac{f \cdot Q - R_{пост}}{Q} = f - \frac{R_{пост}}{Q}.$$

Выражение  $(r_{пер}^{kp} - r_{пер})$  показывает, насколько допустимо увеличение переменных расходов на единицу груза по сравнению с плановой величиной до достижения зоны убытков. Соотношение  $(r_{пер}^{kp} - r_{пер}) / r_{пер}$  дает соответствующий процент.

Критическая цена или фрахтовая ставка, которая не может быть ниже без выхода из зоны прибыли  $f^{kp} = \frac{r_{пер} \cdot Q + R_{пост}}{Q} = r_{пер} + \frac{R_{пост}}{Q}$ .

Выражение  $(f - f^{kp})$  показывает, насколько может быть снижена цена по сравнению с запланированной до момента выхода из зоны прибыли, а соотношение  $(f - f^{kp}) / f$  – на сколько процентов может быть максимально снижена расчетная фрахтовая ставка.

Кроме поиска критических значений следует провести дополнительный анализ точки безубыточности, в части определения объема перевозок, постоянных, переменных расходов и фрахтовой ставки в зависимости от прочих найденных критических значений параметров. Объем перевозок, соответствующий критическим значениям параметров, рассчитывается непосредственно подстановкой в формулу (2) соответствующих величин

$$Q' = R^{kp}_{пост} / (f^{kp} - r^{kp}_{пер}) \quad (3)$$

Если данный объем перевозок превышает фактический, то следует рассматривать варианты привлечения дополнительных грузопотоков. В табл. 2 приведены результаты расчета всех рассмотренных выше параметров проекта на условном примере.

*Таблица 2*

*Расчет критических значений параметров проекта в постинвестиционный период*

Название параметра	Значение параметра
1	2
Направление перевозок	Украина – Тунис
Средняя загрузка судна за рейс	8000 т
Фрахтовая ставка	16,5 долл./т
Норматив постоянных расходов	2000 долл./сут.
Норматив переменных расходов:	
· на ходу	4000 долл./сут.
· на стоянке	900 долл./сут.
Общие расходы за рейс	124 тыс. долл.
Общие расходы за год	1693,84 тыс. долл.
Количество груза, перевезенного за год, $Q_2$	109,28 тыс. т
Доходы за год, $F_2$	1803,12 тыс. долл.
Переменные расходы, рассчитанные на 1 т груза, $r_{пер}$	8,9125 долл.
Критическое значение объема перевозок, $Q^{kp}$	96,21 тыс. т
Критическое значение норматива постоянных расходов, $R^{kp}_{пост}$	2271,68 долл./сут.
«Уровень устойчивости» норматива постоянных расходов, $\Delta R_{пост}$	13,58 %
Критическое значение норматива переменных расходов на 1 т груза, $r^{kp}_{пер}$	9,826 долл./т
«Уровень устойчивости» норматива переменных расходов, $\Delta r_{пер}$	10,25 %



1	2
Критическое значение фрахтовой ставки, $f^{кр}$	15,59 долл./т
«Уровень устойчивости» фрахтовой ставки, $\Delta f^{кр}$	5,5 %
Объем перевозок при всех критических значениях параметров проекта, $Q'$	143,85 тыс. т

Последовательность приведенных выше рассуждений можно представить в виде алгоритма (рис.4) для определения и анализа критических значений параметров проекта в постинвестиционный период:

1. Фиксируются основные показатели работы судна в постинвестиционный период, т.е. объем перевозок, фрахтовая ставка, постоянные и переменные расходы.

2. На основе нахождения точки безубыточности производства определяется критический объем перевозок. Фактический объем перевозок сравнивается с критическим значением, в результате чего дальнейшему исследованию подлежат следующие варианты:

2.1. Первый вариант представляет собой ситуации, при которых фактический объем перевозок меньше либо равен критическому значению. Переход к шагу 4.

2.2. Второй вариант соответствует ситуации, когда фактический объем перевозок больше, чем критический. При этом возникает необходимость выполнения дополнительного процесса контроля, т.е. отслеживания текущего и критического состояния, оценивания так называемого «уровня устойчивости» (процента отклонения фактического значения от критического). Переход к шагу 3.

3. Определяются критические значения параметров проекта, а также «уровень устойчивости». Переход к шагу 4.

4. Определяется поток денежных средств ( $CF^n$ ) и на его основе – чистая современная стоимость проекта в постинвестиционный период ( $NPV^n$ ). Переход к шагу 5.

5. Определяется чистая современная стоимость проекта ( $NPV$ ).

Значение чистой современной стоимости изменятся в зависимости от изменения значений объема перевозок, постоянных, переменных расходов и фрахтовой ставки, поскольку именно эти величины участвуют в формировании показателя  $CF$ . Исходя из (1),  $NPV$  соответствует сумме  $NPV'$  и  $NPV^n$ , следовательно, положительные значения  $NPV'$ ,

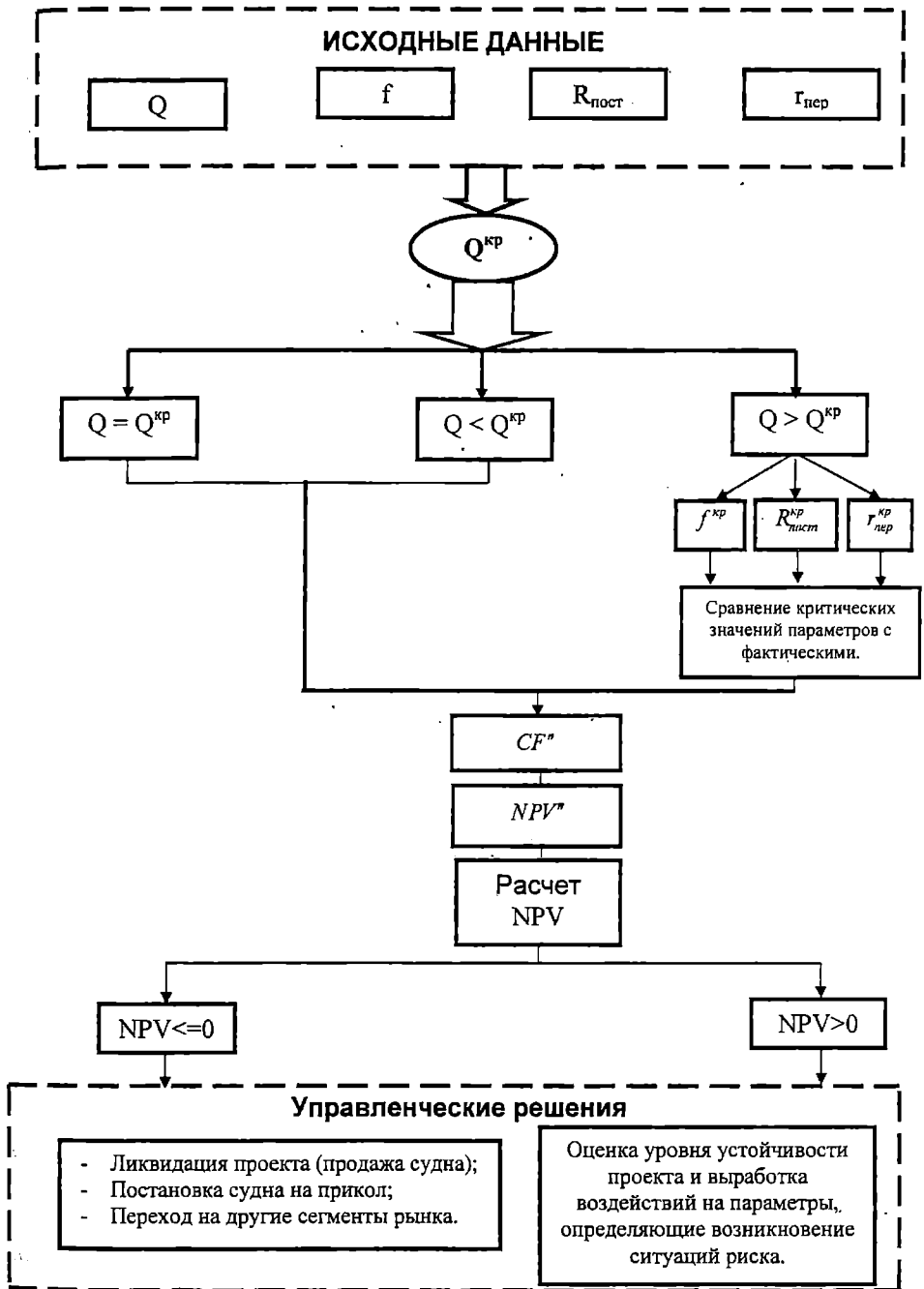


Рис. 4. Алгоритм принятия решений в постинвестиционный период проекта развития судоходного предприятия

может превысить отрицательное значение  $NPV^n$ , в результате чего следует вывод о прибыльности проекта за весь период жизненного цикла.

При отрицательном значении  $NPV$  следует принимать решение о ликвидации и закрытии проекта (за счет продажи судна), постановки судна на прикол либо переходе на другие сегменты рынка.

Представленный алгоритм позволяет проанализировать влияние возможных изменений значений одного или одновременно нескольких параметров проекта на его результативность, а также принять обоснованные и своевременные управленческие решения.

При этом управленческим персоналом выявляются те параметры, которые имеют особенно большое значение для успеха проекта. В случае отклонений значений параметров по сравнению с первоначально заданными, эффективность проекта подвергается опасности, вследствие чего необходимо заново исследовать эти параметры и на этот раз особенно тщательно.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Керівництво з питань проектного менеджменту: Перекл.з англ./Під ред.С. Д. Бушуєва, 2-е изд. К.: Видавничий дім «Ділова Україна», 2000. – 198 с.
2. Мазур И.И., Шапиро В.Д., Ольдерогге Н.Г. Управление проектами: Учебное пособие для вузов.– М.: ЗАО Изд-во «Экономика», 2001. – 574 с.
3. Лапкіна І.О., Павловська Л.А. Обґрунтування інвестиційних рішень по комплексному показнику оцінки прийнятності проекту //Розвиток методів управління та господарювання на транспорті: Зб. наук.праць.– Одеса: ОДМУ. – 1999. – Вип. 5. – С. 98-105.
4. Павловская Л.А. Комплексный показатель оценки приемлемости инвестиционных проектов //Розвиток методів управління та господарювання на транспорті: Зб. наук. праць. – Одеса: ОДМУ. – 1999. – Вип. 4. – С. 74-81.
5. Лапкина И.А. Моделирование принятия решений в управлении работой флота судоходной компании. – Одесса: ОГМУ, 1996. – 203 с.
6. Лапкина И.А., Болдырева Т.В. Анализ эффективности инвестиционного проекта судоходной компании в условиях риска // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук.праць. – Одеса: ОДМУ.– 2002. – Вип. 1. – С. 28-42.

7. Болдырева Т.В. Виды риска в инвестиционной деятельности судоходных предприятий // Развитие методів управління та господарювання на транспорті: Зб. наук. праць. – Одеса: ОДМУ. – 1999. – Вип. 3. – С. 72-79.
8. Болдырева Т.В. Методы управления инвестиционными проектами судоходных компаний в ситуациях риска // Развитие методів управління та господарювання на морському транспорті: Зб. наук. праць. – Одеса: ОДМУ. – 2000. – Вип. 6. – С. 56-69.
9. Болдырева Т. В., Ковтун Т. А. Методика оценки эффективности инвестиционного проекта с учетом ситуаций риска // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць. – Одеса: ОДМУ, 2003. – Вип. 6. – С. 237 – 255.
10. Семенчук Е.Л. Проектная реализация стратегий судоходной компании // Управління проектами та розвиток виробництва: Зб. наук. праць / Під ред. В. А. Рач – 2004. – № 2 (10). – С. 118-123.
11. Семенчук Е.Л. Источники денежных средств для инвестиций в развитие флота // Междунар. научн.-практич. конференция «Современные информационные технологии в экономике и управлении предприятиями, программами и проектами». – Харьков: ХАИ, 2004. – С. 154-155.
12. Васина А.А. Финансовая диагностика и оценка проектов. – СПб.: Питер, 2004. – 448 с.
13. Бакаев В.Г. Эксплуатация морского транспорта. – М., Транспорт, 1965. – 560 с.

Надійшла 20.01.05

УДК 656.615:078:65.012.123

С.В. Куприенко

## **АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПОРТА В МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ ПРОГРАММЫ ЕГО РАЗВИТИЯ**

*Дана структуризация проблемы повышения эффективности производственной деятельности порта. Приведена модель формирования программы его развития.*

*Ключевые слова: морской торговый порт, информационная модель.*

Современные рыночные отношения субъектов транспортной системы определяют необходимость постоянного развития морских портов, совершенствования их видов деятельности, достижения больших мощностей, снижения себестоимости, обеспечения устойчивой и надежной работы. Это обуславливается:

- требованиями и предпочтениями клиентов (судовладельцев, грузовладельцев и других);
- постоянно изменяющейся структурой грузопотоков;
- появлением новых технологий, связанных с производственными
- процессами и их информационным обеспечением;
- вступлением в силу новых законодательных актов, регулирующих работу транспортных предприятий;
- форс-мажорными обстоятельствами.

Практика решения вопросов развития портового хозяйства у нас в стране и за рубежом указывает на необходимость разработки комплексных программ, которые реализуются через соответствующий набор проектов и носят как тактический, так и стратегический характер. Проекты призваны обеспечивать оптимальное решение, учитывающее весь комплекс технических, экономических и законодательных требований, с целью эксплуатации объекта с максимально возможной производительностью.

В силу большой сложности порта как производственно-экономической системы (наличие большого количества факторов и условий, видов деятельности, связей и ограничений) классические методы прикладной математики часто не дают желаемого результата. Однако их применение не только возможно, но и целесообразно на отдельных этапах процесса принятия решения о программе развития порта [1].

---

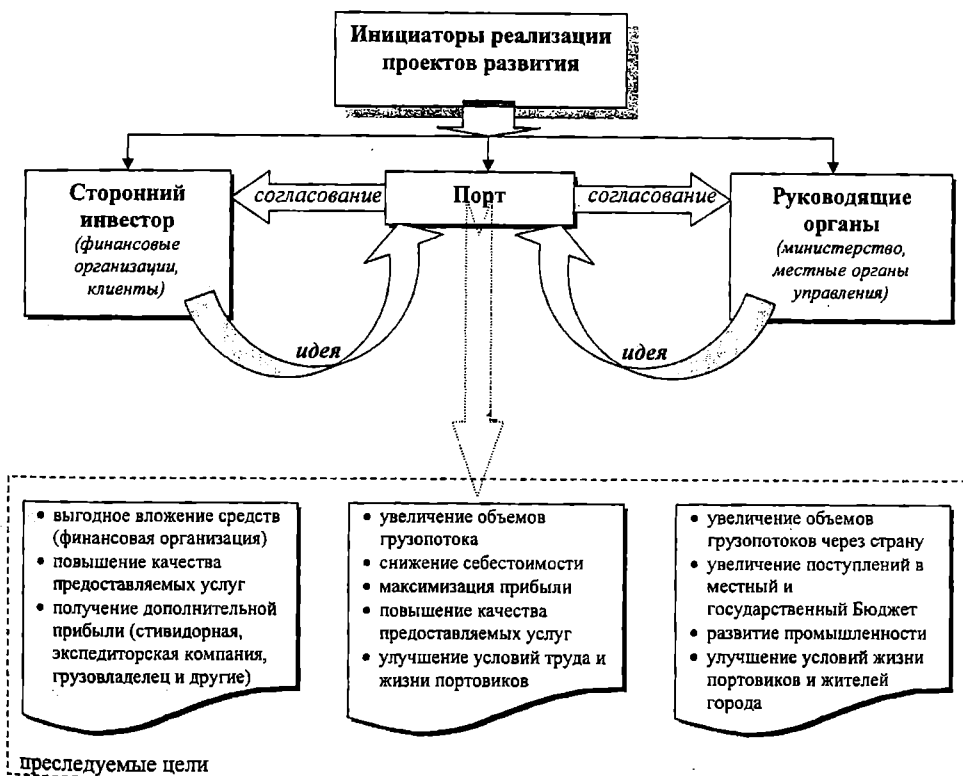
©Куприенко С.В., 2005

Проблемы совершенствования функционирования порта как элемента логистической цепи должны решаться с позиций системного анализа, то есть необходимо рассматривать проблему как элемент системы.

В литературе и в практической деятельности встречаются решения, связанные с совершенствованием отдельных направлений производственной деятельности порта. Вместе с тем они не рассматриваются как элементы системы. Прежде всего, не учитывается взаимодействие порта на рынке с конкурентами и не ставятся цели поддержания и повышения конкурентоспособности, соответствующей новым тенденциям глобализации мировой торговли и производства [2,3,4,5,6,7].

В связи с этим целью статьи является разработка модели формирования программы развития порта, направленной на повышение конкурентоспособности, как отдельных подразделений (терминалов), так и порта в целом, с учетом влияния существующих и потенциальных конкурентов.

В качестве инициаторов отдельных проектов программы могут выступать (рис.1):



*Рис. 1. Инициаторы реализации проектов развития порта и их цели*

- руководство и специалисты порта;
- общегосударственные и региональные руководящие органы (Министерство транспорта и его подразделения, органы местного самоуправления);
- сторонние инвесторы.

Все идеи, связанные с развитием, должны концентрироваться в порту, так как он является самостоятельным предприятием и заинтересован в повышении эффективности своей производственной деятельности.

Структура модели формирования программы развития морского торгового порта представлена на рис.2.

Предлагаемая модель формирования программы развития морского порта характеризуется следующими отличительными особенностями:

- является комплексной, т.е. учитывает как интересы отдельных подразделений (терминалов), так и порта в целом;
- объединяет и развивает достоинства отдельных решений в этой области и нивелирует недостатки;
- базируется на сложившейся реальной ситуации на рынке и учитывает прогноз дальнейшего развития.

Одним из ключевых вопросов в модели является анализ внешних и внутренних условий функционирования порта, в результате которого могут быть выявлены приоритетные направления и проекты развития порта (см. рис.2).

Такого рода анализ проводится портом при поступлении директивных указаний о реализации какого-либо решения, а также при поступлении предложений от сторонних инвесторов. Это позволит своевременно установить финансовую несостоятельность отдельных предложений и аргументировано доказать бесперспективность их реализации или необходимость их доработки.

Последовательность отдельных операций, направленных на изучение внешних и внутренних условий функционирования порта представлена на рис.3.

Особое место в модели формирования программы развития порта отводится разработке прогнозов перспективных объемов производственной деятельности (см. рис.3).<sup>1</sup>

При этом прогноз рассматривается как часть системы управления, и решает следующие задачи:

---

<sup>1</sup> «Управлять – значит прогнозировать и планировать, организовывать, руководить командой, координировать и контролировать». Анри Файоль (1841-1925).

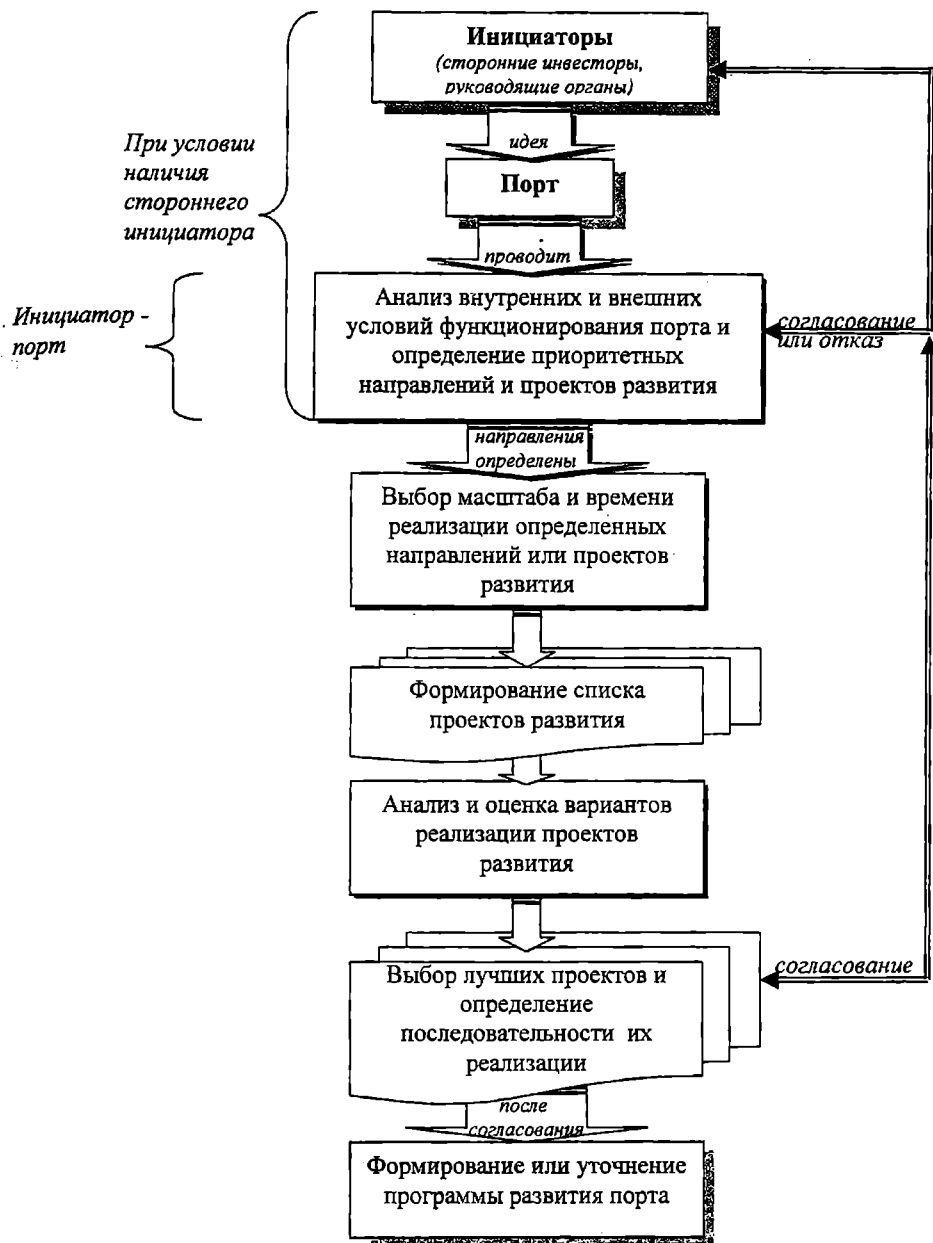
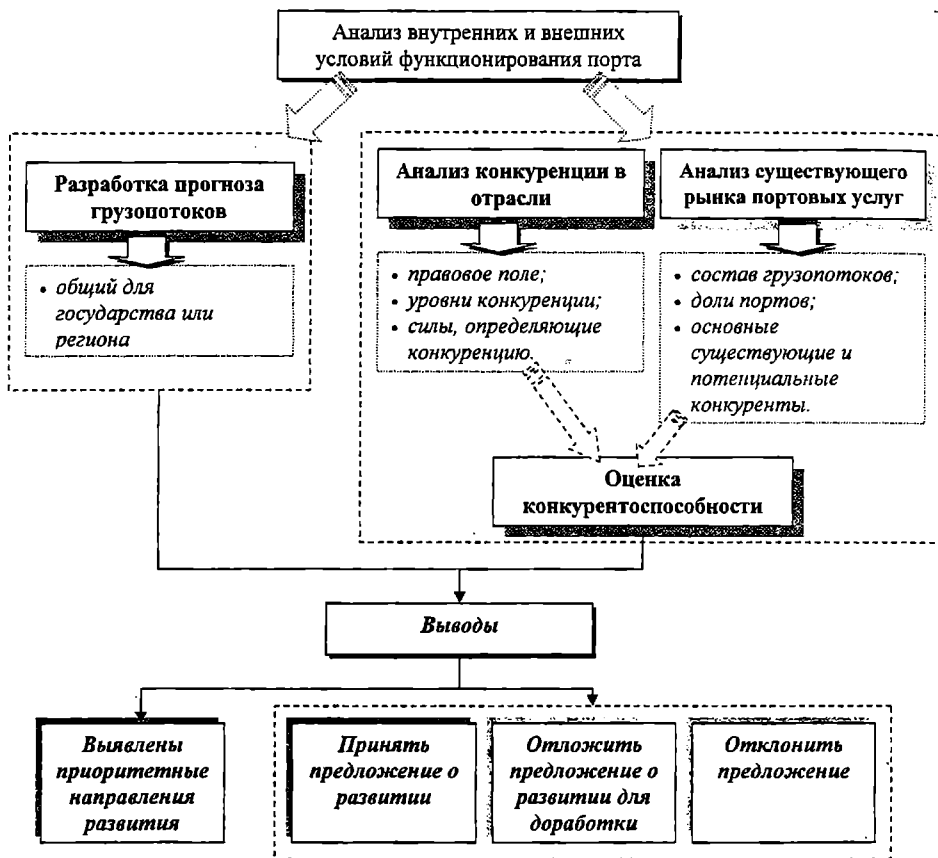


Рис.2. Структура модели формирования программы развития порта

- дать упреждающую ориентацию решений о направлении развития производства;
- оценить состояние конъюнктуры рынка.



Исследованию проблем прогнозирования в различных областях человеческой деятельности посвящено значительное количество работ. Большинство из них раскрывает содержание методов прогнозирования [8,9,10,11,12,13,14].

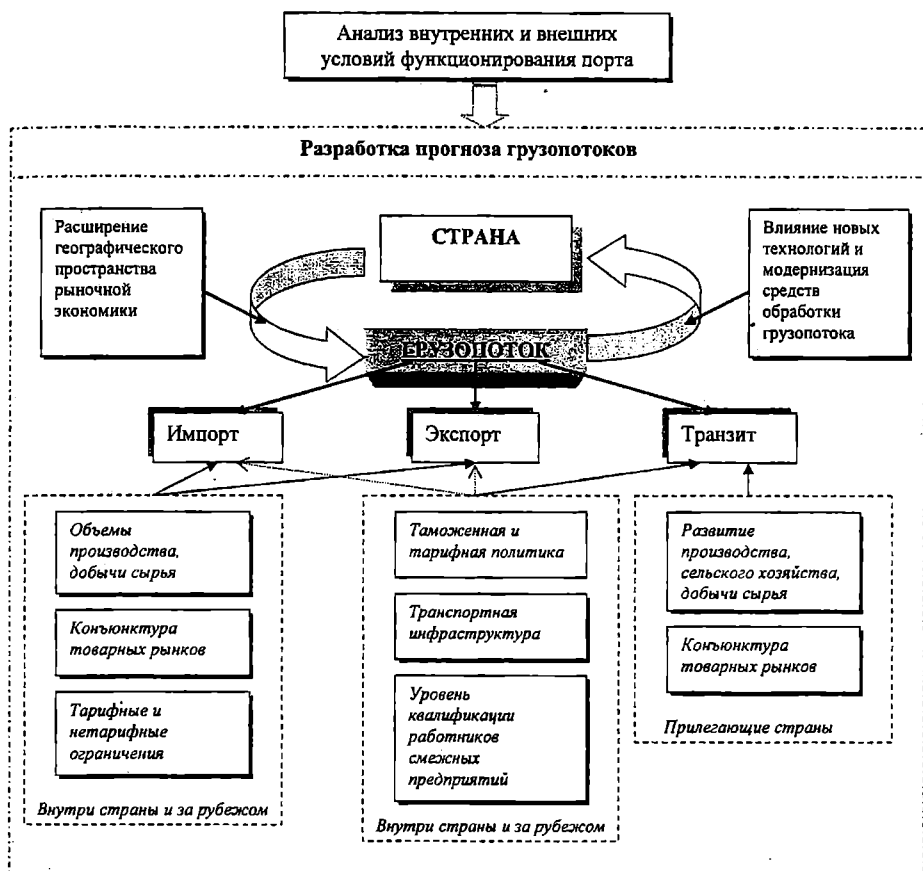


*Рис.3. Последовательность проведения анализа внешних и внутренних условий функционирования порта*

В ходе составления прогнозов грузопотоков необходимо учитывать такие общемировые процессы, как:

- расширение географического пространства рыночной экономики за счет роста числа государств, проводящих соответствующую экономическую политику;
- активизация поиска частными (в том числе и транснациональными) корпорациями новых рынков сбыта товаров, размещения капитала;

• возросшее влияние новых технологий и модернизация средств обработки грузопотока (торговля по Интернету, обмен документами и передача информации электронным способом).



*Рис. 4. Факторы, оказывающие влияние на объемы грузопотоков*

Для морских портов грузопоток традиционно подразделяется на три составляющие (рис.4):

- экспорт;
- импорт;
- транзит.

Экспорт и импорт являются двумя ключевыми понятиями, характеризующими международное движение товаров.

Транзит для одной страны является лишь транспортным понятием, а для другой – импорт или экспорт товара.

Кроме того, в такое понятие, как транзит, необходимо включить трансшипмент.<sup>2</sup>

В общем случае на транзит основное влияние оказывают следующие факторы:

- рационально расположенная транспортная инфраструктура (автомобильные и железнодорожные пути);
- порты с развитой инфраструктурой и благоприятными навигационными условиями (достаточные глубины, приемлемая ледовая обстановка, обеспечение навигационных служб современными средствами контроля и связи) [15];
- политика государства в области приграничных процедур и тарифов;
- уровень квалификации и опыта работников смежных предприятий и организаций, оказывающих дополнительные сервисные услуги.

При составлении прогноза объемов транзита следует учитывать не только рост товарооборота прилегающих стран, но и анализировать и прогнозировать вышеперечисленные факторы.

В свою очередь на объемы импорта или экспорта оказывают влияние следующие факторы:

- объемы промышленного производства в тяготеющих к порту регионах;
- объемы производства сельхозпродукции;
- объемы добычи сырья внутри страны и за рубежом;
- конъюнктура товарных рынков.

Важное значение имеют также ограничения (тарифные, нетарифные, квотирование, лицензирование), вводимые странами и сообществами на импорт или экспорт.

Состояние транспортной инфраструктуры, как и политика государства в области приграничных процедур и тарифов на импорт и экспорт, оказывают не основное влияние.

Как ранее отмечалось, анализ конкуренции в отрасли предполагает изучение (см. рис.3):

- правового поля конкуренции;
- уровней конкуренции;
- сил, определяющих конкуренцию в отрасли.

Правовое поле конкуренции определяется законодательством Украины и регулируется Антимонопольным комитетом.

---

<sup>2</sup> англ. transshipment – груз с судна на склад, затем на другое судно.

В настоящее время экономическая политика в Украине предусматривает:<sup>3</sup>

- осуществление комплекса мероприятий по формированию эффективной конкурентной среды;
- уменьшение доли монопольного сектора в экономике Украины;
- усовершенствование правил конкуренции;
- внедрение современных методов государственного регулирования деятельности субъектов естественных монополий.

В Украинском законодательстве конкуренция определена как соревнование между субъектами хозяйствования с целью получения прибыли благодаря собственным достижениям преимуществ над другими субъектами хозяйствования. В результате потребители, субъекты хозяйствования имеют возможность выбирать между несколькими продавцами, покупателями, а отдельный субъект хозяйствования не может определять условия оборота товаров на рынке.<sup>4</sup>

Конкуренцию разделяют на предметную (между аналогичными объектами или товарами) и функциональную (между объектами или товарами заменителями), которые происходят на пяти уровнях [16]:

- местном (отдел, организация);
- региональном (район, город, область);
- национальном (страна);
- межнациональном (несколько стран);
- глобальном (мировой масштаб).

Силы, определяющие конкуренцию в отрасли, могут быть классифицированы следующим образом [17,18]:

- угроза вторжения новых участников;
- рыночная власть потребителей;
- рыночная власть поставщиков;
- угроза появления услуг-заменителей;
- внутриотраслевая конкуренция.

Исходя из того, что большинство портов Украины находятся в государственной собственности, особая роль в формировании конкуренции в отрасли принадлежит государственным органам власти. В связи с этим к перечисленным пяти силам следует добавить влияние государственных органов (рис.5).

Анализ существующего рынка портовых услуг (РПУ) позволяет выявить (см. рис.3):

<sup>3</sup> Указ Президента Украины №1097/2001 от 19.11.2001 г. «Об основных направлениях конкурентной политики на 2002-2004гг.»

<sup>4</sup> Закон Украины № №2210-III от 11. 01. 2001 «О защите экономической конкуренции»

- состав грузопотоков;
- рыночные доли портов;
- основных существующих и потенциальных конкурентов.

Такого рода анализ может быть проведен на базе существующих разработок в этой области по ряду показателей либо по одному, ключевому из них. Например, по одному показателю – рыночной доле портов, может быть использован подход, предложенный в работе [19].

В условиях рыночных отношений особую остроту приобретает проблема оценки и повышения конкурентоспособности портов Украины (см. рис.3).

До настоящего времени нет однозначности в определении сущности конкурентоспособности. Для условий функционирования порта следует признать наиболее удачным определение: «конкурентоспособность – это свойство объекта, характеризующееся степенью реального или потенциального удовлетворения им конкретной потребности по сравнению с аналогичными объектами, представленными на данном рынке» [16].



Рис. 5. Силы, управляющие конкуренцией в отрасли портовых услуг

Субъекты и объекты процесса оценки конкурентоспособности представлены на рис.6.

Методы и параметры оценки конкурентоспособности порта рассмотрены в работе [20].

Возможные направления развития, которые устанавливаются в результате анализа внешних и внутренних условий функционирования порта, должны быть систематизированы и структурированы с целью выполнения последующих операций (рис.7), предусмотренных моделью формирования программы развития порта (см.рис.2).

Таким образом, этап модели формирования программы развития порта «Анализ внутренних и внешних условий функционирования порта и определение приоритетных направлений и проектов развития» позволяет:

- подтвердить необходимость реализации проектов, предлагаемых инициаторами, на базе разработки прогнозов объемов грузопотоков и оценки конкурентоспособности порта;
- выявить несостоятельность предлагаемых проектов и подготовить документы для обоснования необходимости проведения дальнейшей работы над предложениями;

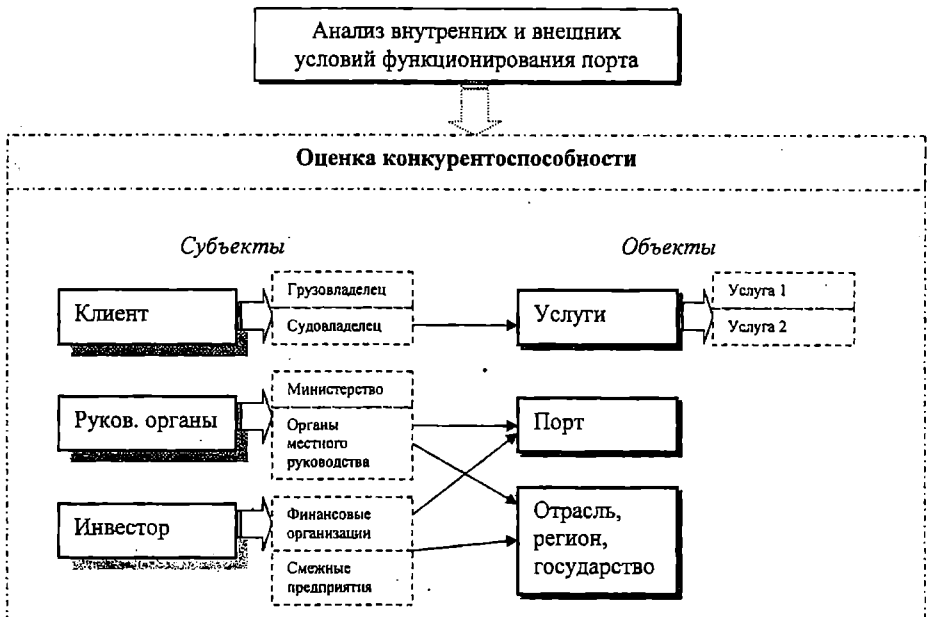
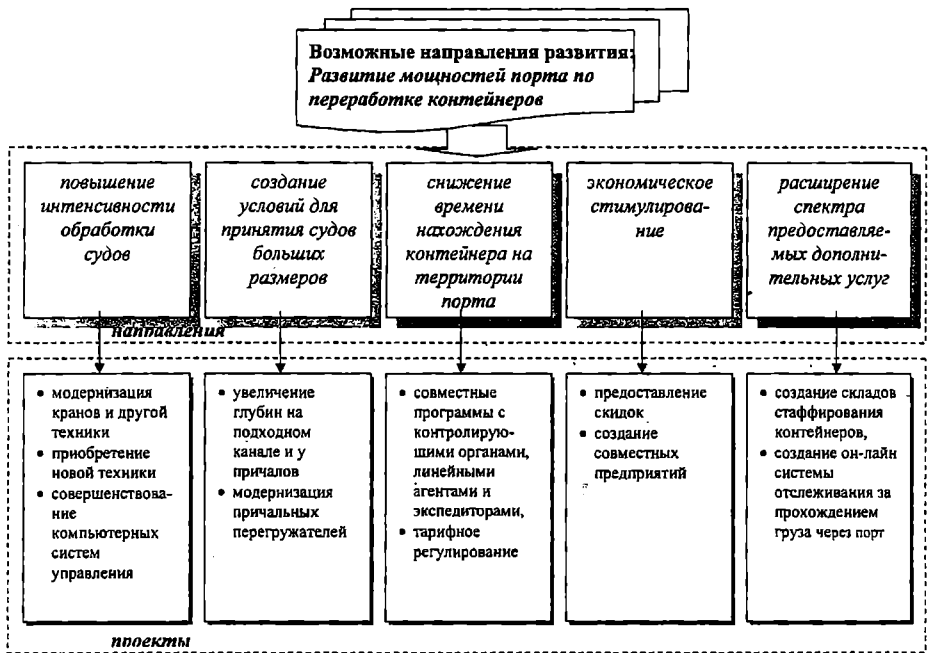


Рис.6. Основные субъекты и объекты процесса оценки конкурентоспособности



*Рис. 7. Возможные направления развития порта и проекты*

- определить дальнейшие направления развития порта с учетом влияния конкурентов, всестороннего анализа конъюнктуры рынка и оценки соответствия его производственной деятельности требованиям клиентов;
- предотвратить значительные финансовые потери от ошибочных решений о реализации проектов путем своевременного выявления их несостоятельности.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Орлов А.И. Менеджмент. – М.: Знание, 1999. – 230 с.
2. Холоденко А.М. Оптимізація портових тарифів // Розвиток методів управління та господарювання на транспорті: Зб. наук. праць. – Одеса.: ОДМУ, 2001. Вип.11. – С.96-110.
3. Пулечко О.Н. Экономико-организационные предпосылки совершенствования управления портовым хозяйством // Развитие методів управління та господарювання на транспорті: Зб. наук. праць. – Одеса: ОДМУ, 2000. Вип.8. – С.53-61.

4. Степанов О.Н. Содержание и структура стратегического управления развитием порта // Развитие методов управления та господарювання на транспорті: Зб.наук.праць. – Одеса: ОДМУ, 2000. Вип.6. – С.79-91.
5. Якушенко В.Г. Организационно-экономический аспект развития морских портов // Развитие методов управления та господарювання на транспорті: Зб. наук.праць. – Одеса.: ОДМУ, 2002. Вип.14. – С.104-109.
6. Слынько А.А. Методические подходы к обоснованию целесообразности создания распределительного центра в морском порту // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб.наук.праць. Вип. 2. – Одеса: ОДМУ, 2001. – С.185-194.
7. Макушев П.А. Стратегия управления загрузкой порта в условиях рыночной конкуренции // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб.наук.праць. Вип. 4. – Одесса: ОНМУ, 2002. – С.157-175.
8. Мазманова Б.Г. Основы теории и практики прогнозирования: Учебное пособие. Екатеринбург: изд. ИПК УГТУ, 1998. – 242 с.
9. Dalrymple, D.J. Sales forecasting practices // International Journal of Forecasting, 1987.
10. Вишневецкий С.М. Основы комплексного прогнозирования. М.: Наука, 1977. – 289 с.
11. Мазманова Б.Г. Основы теории и практики прогнозирования. Екатеринбург: ИПК УГТУ, 1998. – 128 с.
12. Твисс Б. Прогнозирование для технологов и инженеров. М., 2000. – 255 с.
13. Эйрес Р. Научно-техническое прогнозирование и долгосрочное планирование. М.: Мир, 1971. – 295 с.
14. Jenkins G.M. Some practical aspects of forecasting in organizations // Journal of forecasting. 1982. – Vol. 1. P. 3- 21.
15. Пащенко Ю.Є. Розвиток та розміщення транспортно-дорожнього комплексу України: Монографія / За ред. С.І. Дорогунцова. – К.: Наук. світ, 2003. – 467 с.
16. Фатхутдинов Р.А. Конкурентоспособность организации в условиях кризиса: экономика, маркетинг, менеджмент. – М.: Издательско-книготорговый центр «Маркетинг», 2002. – 892 с.
17. Портер М. Конкуренция: Пер с англ.: Учебное пособие. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2000. – 495 с.



18. Меркт Е.В. Факторы повышения конкурентоспособности порта // Развитие методів управління та господарювання на транспорті. – Одеса: ОДМУ, 2000. – Вип.8. – С. 75-85.
19. Магамадов А.Р. Выбор конкурентной стратегии порта. – Одесса: ОНМУ, 2000. – 35 с.
20. Шibaев А.Г., Куприенко С.В., Система показателей оценки конкурентоспособности морского торгового порта // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб.наук. праць. Вип. 7. – Одеса: ОНМУ, 2004. – С.235-245.

Надійшла 25.01.05

УДК 658.310.422:629.12

А.А. Турлак  
Т.А. Турлак

## ПРОФЕССИОНАЛЬНО-ПСИХОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СПЕЦИАЛИСТОВ ПЛАВСОСТАВА

*Рассматривается влияние психологических факторов усталости, монотонии, импульсивности и рефлексивности, аффекта, стресса и саморегуляции на работоспособность специалистов плавсостава.*

*Ключевые слова: работоспособность, психологические факторы, усталость, стресс, аффект, плавсостав.*

Эффективность и надежность функционирования любой системы управления с участием человека зависит от того, насколько своевременно, точно и безошибочно-надёжно сможет выполнять при заданных условиях возложенные на него функции человек.

В системе управления судном ведущая роль – роль управляющего звена – принадлежит человеку, особенно руководителям всех уровней. Правильность принятия решения в типичной обстановке, а в нетипичной тем более, зависит не только от профессиональных знаний и умений, но и от того, насколько оперативно руководитель способен осознать в данный (короткий, экстремальный, критический) промежуток времени существующие и изменившиеся условия и на основе поступающей информации выбрать правильный, иногда единственно верный способ действия. При этом надо учитывать, что поведение человека определяется не только социальными (общественными), физиологическими (нервная система, быстрота возбуждения и торможения нервной системы), закономерностями, но и индивидуальными, в том числе психологическими, особенностями личности.

Психологи давно отметили тот факт, что психологические качества человека, управляющего не только людьми, но и механизмами в обычном, нормальном режиме деятельности существенно отличаются, а иногда и противоречат качествам, необходимым для эффективного функционирования в экстремальной ситуации. Недостаток знаний о психологических механизмах регуляции поведения, закономерностях проявления индивидуальных психологических особенностей личности (руководителя и подчинённого) в различных условиях деятельности, а также отсутствие навыков саморегуляции и управления поведением других людей часто мешают эффективному функционированию самих профессионалов.

---

© Турлак А.А., Турлак Т.А., 2005

Знакомство с психологическими механизмами, управляющими поведением человека, является первой ступенью к углублению представлений о других людях и, прежде всего, о самом себе. Только осознав свою индивидуальность, свои сильные и слабые стороны, своё отличие от других людей и своё сходство с ними, можно научиться успешно регулировать своё поведение и управлять другими людьми. Выполнение работы с определённым качеством в заданные сроки, обусловленное физиологическими возможностями организма человека, и называется работоспособностью. Работоспособность в процессе профессиональной деятельности моряка включает определенные этапы:

- **предрабочий этап** характеризуется повышением работоспособности человека под влиянием обстановки приготовления к работе, усилий воли, напряжения сознания, т.е. настройкой на работу и готовностью к ней;
- **рабочий этап** включает три фазы: вработывания, оптимальной продуктивности и утомления. Вработывание начинается сразу после заступления на вахту и длится в среднем 10-15 мин. Ускорить этот процесс можно знакомством с обстановкой, проверкой и сверкой показания приборов и индикаторов и т.п. Определяется вработывание уровнем профессиональных навыков, пониманием и принятием ответственности за дело, настройкой на качественное выполнение работы, даже любовью к своей работе.

Оптимальная продуктивность в зависимости от условий плавания и оборудования рабочего места специалиста, длится от 2,5 до 3,5 часов и характеризуется высокой работоспособностью, мобилизацией внимания, памяти, недопущением ошибок при обработке получаемой информации. К концу этой фазы начинает проявляться лёгкое утомление, перекрываемое увлеченностью работой и эмоциональным подъёмом, хотя затрачиваемые на это психические и физические усилия растут.

**Утомление** – это изменения в состоянии человека, возникающие под влиянием деятельности и снижающие её эффективность.

Характеризуется снижением работоспособности в связи с сокращением энергетических резервов организма и нарушением в деятельности центральной нервной системы, рассеиванием внимания, появлением ошибок и сбоев в работе, раздражительности или апатии. Утомление ощущается как общая слабость, вялость, тяжесть в голове, конечностях, во всём теле. Ухудшается зрительное и слуховое восприятие работающих механизмов.

В начале после рабочего периода ощущается большая усталость, чем во время деятельности, затем это чувство постепенно исчезает, проис-

ходит восстановление сил и работоспособности человека, чему способствует сон и полноценный отдых.

Работоспособность изменяется не только под влиянием интенсивной нагрузки. Специфика морского дела в том, что некоторые периоды деятельности специалиста не требуют большого расхода физических сил и умственных усилий, но предполагают готовность к немедленному их использованию, а значит, постоянное ожидание этого использования и необходимость внимания и бдительности. Такая ситуация складывается при плавании в открытом море, благоприятных гидрометеоусловиях, невысокой плотности движения судов и т.п. В этих условиях возникает опасное для специалиста состояние – монотония, когда при уменьшении нагрузки работоспособность не повышается, а понижается.

Монотония не менее опасна, чем утомление, ибо она вызывается однообразием обстановки на рабочем месте, отсутствием или малым числом раздражителей в окружающей среде; недостатком, повторяемостью или однообразием информации для восприятия. Монотония порождает тормозное действие, сонливость, и для её преодоления приходится за счёт волевых усилий поддерживать необходимый уровень бодрствования. Длительное состояние монотонии делает обычную работу тяжелым и напряженным трудом, экстремальным режимом деятельности. Однако в отличие от утомления, снимаемого продолжительным отдыхом, монотония проходит быстро при изменении условий деятельности, появления нового объекта или сигнала. Для снятия состояния монотонии рекомендуется совершать различные движения по помещению, контроль работы механизмов, общение с обслуживающим персоналом. Не рекомендуется принимать для расслабления и успокоения лекарства, которые могут оказывать долговременное и сильное затормаживающее действие на человека, вызывать сонливость, нарушение координации и вялость движений, понижать концентрацию внимания.

На работоспособность специалиста оказывают большое внимание эмоции и эмоциональные состояния. Источниками эмоций и чувств могут быть объективно существующие предметы и явления окружающего мира, сама деятельность и изменения в организме человека, возникающие в процессе выполнения профессиональных обязанностей, положительные и негативные ситуации и т.п.

Изменяя жизнедеятельность человека, эмоции выражаются в ряде внешних проявлений: выразительных движениях лица (мимике), тела (пантомимике), голосовой (вокальной) мимике – интонации, паузах, повышении или понижении голоса и т.п. В одних случаях эмоции носят действенный (стенический) характер, увеличивают напряжение сил, повышают жизнерадостность и активность человека, побуждают к тем

или другим поступкам. Астенические эмоции могут вызывать пассивность, угнетение жизнедеятельности, замедленность движений и реакции. Некоторые эмоции могут проявляться в той и другой форме: страх или испуг могут вызвать как бурную деятельность, так и угнетенное состояние.

В новой, незнакомой, неожиданно возникшей ситуации, когда нет достаточной информации, опыта обращения с чем-либо, может возникать неопределенное, ориентировочное переживание при изменении ситуации, переходящее в положительные или отрицательные эмоции.

Этим обусловлена большая роль эмоций и эмоциональной устойчивости в процессе управления и принятия решений. Переживаемые эмоции представляют собой информацию, которая, поступая в память человека, может привести к значительному ухудшению способности человека осмысливать, понимать информацию, необходимую для управления.

Значит, следует контролировать физическое состояние подчиненного, заступающего на вахту, т.к. плохое самочувствие, болевые ощущения могут захватить весь объем памяти и сделать человека неработоспособным. Кроме этого, не следует во время исполнения обязанностей на вахте давать резкую оценку действиям подчиненного, чтобы не вызвать у него сильных негативных эмоций и тем самым не ухудшить его работоспособность.

При наличии общих закономерностей принятия решений, существенное значение в профессиональной деятельности имеют индивидуальные особенности поведения человека. Особенно сильно это проявляется в таких психических свойствах личности как импульсивность и рефлексивность, при этом импульсивность – это одна крайность в поведении, а рефлексивность – другая, противоположная крайность. Импульсивность выражается в быстром необдуманном принятии решений, без достаточных оснований и учёта необходимых признаков и деталей ситуации. Импульсивный работник всегда склонен действовать под влиянием первого побуждения (импульса), может не заметить самих существенных признаков, на которые нужно ориентироваться в первую очередь, что приводит к совершению ошибок типа «пропуск сигнала».

Импульсивность, несмотря на полезность быстроты реагирования в условиях дефицита времени, оборачивается опасностью принятия рискованных решений.

Рефлексивность проявляется в излишнем взвешивании решения, тщательной проверке его правильности и сомнениях, колебаниях по поводу реализации уже принятого верного решения. Принятие обдуманных, взвешенных решений имеет свои положительные стороны, однако излишняя рефлексивность мешает быстрому принятию решения в экстре-

мальной ситуации.

Склонный к рефлексивности человек принимает во внимание слишком много несущественных признаков, помех, следствием чего при дефиците времени могут быть ошибки типа «ложная тревога».

Специалисту-управленцу полезно знать свои особенности принятия решения, чтобы успешно компенсировать недостатки, приводящие к типичным ошибкам. Так, импульсивному, склонному к риску работнику необходимо тренировать сдержанность, его волевые и умственные усилия должны быть направлены на выработку более осторожных, взвешенных решений. Рефлексивному, склонному к перестраховке специалисту, необходима решительность, его ум и воля должны помогать ему в преодолении сомнений и колебаний в принятии решения. Надо помнить, что оба стиля принятия решения, если они являются жёсткими стереотипами поведения, приводят к ошибкам.

Эмоциональное состояние самого специалиста, даже не связанное с конкретной ситуацией, положительный или отрицательный опыт переживания подобных явлений, особенности реагирования и некоторые устойчивые личностные черты (повышенная чувствительность, тревожность) могут привести к возникновению неадекватной эмоциональной оценки ситуации и такой же неадекватной реакции и недостойного поведения людей (агрессия, конфликт).

Неотреагированные эмоции, особенно отрицательные, могут принести вред человеку, нарушая работу внутренних органов, вызвать боли в сердце, одышку, гипертонию, даже язву желудка и другие болезни. Поэтому, если в силу каких-либо обстоятельств отрицательные эмоции всё же возникли, необходимо найти способы их разрядки, согласующиеся с нормами поведения в обществе: выполнить какую-либо работу дополнительно к обязательной, по возможности проделать физические упражнения. Незаменимым средством в таких условиях является юмор: открытие смешных сторон происшедшего и поведения отдельных людей может быть эффективным и безобидным способом преодоления неприятных переживаний, снятия возникшего напряжения.

Эффективность практической деятельности специалиста часто зависит от настроения, тесно связанного с эмоциями и чувствами. Настроение представляет собой относительно стабильное эмоциональное состояние, окрашивающее все переживания человека в течение некоторого времени. Оно может отличаться разной степенью продолжительности, выраженности и осознанности, что делает его как преходящим, так и устойчивым, проявляться в особенностях эмоциональной реакции человека на воздействия любого характера: даже реакция человека на юмор при плохом или хорошем настроении будет различной. Чаще всего настроение человека имеет причину, человеком не

всегда осознаваемую, одна и та же причина может определять разное настроение у разных людей. Психологи утверждают, тем не менее, что человек – хозяин своего настроения, может и должен им управлять.

Психологическое состояние человека, работающего в определенных, специфических условиях, кроме относительно устойчивого настроения, может характеризоваться интенсивно нарастающим эмоциональным напряжением. Оно ощущается человеком как постепенно или временами усиливающееся чувство неудовлетворенности собой или окружающими, как раздражительность, обидчивость по всякому поводу и даже без повода, как склонность замечать в первую очередь всё плохое и придавать ему значимость. Это приводит к нарастанию напряженности во взаимоотношениях между работниками, снижению их работоспособности, ухудшению их самочувствия. Такое состояние называют аффективным. Оно может завершиться удовлетворением, трансформироваться в энергию для выполнения другой деятельности.

При чрезвычайно конфликтных ситуациях, в критических условиях при неспособности человека найти адекватный выход из опасных, чаще всего неожиданно возникающих ситуаций, аффективное состояние может разрешиться в бурной вспышке (человек «взорвался») – аффекте.

Аффект – обычно кратковременное, бурно протекающее, чрезвычайно интенсивное эмоциональное переживание, полностью захватывающее психику человека и поэтому неуправляемое. Проявляется аффект в изменении сознания, нарушается контроль за деятельностью, возможна утрата самообладания, изменении жизнедеятельности организма.

Следует помнить, что любое чувство в некоторых случаях может выражаться в аффективной форме. Можно сказать, что аффект плох или хорош в зависимости от того, какое чувство переживается человеком и насколько хорошо он владеет собой в состоянии аффекта. После аффективной вспышки наступает чувство разбитости, упадок сил, безразличное отношение ко всему, возможна неподвижность, порой сонливость. И всё же, при всех отрицательных сторонах и проявлениях, будучи сильным и интенсивным эмоциональным переживанием, аффект полностью захватывает психику человека, тормозя все не связанные с ним психические процессы, и навязывает «аварийный» способ разрешения ситуации, присущий всем живым существам, в том числе и человеку.

Многим морякам известно из собственного опыта как проявляется и усиливается аффективное состояние и его разрешение с увеличением длительности рейса. Принятие мер для снижения и разрядки эмоционального напряжения необходимо не только для предупреждения и невозможности «взрыва», но и для того, чтобы скрытое эмоциональное напряжение не снижало работоспособности членов экипажа. Решению.

этой проблемы способствуют физические упражнения, водные процедуры, музыка, кино- и видеофильмы, организация досуга, юмор. Желательно создание такого психологического климата в экипаже, при котором (исключались бы все возможные домыслы, сплетни, подсиживания) возможны прямые критические высказывания и оценки по достаточно серьёзным и общезначимым вопросам производственного, коллективного и личного, в том числе и по взаимоотношениям между людьми.

Профессиональная деятельность специалиста морского флота протекает в условиях групповой изоляции (экипаж судна), различных внешних отрицательных воздействий (погода) и производственных факторов (шумы, вибрации и т.п.), ограниченности и стабильности круга общения, длительной оторванности от родных и близких людей, незначительности территориальных перемещений, иногда психологической несовместимости членов экипажа.

Действие этих факторов или чаще всего их сочетание может существенно ухудшать психическое и физическое состояние человека, в результате чего снижается эффективность деятельности, понижается работоспособность, возможны различные, не всегда адекватные, формы поведения человека в подобных ситуациях. Возникает явление стресса, близкое по своим психологическим характеристикам к аффекту, но по длительности протекания приближающееся к настроению.

Возникновение стресса вызывается неблагоприятными, значительными по силе и продолжительности, внутренними и внешними воздействиями. Состояние стресса по-разному влияет на деятельность специалиста, проявляясь как стрессовая активность, так и стрессовая пассивность. Первая может ускорять действия, появляется способность быстро принимать решения, уменьшается число ошибочных решений и действий, появляется уверенность и собранность. В отдельных случаях поведение и действия могут быть замедленными; но упорядоченными, что ведёт к уменьшению количества ошибок и повышению эффективности деятельности. Стрессовая пассивность сопровождается растерянностью, неумением сосредоточиться, суетливостью или значительным замедлением действий, может проявляться речевая несдержанность и агрессивность по отношению к другим. Состояние может завершиться не только выпадением заданных, но и возникновением ошибочных действий, возможны остановки рабочего процесса, вплоть до появления ступора – прекращения активных действий по профилю деятельности.

Таким образом, стресс не только дезорганизует деятельность человека, частые и длительные стрессы в специфических условиях работы плавсостава, отрицательно влияя на психологическое и физичес-



кое здоровье, становятся главным «фактором риска» при появлении и обострении сердечно-сосудистых и желудочно-кишечных заболеваний.

Отмеченные выше проявления стресса и его влияния на работоспособность человека далеко не исчерпывает всех возможных изменений психики и поведения специалиста в условиях стрессового состояния. Важным остаётся вопрос, как можно справиться с негативными проявлениями стресса, учитывая особенности деятельности плавсостава. Одним из важнейших средств снятия стресса и других отрицательных эмоций является саморегуляция как сознательное воздействие человека на его собственные психические явления (ощущения, восприятие, память, настроение, чувства), на выполняемую им деятельность и собственное поведение. Значит, надо контролировать, регулировать и изменять всё, что человек воспринимает с помощью органов чувств из внешнего мира и внутренней среды, своего тела.

Саморегуляция подразумевает не столько способность справляться с уже возникшим неадекватным состоянием, сколько умение не допускать возникновения такого состояния. Среди множества (аутогенная тренировка, самогипноз и др.) есть формы словесной саморегуляции – самоодобрение и самопоощрение, противоположные им самоосуждение и самонаказание, а также самоприказ, самопринуждение и самоподбадривание, даже в виде внутренней речи, такие побуждения играют большую регулирующую и программирующую роль в деятельности человека.

Для создания оптимального эмоционального состояния следует уяснить принципы мудрого отношения к жизни:

- умение отличить главное от второстепенного, правильно оценить значимость события, чтобы отличить одно от другого;
- получить, иметь достаточную разностороннюю информацию по событию, умение подходить с разных точек зрения: одно и то же явление, проблема приобретает разное значение в зависимости от позиций, с каких о ней судят;
- полезно заранее подготовить отступные запасные стратегии;
- помочь разрядить эмоцию, дать возможность выговориться, активизировать чувство юмора, смех;
- важным условием в создании оптимального эмоционального состояния является развитие наблюдательности не только за окружающей обстановкой и людьми, но и за самим собой, что позволяет гораздо легче управлять и регулировать своё состояние в различных критических ситуациях;
- наконец, надо научиться извлекать положительный опыт из всего происходящего – учёт причин прежних ошибок помогает человеку избежать их в настоящем и будущем.

Изложенные принципы способны оказать существенную помощь человеку-специалисту в сложных жизненных и производственных ситуациях.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Дьяченко М.И., Кандыбович Л.А. *Психология (личность, образование, самообразование, профессия)*. – Минск: ООО «Хэлтон», 1998.
2. Кричевский Р.Л., Дубовская Е.М. *Психология малой группы*. – М., 1991.
3. Леонтьев А.Н. *Деятельность. Сознание. Личность*. – М., 1975.
4. Петровский А.В. *Личность. Деятельность. Коллектив*. – М., 1982.
5. Снопков В.И., Конопелько Г.И., Васильева В.Б. *Безопасность мореплавания*. – М.: Транспорт, 1994.

Надійшла 14.02.05

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДАВЛЕНИЯ ГРУНТА НА ШПУНТОВУЮ  
СТЕНКУ С РЕБРАМИ ЖЕСТКОСТИ**

*Рассмотрены конструктивные особенности и методика расчёта инновационного решения подпорной стенки из стальных шпунтовых свай.*

*Ключевые слова: шпунт, контрфорс, давление грунта.*

**Введение**

Область применения конструкций из стальных шпунтовых свай в портовом гидротехническом строительстве весьма обширна. Такие конструкции могут быть реализованы при возведении и реконструкции причальных сооружений типа больверк. Взаимодействие тонкой стенки с грунтом засыпки в значительной степени зависит от конструкции анкерных устройств. Недостатком существующих анкерных систем является неравномерность распределения усилий между ними.

При возведении сооружений на больших глубинах необходимы специальные мероприятия, уменьшающие давление грунта засыпки на лицевую стенку. Различные системы экранирования, многоярусная анкеровка, понижение отметки крепления анкера позволяют расширить диапазон глубин, но приводят к заметному повышению трудоемкости, и, в конечном итоге, к удлинению сроков и увеличению стоимости строительства.

С учетом вышесказанного, представляется актуальным внедрение в практику проектирования портовых гидротехнических сооружений причальной стенки распорного типа, которая удовлетворяла бы всем технико-экономическим требованиям. Применение ребер жесткости в шпунтовой стенке повысит жесткость конструкции и будет способствовать уменьшению давления грунта на лицевую грань [1. С.1-3]. Конструктивная схема предложенной шпунтовой стенки включает стальные шпунтовые сваи, погруженные «замок в замок» в грунт основания в направлении вдоль сооружения, материал обратной засыпки позади стенки и стальные шпунтовые сваи поперечных рядов, погруженных в обратную засыпку позади лицевой стенки. Первые шпунтовые сваи поперечных рядов соединены с лицевой стенкой посредством замковых соединений, приваренных к тыловой поверхности

стенки по всей ее высоте. Поверху шпунтовые сваи лицевого ряда омоноличиваются железобетонной надстройкой, которая облицована железобетонными плитами.

Высота, ширина и шаг поперечных рядов шпунтовых свай определяются требованиями проекта, при этом шаг и ширину целесообразно назначать кратным ширине шпунтовой сваи.

Подпорная стенка работает под действием распорного давления грунта засыпки как консольная балка, заделанная нижним концом в грунт основания. В результате действия распорного давления грунта засыпки стенка будет изгибаться. Поперечные ряды свай, действуя как контрфорсы, повышают изгибную жесткость конструкции, а также уменьшают передаваемое на лицевую стенку распорное давление засыпки за счет возникающих по боковой поверхности поперечных шпунтовых рядов сил трения.

### **Основные расчетные предпосылки для определения давления грунта с учетом разгружающего влияния контрфорсов**

Новое конструктивное решение вызвало необходимость изучения характера распределения бокового давления грунта на лицевую стенку при различных геометрических параметрах ребер жесткости (контрфорсов).

Исследуются следующие параметры:

- ширина контрфорса  $b$  ( $b_1$ );
- форма контрфорса (прямоугольная, трапецидальная);
- шаг контрфорсов  $S$ ;
- высота контрфорса  $d$ .

Постоянные расчетные характеристики следующие:

- отметка кордона у причала  $+2,5$  м;
- глубина у причала  $-13,0$  м;
- лицевая стенка погружена в грунт дна на  $9,5$  м;
- характеристики грунта засыпки - удельный вес  $\gamma_1 = 18$  кН/м<sup>3</sup> (над водой),  $\gamma_2 = 11$  кН/м<sup>3</sup> (под водой), угол внутреннего трения  $\varphi_1 = 30^\circ$ ;
- характеристики грунта основания - удельный вес  $\gamma_3 = 9$  кН/м<sup>3</sup>, угол внутреннего трения  $\varphi_2 = 20^\circ$ , удельное сцепление  $c = 11$  кН/м<sup>2</sup>.

Примечание: начало контрфорса принято на уровне верха шпунтовой стенки.

Расчетная схема конструкции представлена на рисунке 1.

Давление на лицевую стенку определялось с учетом потерь от сил трения сползающего клина обрушения по боковым граням контрфорсов.

На лицевую стенку передается давление призмы обрушения ABC, которая сползает под углом обрушения  $\beta_1 = 45^\circ - 0,5\varphi_1$ . Часть потенциальной энергии сползающая призма реализует на преодоление сил трения по боковой поверхности контрфорса ADEF.

Определение силы трения выполняем в следующей последовательности. Проводятся вертикальные сечения через характерные точки и через точку пересечения грани контрфорса с плоскостью обрушения призмы распора лицевой стенки (1-1, 2-2), по которым строятся нормальные эпюры распорного давления на боковую грань контрфорса.

Распорное давление между контрфорсами возрастает на глубине  $h = \frac{(S - \delta)0,5}{\text{tg}\beta}$ , где S - шаг контрфорсов,  $\delta$  - толщина контрфорса. Ниже распорное давление имеет постоянную величину.

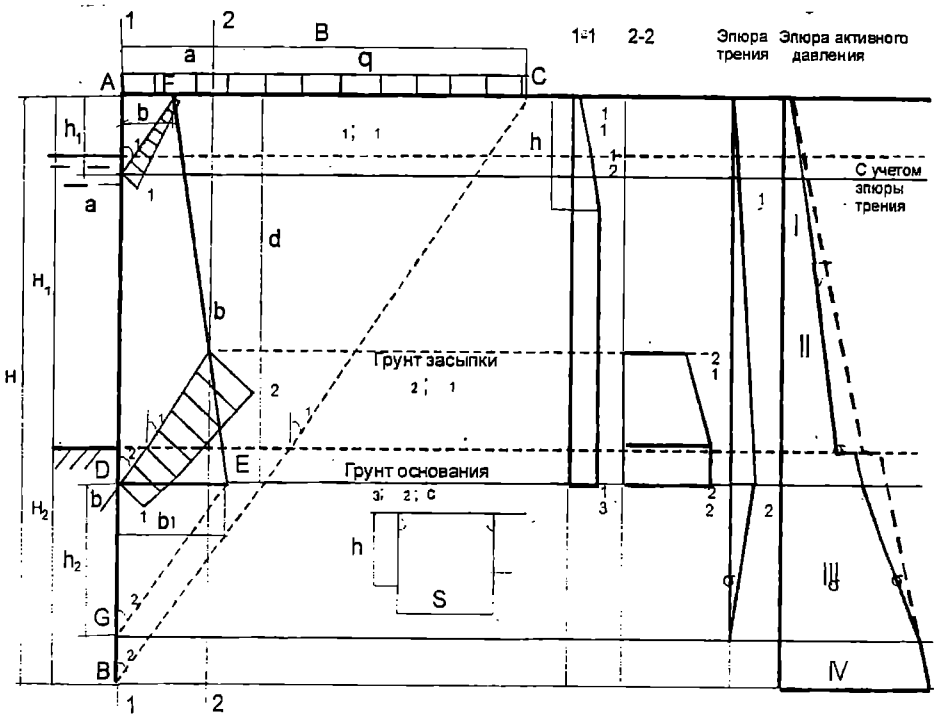


Рис. 1. Расчетная схема конструкции:

- а) эпюры давления на контрфорс по наклонным сечениям;
- б) эпюры давления, нормальные к боковой поверхности контрфорса;
- в) эпюры, нормальные к лицевой плите

Соответственно полученным эпюрам, наносятся ординаты нормального давления на наклонные сечения а-а, б-б (рис. 1, а), образуемые путем проведения их из точек пересечения вертикальных сечений с наружной линией контрфорса под углом обрушения. По этим сечениям происходит сползание грунта и по ним направлены силы трения. По эпюрам давления на наклонные сечения определяются силы  $P$  нормального давления на контрфорс, равные площади соответствующей эпюры. Умножая последние на коэффициент трения  $f_i = tg 0,5\varphi_i$ , получаем силы трения по соответствующим наклонным сечениям. Умножив эти силы на  $\sin \beta_i$ , получим горизонтальные составляющие этих сил, приложенные к лицевой стенке. Разделив горизонтальные составляющие на половину расстояний между контрфорсами в свету, получим интенсивность сил трения  $t_x$  на лицевую стенку, по которым строится эпюра трения до точки D. На высоте  $h_2 = \frac{b_1}{tg\beta_2}$ , где  $\beta_2$  – угол обрушения грунта основания, влияние контрфорса уменьшается до нуля в точке G.

Ординаты эпюры распора на лицевую стенку без учета разгружающего влияния контрфорса могут быть определены например, по методу Кулона.

Вычитая из эпюры бокового давления грунта без ребер жесткости эпюру сил трения, получаем давление на лицевую стенку с учетом разгружающего влияния контрфорсов (рис. 1, в).

Для оценки эффективности применения разработанного метода расчета бокового давления грунта на стенку с учетом разгружающего влияния контрфорса выполнен численный анализ, который позволил выявить следующие зоны влияния контрфорсов (рис. 1, в):

I - зона частичного влияния контрфорсов – эффект уменьшения бокового давления незначителен;

II - зона полного влияния контрфорсов – эффект уменьшения бокового давления максимальный;

III - зона уменьшения влияния контрфорсов (переходная зона) – эффект уменьшения бокового давления снижается до нуля;

IV - зона отсутствия влияния контрфорсов.

Зона I частичного влияния контрфорсов занимает участок высотой

$$h_1 = \frac{b}{tg\beta_1},$$

где  $\beta_1$  – угол обрушения грунта засыпки;

зона II полного влияния контрфорсов имеет высоту  $(d - h_1)$ ;

зона III уменьшения влияния контрфорсов (переходная зона) расположена на участке высотой

$$h_2 = \frac{b_1}{\operatorname{tg}\beta_2},$$

где  $\beta_2$  – угол обрушения грунта основания;

зона IV отсутствия влияния контрфорсов имеет высоту

$$[(H_1 + H_2) - (d + h_2)],$$

где  $H_1$  – высота стенки выше уровня дна,

$H_2$  – глубина погружения стенки ниже уровня дна.

### **Результаты исследования бокового давления грунта при изменении основных параметров ребер жесткости**

При исследовании влияния ширины ребра жесткости на изменение бокового давления грунта принималась прямоугольная форма ребра жесткости. Относительная ширина ребра жесткости рассматривалась как отношение

$$\frac{b}{S} = (0,5; 1,0; 1,5),$$

где  $b$  – ширина ребра,

$S$  – шаг ребер.

При ширине ребра жесткости намного меньшей ширины призмы обрушения на уровне поверхности грунта ( $b < B$ , где  $B = H_1 \operatorname{tg}\beta_1 + H_2 \operatorname{tg}\beta_2$ ) ребро называется узким (рис. 1). На основании выполненных расчетов получены эпюры бокового давления грунта на стенку с учетом и без учета ребер жесткости, представленные на рис. 2.

Анализ этих данных показал, что с увеличением ширины ребра жесткости высота зоны влияния контрфорсов изменяется. При  $b = 0,5S$  высота зоны влияния равна  $0,764H$ , при  $b = 1,0S$  высота зоны влияния равна  $0,852H$ , при  $b = 1,5S$  равна  $0,936H$ , т.е. охватывает почти всю высоту стенки. Разгружающий эффект в первом случае составил  $6,75\%$ , во втором –  $12,26\%$ , в третьем –  $16,04\%$ .

Влияние ширины ребер жесткости реализуется за счет сил трения грунта о них. При узких ребрах жесткости ими охватывается небольшая зона призмы скольжения. С увеличением ширины эта зона увеличивается и большая часть призмы подвержена действию сил трения, уменьшая вертикальные напряжения. Очевидно, что в полной мере влияние трения скажется в том случае, когда ребра жесткости охватят всю призму скольжения.

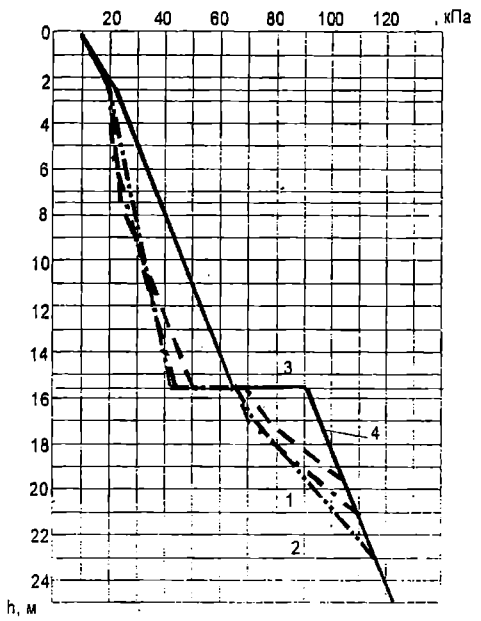
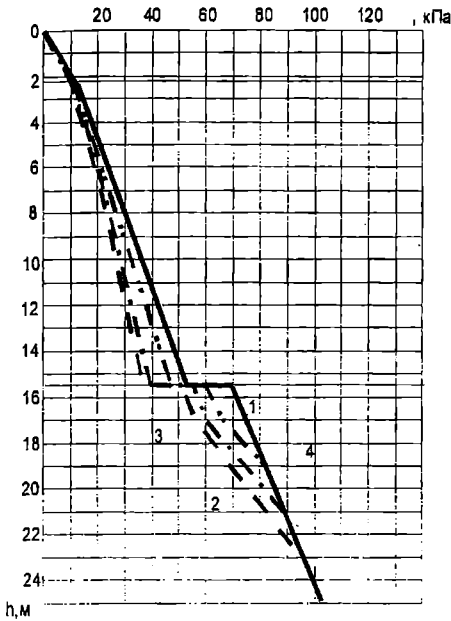


Рис. 2. Эпюры давления грунта при различной ширине ребер:  
 1 –  $b = 0,5S$ ; 2 –  $b = S$ ;  
 3 –  $b = 1,5S$ ;  
 4 – давление на стенку без ребер.

Рис. 3. Эпюры давления грунта при различной форме ребер:  
 1 – прямоугольная форма;  
 2 – с расширением книзу;  
 3 – с расширением кверху;  
 4 – давление на стенку без ребер.

Для исследования влияния формы контрфорса на боковое давление грунта рассмотрены три формы – прямоугольная, трапецидальная с расширением книзу, трапецидальная с расширением кверху. Ширина контрфорса по верху и по низу подбирались так, чтобы при постоянной высоте и шаге контрфорсов их площади были равны. При прямоугольной форме  $b = b_1 = 3$  м; при трапецидальной с расширением к низу  $b = 1,8$  м,  $b_1 = 4,2$  м; при трапецидальной с расширением кверху  $b = 4,2$  м,  $b_1 = 1,8$  м.



Для оценки влияния конфигурации ребер жесткости получены эпюры бокового давления грунта с учетом и без учета влияния ребер жесткости, представленные на рис. 3. Сопоставление эпюр показало, что высота зоны частичного влияния контрфорса при трапецидальной форме ребер с расширением кверху максимальна (0,29Н), а при трапецидальной форме ребер с расширением к низу – минимальна (0,12Н). Высота переходной зоны влияния контрфорса при трапецидальной форме ребер с расширением книзу максимальна (0,24Н), а при трапецидальной с расширением кверху – минимальна (0,10Н). При прямоугольной форме контрфорсов высота зоны частичного влияния контрфорса равна 0,21Н, а высота переходной зоны влияния контрфорса равна 0,17Н.

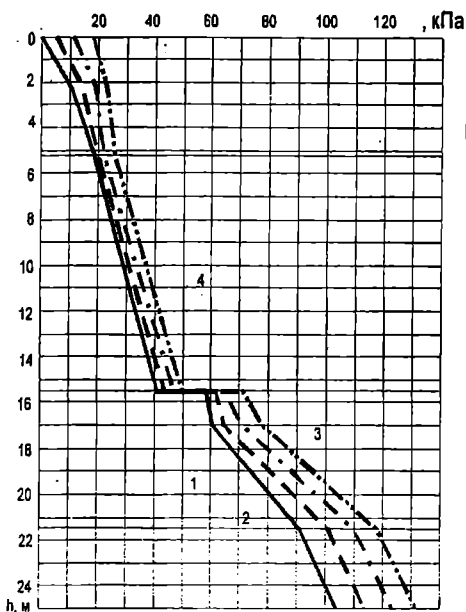
В результате выполненного численного анализа изучен эффект разгружающего действия контрфорсов. Шпунтовая стенка с ребрами трапецидальной формы с расширением книзу имеет разгружающий эффект 17,8 %, шпунтовая стенка с прямоугольной формой ребра имеет разгружающий эффект 16,0 %, а с ребрами трапецидальной формы с расширением кверху – 13,9 %. Наибольшее влияние на изменение бокового давления грунта имеет трапецидальная форма с расширением книзу. На рисунке 4 представлены эпюры бокового давления грунта с учетом разгружающего влияния контрфорсов при приложении эксплуатационной нагрузки 0; 20; 40; 60 кН/м<sup>2</sup> на причал с прямоугольной формой контрфорса.

Сопоставление полученных эпюр бокового давления грунта показало, что приращение давления грунта от действия нагрузки на поверхности засыпки не является равномерным по высоте стенки. Минимальное приращение наблюдается в зоне полного влияния контрфорсов (2 кПа), а максимальное приращение в зоне отсутствия влияния контрфорсов (10 кПа).

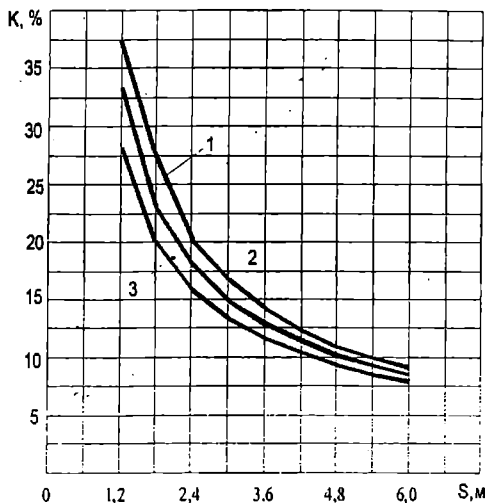
Для исследования влияния шага ребер жесткости на степень снижения  $K$  бокового давления грунта длина ребер жесткости была принята постоянной, а ширину – в зависимости от формы. При прямоугольной форме  $b = b_1 = 3$  м, при трапецидальной с расширением книзу  $b = 1,8$  м,  $b_1 = 4,2$  м, при трапецидальной с расширением кверху  $b = 4,2$  м,  $b_1 = 1,8$  м. Относительный шаг ребер жесткости рассматривался как отношение  $\frac{S}{d} = (0,07; 0,14; 0,21; 0,28; 0,35)$ , где  $S$  – шаг ребер жесткости,  $d$  – высота ребра жесткости. Полученный график зависимости степени снижения давления грунта от шага ребер жесткости представлен на рис. 5.

Можно предположить, что при дальнейшем увеличении шага ребер жесткости ( $S > 0,35d$ ) наступит момент, когда влияние сил трения

будет ограничено небольшой зоной у ребра жесткости и уменьшение бокового давления сведется к нулю.



*Рис. 4. Этюры бокового давления при следующих поверхностных эксплуатационных нагрузках: 1 – 0 кПа; 2 – 20 кПа; 3 – 40 кПа; 4 – 60 кПа*



*Рис. 5. Зависимость степени грунта снижения K бокового давления грунта от шага контрфорса: 1 – при трапецидальной с расширением книзу форме контрфорса; 2 – при форме контрфорса; прямоугольной; 3 – при трапецидальной с расширением кверху форме контрфорса*

Для выявления зависимости степени снижения K бокового давления грунта на шпунтовую стенку от высоты ребра жесткости при постоянной ширине и шаге ребер жесткости, относительная высота ребра жесткости рассматривалась в виде  $\frac{d}{H_1} = (0,26; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,16)$ , где

d – высота ребра жесткости,  $H_1$  – высота стенки выше уровня дна. В результате построен график (рис. 6), анализ которого показал, что с изменением высоты ребер жесткости степень снижения бокового давления

грунта увеличивается, а при шпунтовой стенке трапецидальной формы с расширением книзу имеет наибольшие значения.

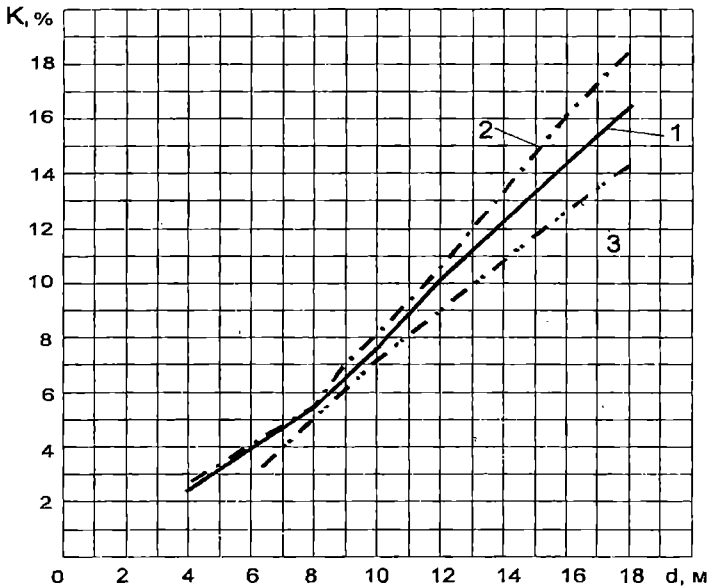


Рис. 6. Зависимость степени снижения  $K$  бокового давления от высоты ребра:

1 – прямоугольная форма контрфорса; 2 – трапецидальная с расширением книзу форма контрфорса; 3 – трапецидальная с расширением кверху форма контрфорса

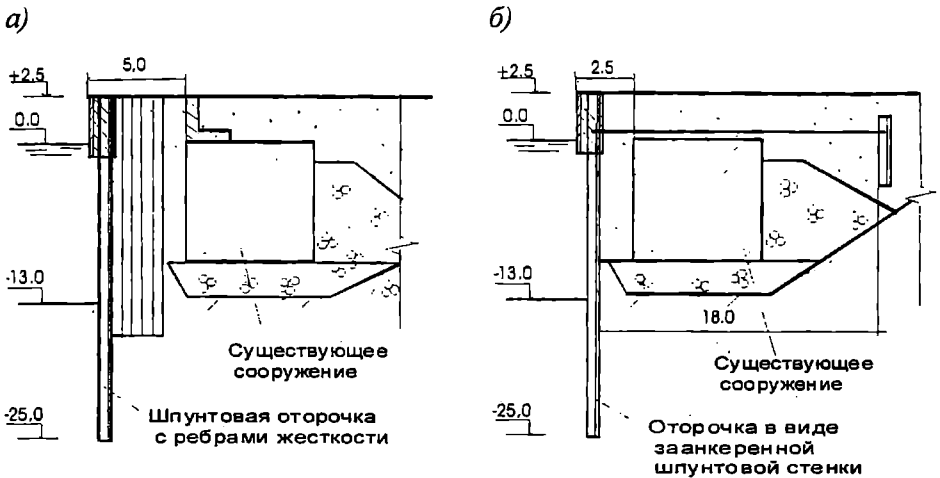


Рис. 7. Варианты реконструкции причала

Рассмотрим два варианта реконструкции причала с увеличением глубины до – 13,0 м (рис. 7). В первом случае рассматривается шпунтовая оторочка с ребрами жесткости с параметрами  $b = b_1 = 3$  м,  $S = 3$  м,  $d = 17$  м,  $q = 40$  кПа.

Во втором случае традиционная конструкция – оторочка в виде заанкеренной шпунтовой стенки. Для эффективного применения на практике шпунтовой стенки с ребрами жесткости целесообразно выявить ее технико-экономические показатели по сравнению с традиционной конструкцией (табл.1).

Результаты проведенных исследований позволяют сделать следующие выводы:

1. При наличии ребер жесткости (контрфорсов) происходит снижение бокового давления грунта на лицевую стенку до 18%.

2. Величина уменьшения бокового давления грунта на стенку зависит от конфигурации ребер жесткости. Трапецеидальная форма ребер жесткости с расширением книзу дает наибольший разгружающий эффект по сравнению с другими рассмотренными формами.

*Таблица 1*

*Технико-экономические показатели шпунтовой оторочки с ребрами жесткости и традиционной конструкции на 100 м причала*

Вариант реконструкции	Расход металла, т	Объем засыпки, м <sup>3</sup>	Разборка существующего сооружения, м <sup>3</sup>	Кол-во конструктивных элементов	Стоимость, тыс. грн.
Шпунтовая оторочка с ребрами жесткости	857	6200	–	2	4066,3
Оторочка в виде заанкеренной шпунтовой стенки	1054,4	8100	4500	4	5624,8

3. Определены оптимальные соотношения параметров ребер жесткости, обеспечивающие наибольший разгружающий эффект:  $\frac{b}{S} = 1,0$ ;

$$\frac{S}{d} = 0,176; \quad \frac{d}{H_1} = 1,1.$$

4. При применении нового конструктивного решения в реконструкции причала происходит уменьшение расхода металла на 19%, объема засыпки на 23 %, стоимости реконструкции на 27,7% за счет

использования более низкой марки стали для шпунта и отсутствия разборки существующего сооружения.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. *Патент №2002086607 от 17.03.03. Підпірна стінка / Дубровський М.П., Казмірук О.В., Слободяник Г.В.*

Надійшла 22.01.05

**К ВОПРОСУ ОБ ИССЛЕДОВАНИИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МОДЕЛЕЙ СТАЛЬНЫХ ТРУБЧАТЫХ СВАЙ, ПОДВЕРГНУТЫХ ИЗГИБУ**

*Рассмотрено определение изгибающих моментов в сечениях модели стальной трубчатой сваи для случая её предельного нагружения на основании измеренных деформаций с помощью тензодатчиков, наклеенных на противоположных волокнах внутренней поверхности этой модели.*

*Ключевые слова: трубчатый стержень, тензодатчики, измеренные деформации, изгибающие моменты.*

Рассматриваемая задача связана с поведением стальной трубчатой сваи, к верхнему концу которой приложена сосредоточенная горизонтальная сила, создающая изгибающий момент в любом сечении по высоте сваи, включая сечение у входа сваи в грунт и ниже в зоне взаимодействия сваи с грунтом.

При действии горизонтальной сосредоточенной нагрузки, приложенной к верхнему концу сваи, ниже уровня грунта с противоположной стороны сваи возникают силы реактивного отпора грунта, закон распределения которых по высоте заглубленной части сваи зависит от свойств грунта и требует дополнительных исследований.

Для изучения взаимодействия сваи с грунтом основания предлагается методика, исходящая из определения напряженно-деформированного состояния стального стержня трубчатого сечения, с обеих сторон которого на внутренней поверхности в плоскости изгиба наклеены тензодатчики сопротивления [1]. При наклейке двух цепочек тензодатчиков с определенным шагом можно получить картину распределения изгибающих моментов по высоте той части стержня, которая заглублена в грунт.

Настоящая статья сводится к определению величин изгибающих моментов  $M_a$ , возникающих в стержне вследствие его изгиба, на основании замеренных деформаций диаметрально противоположных волокон на внутренней поверхности трубчатого стержня.

В самом общем случае считаем, что в предельном состоянии деформации, соответствующие пределу текучести стержня  $\mathcal{E}_T$ , достигнуты как в сжатой, так и в растянутой части сечения трубчатого стержня.

Построив эпюру деформаций в сечении трубчатого стержня на основании измеренных деформаций на внутренней поверхности в виде прямой линии, наклонной к оси ординат, получим величины деформаций в крайних волокнах трубчатого стержня, которые обозначим в сжатой зоне через  $\varepsilon_1$ , а в растянутой зоне через  $\varepsilon_2$ .

На рис. 1 представлены поперечное сечение трубчатого стержня (а), эпюра деформаций (б) и эпюра напряжений в сечении, соответствующая эпюре деформаций (в).

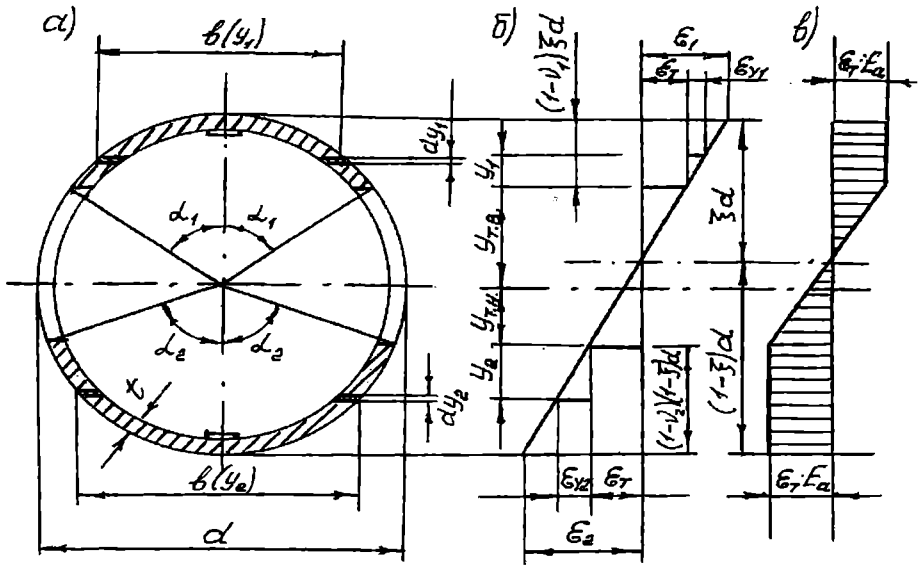


Рис.1. Распределение деформаций и напряжений по высоте сечения изогнутого трубчатого стержня

Обозначим через  $V_1$  отношение деформации, соответствующей пределу текучести стержня, к деформации верхнего волокна и через  $V_2$  - к деформации нижнего крайнего волокна

$$V_1 = \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_1} \quad \text{и} \quad V_2 = \frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_2} \quad (1)$$

При  $|\varepsilon_1|$  или  $|\varepsilon_2| \leq \varepsilon_T$  принимаем  $V_1$  или  $V_2$  равным 1.

Обозначим через  $X$  высоту сжатой части сечения стержня, а через  $\xi$  относительную высоту сжатой части сечения, равную  $X/d$ . Тогда из подобия треугольников эпюры деформаций следует

$$\frac{\varepsilon_2}{(1-\xi) \cdot d} = \frac{-\varepsilon_1}{\xi \cdot d} \quad (2)$$

или

$$\xi = \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}. \quad (3)$$

Выразим  $Y_{T.B.}$  и  $Y_{T.H.}$  (расстояние от центральной оси до волокна, в котором деформации равны соответственно  $-\varepsilon_T$  и  $\varepsilon_T$ ) через  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$

$$Y_{T.B.} = 0,5d - (1 - \nu_1) \cdot \xi \cdot d;$$

$$Y_{T.H.} = -[0,5d - (1 - \nu_2)(1 - \xi) \cdot d]. \quad (4)$$

Запишем выражение для продольной силы и изгибающего момента в стержне с учетом его пластической работы

$$N_C = \overline{N} - N_1 - N_2; \quad M_C = \overline{M} - M_1 - M_2, \quad (5)$$

где  $\overline{N}$  и  $\overline{M}$  – продольная сила и изгибающий момент в стержне в предположении его упругой работы;

$N_1$  и  $M_1$  – продольная сила и изгибающий момент, учитывающие пластическую работу стержня в верхней сжатой части сечения;

$N_2$  и  $M_2$  – продольная сила и изгибающий момент, учитывающие пластическую работу стержня в нижней растянутой части сечения.

Определим  $\overline{N}$  и  $\overline{M}$ , используя известные зависимости



$$E_a \cdot \varepsilon_1 = \frac{\bar{N}}{A_c} - \frac{\bar{M}}{W_c}; \quad E_a \cdot \varepsilon_2 = \frac{\bar{N}}{A_c} + \frac{\bar{M}}{W_c}, \quad (6)$$

откуда следует, что

$$\bar{N} = \frac{\varepsilon_2 + \varepsilon_1}{2} \cdot E_c A_c; \quad \bar{M} = \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{2} \cdot E_c W_c, \quad (7)$$

где  $A_c$  и  $W_c$  – соответственно площадь и момент сопротивления поперечного сечения трубчатого стержня.

Из подобия треугольников эпюры деформаций следует

$$\frac{-\varepsilon_{y1}}{-\varepsilon_1 + \varepsilon_T} = \frac{y_1}{(1 - \nu_1) \cdot \xi d};$$

$$\frac{\varepsilon_{y2}}{\varepsilon_2 - \varepsilon_T} = \frac{y_2}{(1 - \nu_2)(1 - \xi) \cdot d};$$

или

$$\varepsilon_{y1} = \frac{\varepsilon_1 \cdot y_1}{\xi d} \quad \text{и} \quad \varepsilon_{y2} = \frac{\varepsilon_2 \cdot y_2}{(1 - \xi)d}, \quad (8)$$

где  $\varepsilon_{y1}$  и  $\varepsilon_{y2}$  – текущая величина относительной деформации соответственно в сжатой и в растянутой зоне, приходящаяся на ее пластическую часть;

$y_1$  – расстояние от волокна, в котором деформация равна  $-(\varepsilon_{y1} + \varepsilon_T)$ , до волокна, в котором деформация равна  $-\varepsilon_T$ ;

$y_2$  – расстояние от волокна, в котором деформация равна  $(\varepsilon_{y2} + \varepsilon_T)$ , до волокна, в котором деформация равна  $\varepsilon_T$ .

Запишем выражение для  $N_1$

$$N_1 = \int_{A_{пл.1}} \sigma_{y_1} dA = \int_{A_{пл.1}} b(y_1) \cdot dy_1 \cdot E_C \cdot \varepsilon_{y_1}, \quad (9)$$

где  $A_{пл.1}$  - площадь сжатой пластической части сечения трубчатого стержня.

Подставив в формулу (9) значение  $\varepsilon_{y_1}$  (8) и преобразовав его, получим формулу для определения  $N_1$  (аналогичным путем получаем выражение и для  $N_2$ )

$$N_1 = \frac{S_{T1} \cdot \varepsilon_1 \cdot E_C}{\xi \cdot d}; \quad N_2 = \frac{S_{T2} \cdot \varepsilon_2 \cdot E_C}{(1 - \xi)d}. \quad (10)$$

Подставляя  $\bar{N}$  (7), а также  $N_1$  и  $N_2$  (10) в формулу (5), получим выражение для определения продольной силы, воспринимаемой сечением изогнутого стержня, с учетом его пластической работы

$$N_a = \frac{\varepsilon_2 + \varepsilon_1}{2} \cdot E_C \cdot A_C - \frac{S_{T1} \cdot \varepsilon_1 \cdot E_C}{\xi d} - \frac{S_{T2} \cdot \varepsilon_2 \cdot E_C}{(1 - \xi)d}, \quad (11)$$

где  $S_{T1}$  ( $S_{T2}$ ) - статический момент соответственно сжатой (растянутой) пластической части сечения относительно оси, проходящей через границу упругой и пластической сжатой (растянутой) части сечения.

Для определения  $M_1$  необходимо знать расстояние от равнодействующей усилия в сжатой зоне, приходящейся на ее пластическую часть, до оси на границе упругой и пластической сжатой части сечения  $y_1$

$$\bar{y}_1 = \frac{\int_{F_{пл.1}} \sigma_{y_1} \cdot y_1 \cdot dA}{N_1} = \frac{\int_{F_{пл.1}} b(y_1) \cdot dy \cdot \varepsilon_{y_1} \cdot E_C \cdot y_1}{N_1}. \quad (12)$$

Подставляя в (12) значение  $\varepsilon_{y_1}$  (8) и преобразовывая его, получим

$$\bar{y}_1 = \frac{I_{T1}}{S_{T1}}. \quad (13)$$

Запишем выражение для  $M_1$

$$M_1 = N_1 \left[ 0,5d - (1 - \nu_1)\xi d + \bar{y}_1 \right]. \quad (14)$$

Подставляя в (14) выражения (10) и (13), получим

$$M_1 = \frac{S_{T1} \cdot \varepsilon_1 \cdot E_C}{\xi d} \left[ 0,5d - (1 - \nu_1)\xi d + \frac{I_{T1}}{S_{T1}} \right]. \quad (15)$$

Аналогичным путем получаем выражение для  $M_2$

$$M_2 = \frac{S_{T2} \cdot \varepsilon_2 \cdot E_C}{(1 - \xi)d} \left[ 0,5d - (1 - \nu_2)(1 - \xi)d + \frac{I_{T2}}{S_{T2}} \right]. \quad (16)$$

В формулах (15) и (16)  $I_{T1}$  ( $I_{T2}$ ) - это момент инерции сектора тонкого кольца, ограниченного углом  $2\alpha_1$  ( $2\alpha_2$ ), относительно оси, проходящей через границу упругой части сечения и сжатой (растянутой) пластической.

Подставляя (7), (15) и (16) в (5), получаем выражение для определения изгибающего момента, возникающего в сечении трубчатого стержня вследствие его изгиба с учетом пластических деформаций

$$M_a = \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_1}{2} \cdot E_C W_C - \frac{\varepsilon_1 \cdot E_C}{\xi d} \left\{ I_{T1} + S_{T1} [0,5d - (1 - \nu_1)\xi d] \right\} - \frac{\varepsilon_2 \cdot E_C}{(1 - \xi)d} \left\{ I_{T2} + S_{T2} [0,5d - (1 - \nu_2)(1 - \xi)d] \right\}. \quad (17)$$

Из формулы (17) видно, что при  $|\varepsilon_1| \leq \varepsilon_T$  или  $|\varepsilon_2| \leq \varepsilon_T$  второй или третий член формулы равен нулю. Если деформации в крайних волокнах данного сечения не превышают  $\varepsilon_T$ , то определение величины момента  $M_a$  ведется, как для упругого тела.

В формулах (11) и (17) неизвестны еще  $A_C$ ,  $W_C$ ,  $S_{T1}$ ,  $S_{T2}$ ,  $I_{T1}$  и  $I_{T2}$ . При получении формул для определения геометрических характеристик сечения трубчатого стержня были использованы данные таблицы 7.1 [2] для тонкого кольца (при  $t \ll d$ ). Ниже приведены формулы для их определения (18)...(23)

$$A_C = \pi \cdot d \cdot t; \quad (18)$$

$$W_C = 0,7853 \cdot d^2 \cdot t; \quad (19)$$

$$S_{T1} = r \cdot t \cdot \left[ (2r - t) \cdot \sin \alpha_1 - 2(r - t) \cdot \alpha_1 \cdot \cos \alpha_1 \right] \quad (20)$$

$$S_{T2} = r \cdot t \cdot \left[ (t - 2r) \cdot \sin \alpha_2 - 2(t - r) \cdot \alpha_2 \cdot \cos \alpha_2 \right] \quad (21)$$

$$I_{T1} = \frac{t \cdot (d - t)^3}{16} \cdot \left( 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_1 - \frac{4 \sin^2 \alpha_1}{\alpha_1} \right) + \alpha_1 \cdot d \cdot t \cdot y_B^2 \quad (22)$$

$$I_{T2} = \frac{t \cdot (d - t)^3}{16} \cdot \left( 2\alpha_2 + \sin 2\alpha_2 - \frac{4 \sin^2 \alpha_2}{\alpha_2} \right) + \alpha_2 \cdot d \cdot t \cdot y_H^2 \quad (23)$$

где  $y_B$  ( $y_H$ ) – расстояние от центра тяжести сжатой (растянутой) пластической части сектора тонкого кольца, ограниченного углом  $2\alpha_1$  ( $\alpha_2$ ), до оси, проходящей через границу упругой и сжатой (растянутой) пластической части сечения

$$y_B = \frac{d-t}{2} \cdot \left( \frac{\sin \alpha_1}{\alpha_1} - \cos \alpha_1 \right) + \frac{t \cdot \cos \alpha_1}{2} \quad (24)$$

$$y_H = \frac{d-t}{2} \cdot \left( \frac{\sin \alpha_2}{\alpha_2} - \cos \alpha_2 \right) + \frac{t \cdot \cos \alpha_2}{2} \quad (25)$$

В формулах (20)...(25) углы  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  определяются, как

обратные тригонометрические функции по формулам (26)

$$\alpha_1 = \arccos \frac{y_{TB}}{r}; \quad \alpha_2 = \arccos \left( -\frac{y_{TH}}{r} \right). \quad (26)$$

Подсчет величин продольных сил и изгибающих моментов, возникающих в сечении трубчатого стержня на основании измеренных величин деформаций на его внутренней поверхности удобно вести в табличной форме с использованием Программы Excel.

В дальнейшем, по разности моментов, подсчитанных для каждого сечения модели сваи от внешней горизонтальной силы, как произведение силы на плечо, и тех, что определены путем прямого измерения деформаций на диаметрально противоположных волокнах трубчатого стержня, можно получить фактическую картину распределения сил реактивного отпора грунта и увязать ее с характеристиками грунтов, в которые забита свая.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гусаков В.Н., Фортученко Ю.А. Деформированное состояние продольной арматуры в конструкциях из тяжелого силикатного бетона в зоне действия поперечной силы // Сб. трудов ВНИИСТРОМ. М., 1966. – № 38. – С. 217 – 253.
2. Справочник проектировщика: Расчетно-теоретический / Под ред. А.А. Уманского. – М.: Госстройиздат, 1960. – С. 356 – 358.

Надійшла 22.02.05

УДК 624.154

В.А. Гришин  
А.В. Гришин

## ВЛИЯНИЕ ЗАГЛУБЛЕНИЯ ШТАМПА НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ОСНОВАНИЯ

Исследуется влияние заглублиения штампа на напряжённо-деформированное состояние грунтовой среды.

*Ключевые слова:* штамп, грунт, перемещение, напряжение.

Рассматриваются три возможных типа заглублиения штампов в грунтовой массив, показанные на рис. 1.

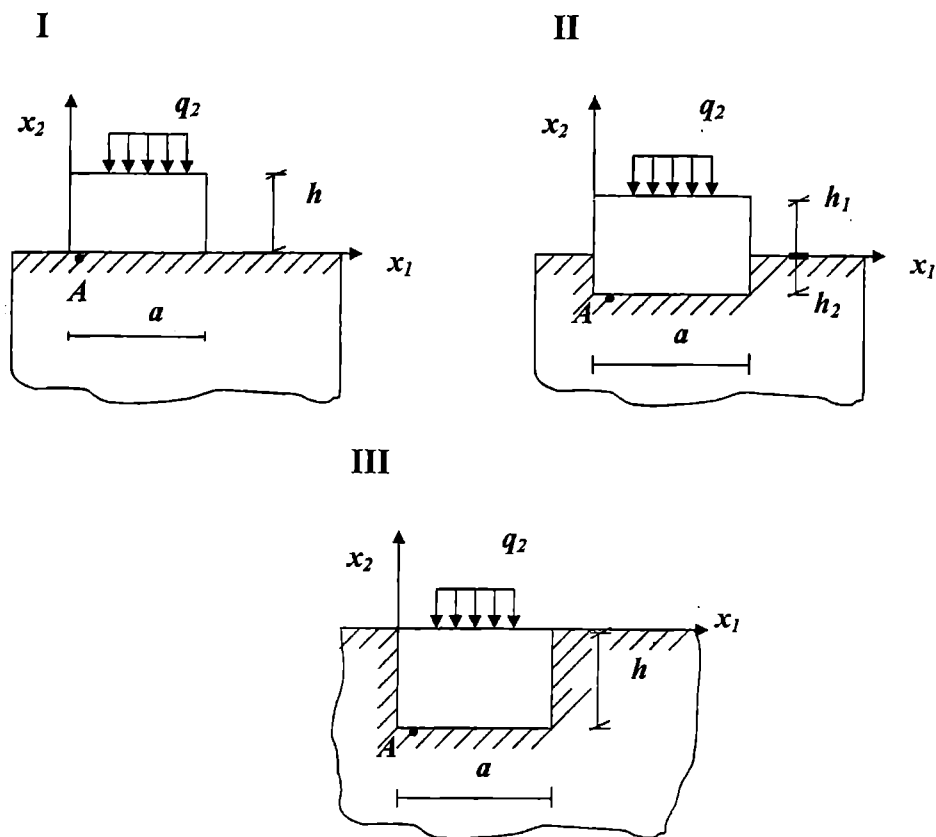


Рис. 1. Расчетные схемы системы:

- I – лежащий на грунтовой массиве штамп;
- II – полузаглубленный в грунтовой массив штамп;
- III – заглубленный в грунтовой массив штамп

Сцепленный с деформируемым основанием штамп совместно с массивом образуют единую систему. Действия на штампы динамической нагрузки рассматривались в работе [1].

Здесь, в условиях плоской деформации, к ним прикладываются статические симметричные и несимметричные нагрузки. Грунтовой массив рассматривается как упруго-пластическая среда, к которой применима теория пластического течения с изотропным или кинематическим упрочнением. Зависимость между приращениями напряжений и деформацией принимается в виде неинтегрируемых соотношений, являющихся следствием принципа максимума Мизеса [2]. Удлинения, сдвиги и углы поворота считаются малыми, поэтому имеет место постулат суммирования приращений упругих и пластических деформаций

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

и линейное соотношение Коши

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

Принимается, что компоненты тензора приращений упругой деформации связаны с компонентами тензора приращения напряжений законом Гука

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

Приращения компонентов тензора пластических деформаций в окрестности регулярной точки функции нагружения записывается как

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

Постоянная  $d\lambda$  определяется из условия непрерывного изменения функции нагружения и после преобразований принимает следующий вид:

$$d\lambda = \frac{D_{ksmn}^e f_{,\sigma_{mn}} d\varepsilon_{ks}}{f_{,\sigma_{ks}} D_{ksmn}^e f_{,\sigma_{mn}} - f_{,\chi} \sigma_{ke} f_{,\sigma_{ks}}}, \quad (5)$$

где  $f$  - функция нагружения;  $\chi$  - параметр упрочнения.

Используя соотношение (1), (3) и (4), получаем уравнения состояния в виде

$$\begin{aligned} d\sigma_{ks} &= D_{ksmn}^{ep} d\varepsilon_{mn}, \quad \text{если } f = 0, \quad df' > 0, \\ d\sigma_{ks} &= D_{ksmn}^e d\varepsilon_{mn}, \quad \text{если } f = 0, \quad df' \leq 0, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $D_{ksmn}^{ep}$  при активном процессе нагружения определяется как

$$D_{ksmn}^{ep} = D_{ksmn}^e - \frac{f_{,\sigma_{ks}} D_{ksmn}^e f_{,\sigma_{mn}} D_{ksmn}^e}{f_{,\sigma_{ks}} D_{ksmn}^e f_{,\sigma_{mn}} - f_{,\chi} \sigma_{te} f_{,\sigma_{te}}}; \quad (7)$$

$D_{ksmn}^e$  - коэффициенты упругости.

Принцип виртуальной работы для рассматриваемых задач записывается в следующем виде

$$\int_V d\sigma_{ks} \delta\varepsilon_{ks} dV - \int_S dF_k \delta du_k dS = 0, \quad (8)$$

где  $dF_k$  - приращение внешней нагрузки;  $V$  - объем системы;  $S$  - граница системы, на части которой  $S_u$  заданы перемещения

$$du_k \Big|_{S_u} = d\bar{u}, \quad (9)$$

а на  $S_\sigma$  задана действующая нагрузка  $\bar{F}_k$

$$d\sigma_{kn} v_n \Big|_{S_\sigma} = d\bar{F}_k, \quad (10)$$

где  $v_n$  - проекции нормали к  $S_\sigma$ .



Был разработан алгоритм решения задач, который включает в себя два основных этапа:

- 1) дискретизацию полученных уравнений и области системы;
- 2) построение итерационного процесса, который определяет результаты решения с заданной точностью.

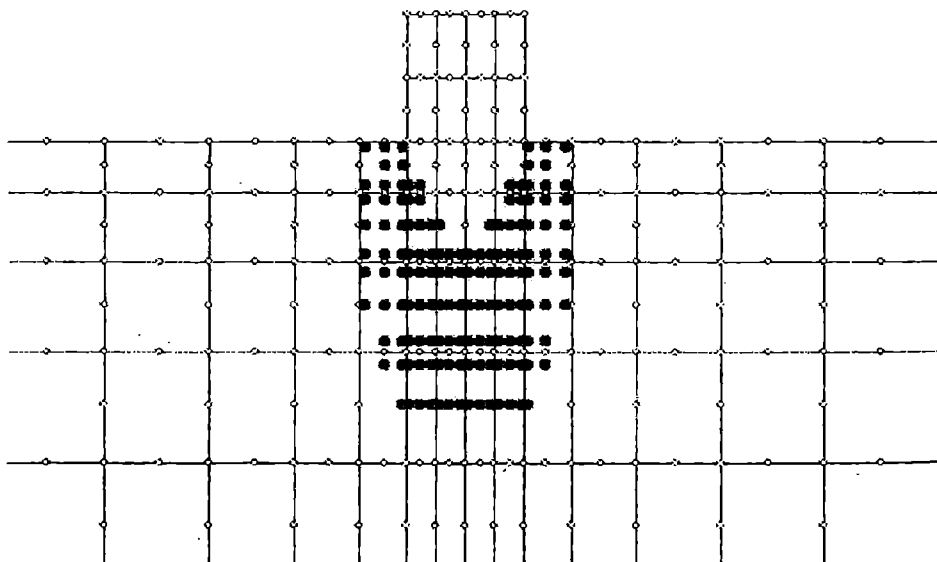
На основании алгоритма составлен программный комплекс для ЭВМ в системе Delphi.

Численное решение задач рассматривалось при следующих исходных данных для грунтового массива

$$E = 25 \text{ МПа}, \mu = 0,3, \varphi = 28^{\circ}, C = 0,01 \text{ МПа}.$$

Высота штампа  $h = 2$  м, а длина вдоль оси  $x$  равна  $a = 2$  м. На штамп действует равномерно распределенная нагрузка интенсивностью  $q = 0,1$  МПа, приложенная в его центральной части.

На рис. 2 показано образование пластической зоны в грунтовом массиве от лежащего на нем штампа при действии указанной выше нагрузки. Вертикальное перемещение штампа составило 1,181 см. Эпюра контактных нормальных напряжений  $\sigma_{22}$  приведена на рис.3, а касательных  $\sigma_{12}$  - на рис.4.



*Рис. 2. Образование пластических зон в грунтовом массиве от действия лежащего на нем штампа*

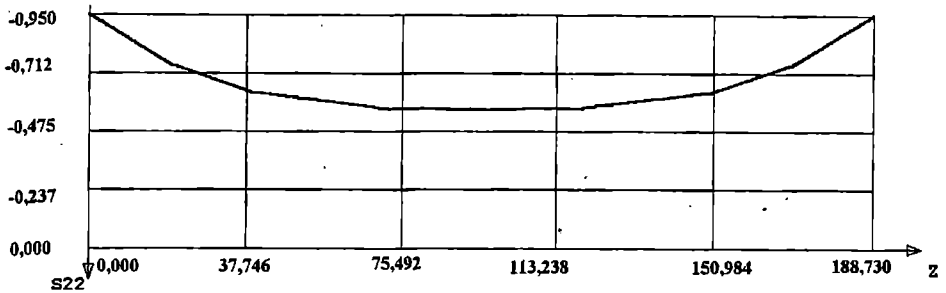


Рис. 3. Эюра контактных напряжений  $\sigma_{22} \cdot 10$  МПа при нагрузке в центре штампа

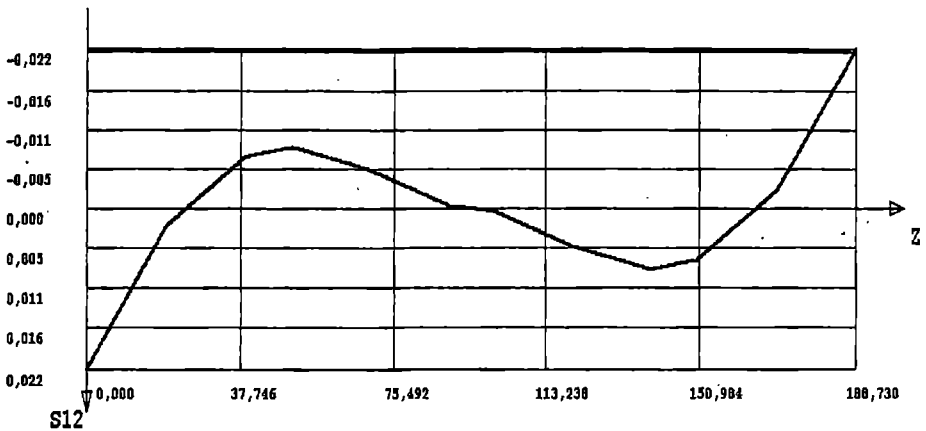


Рис. 4. Эюра контактных напряжений  $\sigma_{12} \cdot 10$  МПа при нагрузке в центре штампа

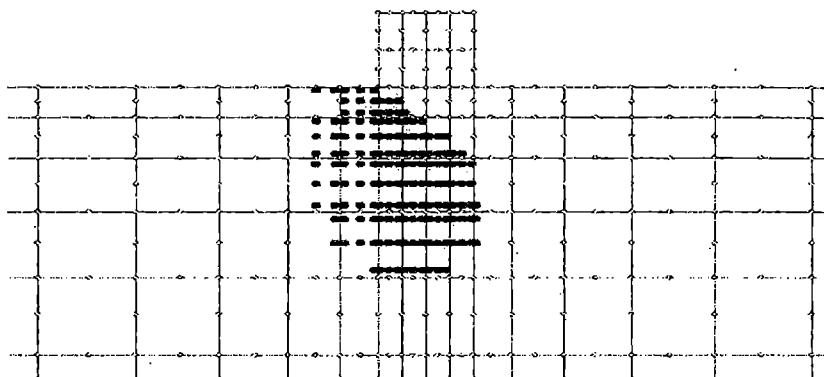
Под штампом наблюдается упругое ядро, которое с увеличением нагрузки уменьшается. Пластические области вначале образуются под краями штампа, затем они распространяются в глубь массива и сливаются в одну обширную зону.

Для заглубленного на 1 м штампа при действии той же нагрузки пластическая зона в массиве проникает на большую глубину и она образуется также и по бокам штампа, начиная от поверхности массива. Упругое ядро под штампом увеличилось, а его вертикальное перемещение уменьшилось и составило 1,003 см. Контактные напряжения в массиве  $\sigma_{22}$  как под краями штампа, так и под его средней частью также стали меньше.

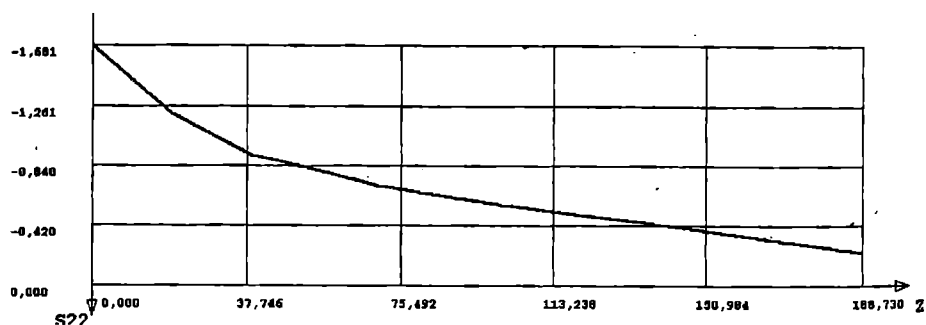
Затем рассматривался штамп заглубленный на 2 м. действующая нагрузка не изменилась. Пластические зоны в массиве грунта около

штампа увеличились, упругое ядро под штампом сохранилось, его осадка составила 0,875 см. Контактные напряжения  $\sigma_{22}$  уменьшились, например, под краями штампа они стали равны -0,0754 МПа, тогда как для свободно лежащего штампа они были -0,095 МПа, т.е. уменьшение составило 20,63 %. Аналогично под средней частью штампа они уменьшились на 36,7 %.

Далее рассматривались штампы, для которых нагрузка по величине не изменилась, но была сдвинута на их левый край. Вначале штамп лежит на массиве грунта. Пластическая зона, которая образовалась в массиве показана на рис. 5. Левый край штампа получил осадку 1,543 см, а правый – 0,868 см. Штамп сдвинулся по основанию вправо на 0,049 см. Эпюра контактных напряжений  $\sigma_{22}$  приведена на рис. 6, а контактных касательных напряжений  $\sigma_{12}$  – на рис. 7.



*Рис. 5. Образование пластических зон в грунтовом массиве от действия на штамп смещенной влево нагрузки*



*Рис. 6. Эпюра контактных напряжений  $\sigma_{22} \cdot 10$  МПа при действии на штамп смещенной влево нагрузки*

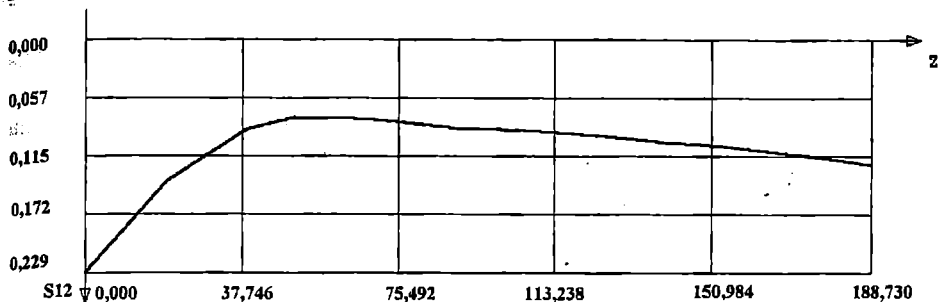


Рис. 7. Эюра контактных напряжений  $\sigma_{12} \cdot 10$  МПа при действии на штамп смещенной влево нагрузки

Сравнивая эти эюры с эюрами на рис. 2, 3, 4, видим, что они существенно изменились. Так пластическая зона под штампом резко сместилась под его левую часть. Пластическая область под его правым краем вообще отсутствует. Эюра контактных напряжений  $\sigma_{22}$  под левым краем возросла в 1.77 раза, а под правым возникли растягивающие усилия. Также резко изменилась и эюра контактных касательных напряжений. При заглублении на 1 м штампа произошло уменьшение его вертикальных перемещений. Так левый его край получил осадку равную 1.178 см, а правый – 0,872 см. Произошло небольшое выравнивание наклона штампа, осадка его левого края уменьшилась, а правого увеличилась. Контактные напряжения  $\sigma_{22}$  под левым краем уменьшились на 0,0272 МПа, а под правым краем они стали вместо растягивающих сжимающими. Затем рассматривался штамп заглубленный на 2 м, на который действует нагрузка, что и в предыдущих случаях. Пластическая зона в грунтовом массиве слева от штампа увеличилась, а также образовалась вторая пластическая область с правой стороны штампа. Осадка под левым краем штампа уменьшилась до 0,967 см, а под правым – до 0,806 см. Для сравнения эюр контактных напряжений приведена на рис. 8 эюра  $\sigma_{22}$ .

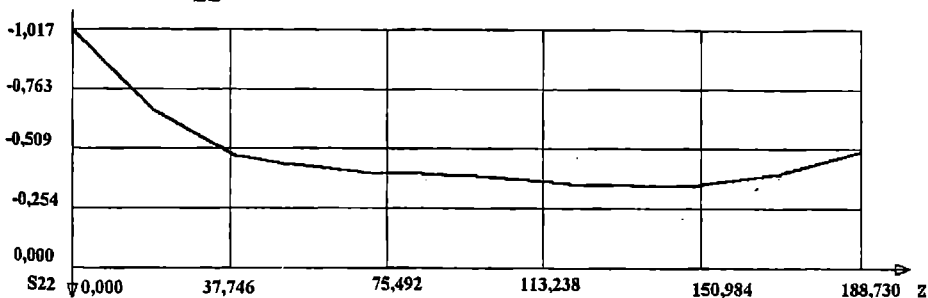


Рис. 8. Эюра контактных напряжений  $\sigma_{22} \cdot 10$  МПа для заглубленного на 2 м штампа при действии на него смещенной влево нагрузки

Видим, что происходит уменьшение и выравнивание под штампом контактных напряжений, а также и перемещений.

В заключение следует отметить, что влияние заглубления штампа существенно изменяет напряженно-деформированное состояние грунтового массива и обязательно должно учитываться в расчетах.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. *Гришин А.В., Федорова Е.Ю., Нелинейная динамика оградительных сооружений. – Одесса: ОНМУ, 2002. – 240 с.*
2. *Ивлев Д.Д., Быковцев Г.И. Теория упрочняющегося пластического тела. – М.: Наука, 1971. – 231 с.*

Надійшла 06.01.05

**О РАСЧЕТЕ БАЛОЧНЫХ РОСТВЕРКОВ МЕТОДОМ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ****1. Постановка задачи**

*Определяется напряжённо-деформированное состояние балочного ростверка от действия приложенных нагрузок.*

*Ключевые слова: ростверк, нагрузка, перемещение, моменты.*

Балочным ростверком называется система перекрестных балок, работающая на изгиб из плоскости. Ростверки нашли широкое применение в разнообразных инженерных сооружениях: в кессонных перекрытиях промышленных и гражданских зданий [1]; в качестве несущих систем металлических и железобетонных автодорожных мостов и причальных сооружений эстакадного типа [2], [3], фундаментов из перекрестных лент [4] и т.д.

Идея применения метода перемещений к расчету перекрестных балок очевидна [5], однако прикладных работ в этой области в настоящее время почти не имеется. При большом количестве перекрестных балок трудоемкость расчета все же достаточно велика. Для регулярных систем, образованных равноотстоящими балками постоянного поперечного сечения, целесообразна разработка алгоритма расчета, пригодного для компьютерной реализации. Применительно к перекрестно-ребристым несущим системам автодорожных мостов такая задача решена смешанным методом [3]. Метод перемещений позволяет дополнительно учесть кручение системы перекрестных балок. Кессонное перекрытие представляет собой систему жестко соединенных перекрестных балок с прямоугольными ячейками  $a \times d$  (рис. 1). При этом  $a \approx d$ ; весьма часто ячейка квадратная:  $a = d$ . Опирание балок обоих направлений шарнирное. Опоры исключают кручение концов балок. Расчетная схема, обозначения и положительные направления: перемещений – углов поворота  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$ , прогибов –  $w$ , усилий – изгибающих моментов –  $M_x$  и  $M_y$ , поперечных сил –  $Q_x$  и  $Q_y$ , крутящих моментов –  $H_x$  и  $H_y$  показаны на рис. 1.

Основная система выбирается путем наложения во все узлы заделок, препятствующих углам поворота  $\varphi_x$  и  $\varphi_y$  и линейных связей, препятствующих прогибам  $w$ . Единицы измерения: углов поворота – радианы, длин – метры, сил – кН, моментов – кНм.

**2. Основные уравнения**

Перемещения  $\{\delta\}$  определяются путем решения общей системы уравнений

$$[R]\{\delta\} = \{p\}. \tag{1}$$

Размерность матрицы  $[R]$  –  $3m * n \times 3m * n = 36 \times 36$

$m = 4$  – количество балок направления  $y$

$n = 3$  – количество балок направления  $x$

$\Gamma = m \times n$  – количество узлов

Правило знаков

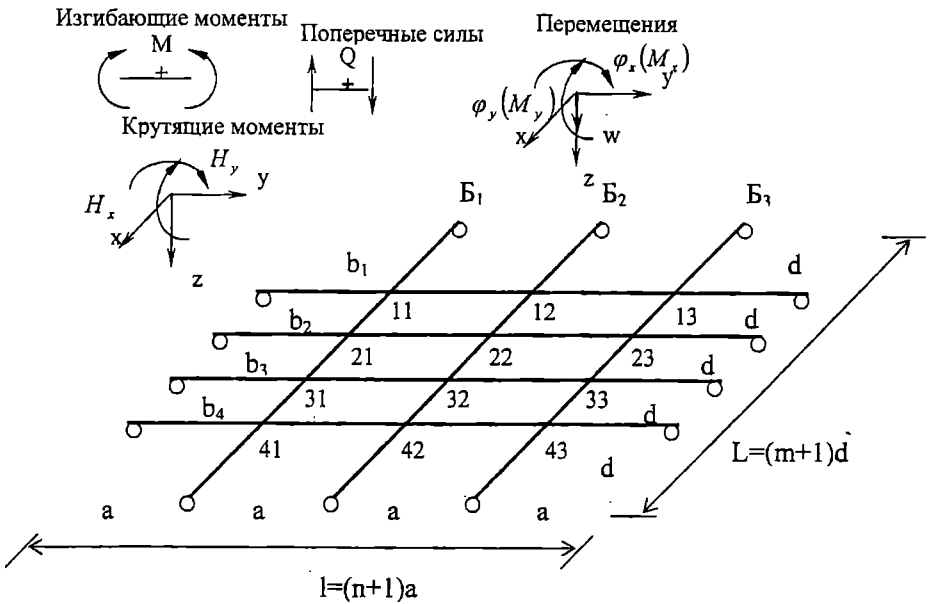


Рис. 1. Расчетная схема перекрытия

$$\{\delta\} = [L]\{p\}, \tag{2}$$

где  $[L] = [R]^{-1}$  – обратная матрица (в дальнейшем верхний индекс “-1” обозначает обратную матрицу, верхний индекс “ $T$ ” – транспонированную матрицу).

$$\begin{matrix} \{\delta\} = \\ (3r \times 3r) \end{matrix} \begin{Bmatrix} \{\varphi_x\} \\ \{\varphi_y\} \\ \{W\} \end{Bmatrix}, \quad \begin{matrix} \{P\} = \\ (3r \times 3r) \end{matrix} \begin{Bmatrix} \{m_x\} \\ \{m_y\} \\ \{P\} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{matrix} \{\varphi_x\} = \\ (r \times r) \end{matrix} \begin{Bmatrix} \varphi_x^{11} \\ \varphi_x^{21} \\ \varphi_x^{31} \\ \varphi_x^{41} \\ \varphi_x^{12} \\ \varphi_x^{22} \\ \varphi_x^{32} \\ \varphi_x^{42} \\ \varphi_x^{13} \\ \varphi_x^{23} \\ \varphi_x^{33} \\ \varphi_x^{43} \end{Bmatrix}, \quad \begin{matrix} \{\varphi_y\} = \\ (r \times r) \end{matrix} \begin{Bmatrix} \varphi_y^{11} \\ \varphi_y^{21} \\ \varphi_y^{31} \\ \varphi_y^{41} \\ \varphi_y^{12} \\ \varphi_y^{22} \\ \varphi_y^{32} \\ \varphi_y^{42} \\ \varphi_y^{13} \\ \varphi_y^{23} \\ \varphi_y^{33} \\ \varphi_y^{43} \end{Bmatrix}, \quad \begin{matrix} \{W\} = \\ (r \times r) \end{matrix} \begin{Bmatrix} w^{11} \\ w^{21} \\ w^{31} \\ w^{41} \\ w^{12} \\ w^{22} \\ w^{32} \\ w^{42} \\ w^{13} \\ w^{23} \\ w^{33} \\ w^{43} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{matrix} [R] = \\ (3r \times 3r) \end{matrix} \begin{bmatrix} [A] & [O] & [C] \\ [O] & [B] & [Q] \\ [C]^T & [Q]^T & [D] \end{bmatrix} \quad (5)$$

Матрицы  $[A]$ ,  $[B]$ ,  $[C]$ ,  $[D]$ ,  $[Q]$ ,  $[O]$ , приведены ниже; их размерность  $(r \times r)$ ;  $[O]$  – нулевая матрица. Эти матрицы построены из рассмотрения единичных эпюр усилий  $\bar{M}_x$ ,  $\bar{M}_y$ ,  $\bar{M}_w$ ,  $\bar{N}_x$ ,  $\bar{N}_y$  (рис.2).

Грузовой вектор: для случая действия равномерно – распределенной нагрузки интенсивности  $q = \text{const}$  кН/м<sup>2</sup>, узловая сила  $P = q * a * d$  кН. Если считать нагружение приведенным к узловым



силам, а это можно сделать при достаточном количестве узлов, то

$$\{m_x\} = \{m_y\} = \{0\} \quad (6)$$

$$\{p\}^T = [p \ p \ p \ p \ p \ p \ p \ p \ p \ p \ p] \quad (7)$$

Единичные эпюры локальны, т.е. они ненулевые лишь в окрестности рассматриваемого узла. Грузовая эпюра, в случае приведения нагрузки к узловым силам – нулевая (рис. 2).

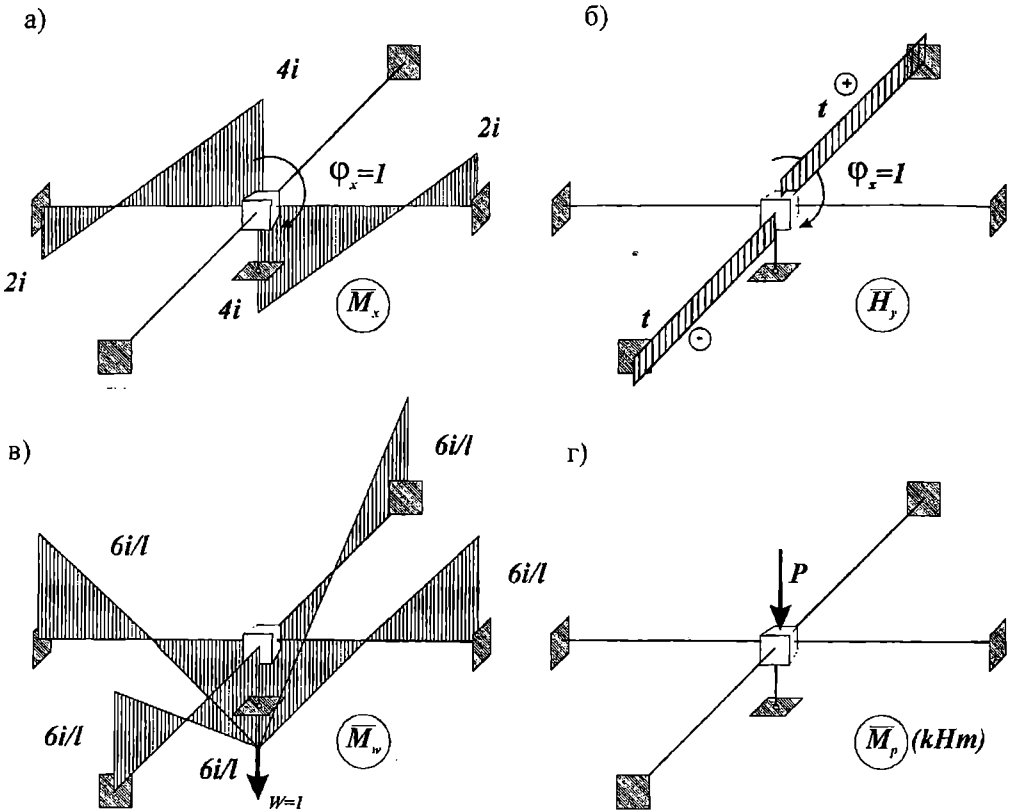


Рис. 2. Единичные и грузовая эпюры для узла 22 при повороте узла на угол  $\varphi_x = 1$  и осадке на величину  $w = 1$ ,

$i$  – погонная жесткость сечения балки при изгибе;

$t$  – погонная жесткость сечения балки при кручении

Сформируем подматрицы глобальной матрицы жесткости  $[R]$  для системы из 7 перекрестных балок, показанной на рис. 1.

Для систем, состоящих из большого количества перекрестных балок, общий вид этих матриц сохраняется; их размерность –  $m \times n$ .

Таблица 1. Матрица [A]

$7i_x+2t_y$	$2i_x$	0	0	$-t_y$	0	0	0	0	0	0	0
$2i_x$	$8i_x+2t_y$	$2i_x$	0	0	$-t_y$	0	0	0	0	0	0
0	$2i_x$	$8i_x+2t_y$	$2i_x$	0	0	$-t_y$	0	0	0	0	0
0	0	$2i_x$	$7i_x+2t_y$	0	0	0	$-t_y$	0	0	0	0
$-t_y$	0	0	0	$7i_x+2t_y$	$2i_x$	0	0	$-t_y$	0	0	0
0	$-t_y$	0	0	$2i_x$	$8i_x+2t_y$	$2i_x$	0	0	$-t_y$	0	0
0	0	$-t_y$	0	0	$2i_x$	$8i_x+2t_y$	$2i_x$	0	0	$-t_y$	0
0	0	0	$-t_y$	0	0	$2i_x$	$7i_x+2t_y$	0	0	0	$-t_y$
0	0	0	0	$-t_y$	0	0	0	$7i_x+2t_y$	$2i_x$	0	0
0	0	0	0	0	$-t_y$	0	0	$2i_x$	$8i_x+2t_y$	$2i_x$	0
0	0	0	0	0	0	$-t_y$	0	0	$2i_x$	$8i_x+2t_y$	$2i_x$
0	0	0	0	0	0	0	0	$-t_y$	0	0	$2i_x$
0	0	0	0	0	0	0	$-t_y$	0	0	$2i_x$	$7i_x+2t_y$

Таблица 2. Матрица [Q]

$\frac{3i_y}{a}$	0	0	0	$-\frac{6i_y}{a}$	0	0	0	0	0	0	0
0	$\frac{3i_y}{a}$	0	0	0	$-\frac{6i_y}{a}$	0	0	0	0	0	0
0	0	$\frac{3i_y}{a}$	0	0	0	$-\frac{6i_y}{a}$	0	0	0	0	0
0	0	0	$\frac{3i_y}{a}$	0	0	0	$-\frac{6i_y}{a}$	0	0	0	0
$\frac{6i_y}{a}$	0	0	0	0	0	0	0	$-\frac{6i_y}{a}$	0	0	0
0	$\frac{6i_y}{a}$	0	0	0	0	0	0	0	$-\frac{6i_y}{a}$	0	0
0	0	$\frac{6i_y}{a}$	0	0	0	0	0	0	0	$-\frac{6i_y}{a}$	0
0	0	0	$\frac{6i_y}{a}$	0	0	0	0	0	0	0	$-\frac{6i_y}{a}$
0	0	0	0	$\frac{6i_y}{a}$	0	0	0	$-\frac{3i_y}{a}$	0	0	0
0	0	0	0	0	$\frac{6i_y}{a}$	0	0	0	$-\frac{3i_y}{a}$	0	0
0	0	0	0	0	0	$\frac{6i_y}{a}$	0	0	0	$-\frac{3i_y}{a}$	0
0	0	0	0	0	0	0	$\frac{6i_y}{a}$	0	0	0	$-\frac{3i_y}{a}$



Таблица 4. Матрица [B]

$7i_y + 2t_x$	$-t_x$	0	0	$2i_y$	0	0	0	0	0	0	0
$-t_x$	$7i_y + 2t_x$	$-t_x$	0	0	$2i_y$	0	0	0	0	0	0
0	$-t_x$	$7i_y + 2t_x$	$-t_x$	0	0	$2i_y$	0	0	0	0	0
0	0	$-t_x$	$7i_y + 2t_x$	0	0	0	$2i_y$	0	0	0	0
$2i_y$	0	0	0	$8i_y + 2t_x$	$-t_x$	0	0	$2i_y$	0	0	0
0	$2i_y$	0	0	$-t_x$	$8i_y + 2t_x$	$-t_x$	0	0	$2i_y$	0	0
0	0	$2i_y$	0	0	$-t_x$	$8i_y + 2t_x$	$-t_x$	0	0	$2i_y$	0
0	0	0	$2i_y$	0	0	$-t_x$	$8i_y + 2t_x$	0	0	0	$2i_y$
0	0	0	0	$2i_y$	0	0	0	$7i_y + 2t_x$	$-t_x$	0	0
0	0	0	0	0	$2i_y$	0	0	$-t_x$	$7i_y + 2t_x$	$-t_x$	0
0	0	0	0	0	0	$2i_y$	0	0	$-t_x$	$7i_y + 2t_x$	$-t_x$
0	0	0	0	0	0	0	$2i_y$	0	0	$-t_x$	$7i_y + 2t_x$

Таблица 5. Матрица [C]

$-3i_x/d$	$6i_x/d$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$-6i_x/d$	0	$6i_x/d$	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	$-6i_x/d$	0	$6i_x/d$	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	$-6i_x/d$	$3i_x/d$	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	$-3i_x/d$	$6i_x/d$	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	$-6i_x/d$	0	$6i_x/d$	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	$-6i_x/d$	0	$6i_x/d$	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	$-6i_x/d$	$3i_x/d$	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	$-3i_x/d$	$6i_x/d$	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	$-6i_x/d$	0	$6i_x/d$	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	$-6i_x/d$	0	$6i_x/d$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$-6i_x/d$	$3i_x/d$

Порядок общей системы уравнений можно снизить в три раза, применив последовательное решение системы алгебраических уравнений (1).

$$\{\varphi_x\} = -[A]^{-1}[C]\{W\} \tag{8}$$

$$\{\varphi_y\} = -[B]^{-1}[Q]\{W\} \tag{9}$$

$$[R_w] = [D] - [C]^T[A]^{-1}[C] - [Q]^T[B]^{-1}[Q] \tag{10}$$

$$[R_w]\{W\}=\{p\} \quad (11)$$

$$\{W\}=[R_w]^{-1}\{p\} \quad (12)$$

Вначале из уравнения (12) определяем вектор прогибов  $\{W\}$ , а затем, из (8) и (9) – векторы углов поворота.

### 3. Определение результатов, то есть усилий

$$M_x, M_y, H_x, H_y, Q_x, Q_y$$

Усилия определяются в сечениях, расположенных возле узлов. Изгибающие моменты  $M_x$ :

$$[M_x] = [\bar{A}][\bar{\varphi}_x] + [\bar{C}][\bar{W}_x].$$

Кессонное перекрытие содержит три балки (Б1,Б2,Б3) направления  $x$ . Определенные выше векторы  $\{\varphi_x\}$  и  $\{W\}$  необходимо переформатировать в матрицы.

$$\begin{matrix} [\varphi_x] \\ (m \times n) \\ (4 \times 3) \end{matrix} = \begin{bmatrix} \varphi_x^{11} & \varphi_x^{12} & \varphi_x^{13} \\ \varphi_x^{21} & \varphi_x^{22} & \varphi_x^{23} \\ \varphi_x^{31} & \varphi_x^{32} & \varphi_x^{33} \\ \varphi_x^{41} & \varphi_x^{42} & \varphi_x^{43} \end{bmatrix} \begin{matrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{matrix}, \quad [W] \quad (m \times n) = \begin{bmatrix} w^{11} & w^{12} & w^{13} \\ w^{21} & w^{22} & w^{23} \\ w^{31} & w^{32} & w^{33} \\ w^{41} & w^{42} & w^{43} \end{bmatrix} \quad (13)$$

Для балки Б1:

$$[\bar{A}] = \begin{bmatrix} 3i_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -4i_x & -2i_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2i_x & 4i_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -4i_x & -2i_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2i_x & 4i_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -4i_x & -2i_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2i_x & 4i_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -3i_x \end{bmatrix} \quad \{\bar{\varphi}_x\}_1 = \begin{bmatrix} \varphi_x^{11} \\ \varphi_x^{11} \\ \varphi_x^{21} \\ \varphi_x^{21} \\ \varphi_x^{31} \\ \varphi_x^{31} \\ \varphi_x^{41} \\ \varphi_x^{41} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Для балок Б2 и Б3 матрица  $\overline{A}$  сохраняется. Иными будут векторы углов поворота  $\{\overline{\varphi}_x\}_2$  и  $\{\overline{\varphi}_x\}_3$ .

$$\begin{aligned}
 & \overline{C} \\
 & (2m \times 2m) = \\
 & = \begin{bmatrix} 3i_x/d & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 6i_x/d & -6i_x/d & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -6i_x/d & 6i_x/d & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 6i_x/d & -6i_x/d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -6i_x/d & 6i_x/d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 6i_x/d & -6i_x/d & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -6i_x/d & 6i_x/d & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3i_x/d \end{bmatrix} \{\overline{W}_x\}_1 = \begin{Bmatrix} W^{11} \\ W^{11} \\ W^{21} \\ W^{21} \\ W^{31} \\ W^{31} \\ W^{41} \\ W^{41} \end{Bmatrix} \quad (15)
 \end{aligned}$$

Подобным образом, для балок Б2 и Б3 матрица  $\overline{C}$  сохраняется; иными будут векторы  $\{\overline{W}_x\}_2$  и  $\{\overline{W}_x\}_3$ .

Поперечные силы  $Q_x$  определяются формулой

$$Q_x = \frac{M_x^{\text{np}} - M_x^{\text{лев}}}{d} \quad (16)$$

Изгибающие моменты  $M_y$

$$\overline{M}_y = \overline{B} \overline{\varphi}_y + \overline{Q} \overline{W}_y \quad (17)$$

$$\begin{aligned}
 & \overline{B} = \\
 & (2n \times 2n) \begin{bmatrix} -3i_y & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4i_y & 2i_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2i_y & -4i_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 4i_y & 2i_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -2i_y & -4i_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3i_y \end{bmatrix} \{\overline{\varphi}_y\}_1 = \begin{Bmatrix} \varphi_y^{11} \\ \varphi_y^{11} \\ \varphi_y^{12} \\ \varphi_y^{12} \\ \varphi_y^{13} \\ \varphi_y^{13} \end{Bmatrix} \quad (18)
 \end{aligned}$$

Вектор  $\{\overline{\varphi}_y\}_1$  для балки  $b_1$  есть транспонированная первая строка матрицы  $[\varphi_y]$  построенной так же, как  $[\varphi_x]$ , смотри (13); повороты сечений, примыкающих к узлу, попарно одинаковы.

Для балок  $b_2, b_3, b_4$  векторы  $\{\overline{\varphi}_y\}_2, \{\overline{\varphi}_y\}_3$  и  $\{\overline{\varphi}_y\}_4$  строят аналогично. Матрицы  $[\overline{B}]$  сохраняются.

$$[\overline{Q}] = \begin{matrix} (2n \times 2n) \\ \left[ \begin{array}{cccccc} 3i_y/a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 6i_y/a & -6i_y/a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -6i_y/a & 6i_y/a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 6i_y/a & -6i_y/a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -6i_y/a & 6i_y/a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3i_y/a \end{array} \right] \end{matrix} \left\{ \overline{W}_y \right\}_1 = \left\{ \begin{array}{l} w_y^{11} \\ w_y^{11} \\ w_y^{12} \\ w_y^{12} \\ w_y^{13} \\ w_y^{13} \end{array} \right\} \quad (19)$$

Подобным образом для балок  $b_2, b_3, b_4$  матрица  $[\overline{Q}]$  сохраняется; векторы  $\{\overline{W}_y\}$  строят, трансформируя 2,3 и 4 строки матрицы  $[W]$  (13)

Поперечные силы  $Q_y$  определяются формулой

$$Q_y = \frac{M_y^{np} - M_y^{псв}}{a} \quad (20)$$

Построенные матрицы изгибающих моментов  $[M_x]$  и  $[M_y]$  должны быть окаймлены нулями, поскольку в шарнирных опорах они равны нулю.

Крутящие моменты  $H_x$  и  $H_y$  :

$$[H_y] = [B_n] [\tilde{\varphi}_y]$$

$$[H_x] = [A_n] [\tilde{\varphi}_x]$$

$$[B_n] = \begin{bmatrix} t_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -t_x & t_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -t_x & t_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -t_x & t_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -t_x & t_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -t_x & t_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -t_x & t_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -t_x \end{bmatrix} \quad \{\tilde{\varphi}_y\}_1 = \begin{Bmatrix} \varphi_y^{11} \\ \varphi_y^{11} \\ \varphi_y^{21} \\ \varphi_y^{21} \\ \varphi_y^{31} \\ \varphi_y^{31} \\ \varphi_y^{41} \\ \varphi_y^{41} \end{Bmatrix}, \quad (21)$$

$$[A_n] = \begin{bmatrix} t_y & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -t_y & t_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -t_y & t_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -t_y & t_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -t_y & t_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -t_y \end{bmatrix} \quad \{\tilde{\varphi}_x\}_1 = \begin{Bmatrix} \varphi_x^{11} \\ \varphi_x^{11} \\ \varphi_x^{12} \\ \varphi_x^{12} \\ \varphi_x^{13} \\ \varphi_x^{13} \end{Bmatrix}$$

#### 4. Пример расчета

Выполним расчет перекрытия на действие постоянной нагрузки:

- шаг балок примем одинаковым  $a = d = l = 3\text{ м}$ ;
- модуль упругости материала  $E = 3 \cdot 10^7 \text{ кН/м}^2$ ;
- коэффициент Пуассона  $\mu = 0,15$ ;
- модуль упругости при сдвиге  $G = \frac{E}{2(1+\mu)} = 1,3 \cdot 10^7 \text{ кН/м}^2$ ;
- сечение балок прямоугольное, размеры  $h \times b = 0,4 \times 0,15\text{ м}$ ;
- момент инерции сечения при изгибе  $I = \frac{bh^3}{12} = 8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$ ;
- погонная жесткость балок при изгибе

$$i_x = i_y = i = \frac{EI}{l} = 8 \cdot 10^3 \text{ кН/м};$$

- полярный момент инерции сечения

$$T = h \times b^3 / 3 = 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$



- погонная жесткость балок при кручении

$$t_x = t_y = t = GT/l = 2 \cdot 10^3 \text{ кНм}.$$

- соотношение жесткостей  $k = \frac{t}{l} = 0,25$ ;
- плотность бетона  $q = 27 \text{ кН/м}^3$ ;
- узловая сила  $p = 29,5 \text{ кН}$ .

Эпюры прогибов и усилий в системе перекрестных балок приведены на рис. 3 – 8.

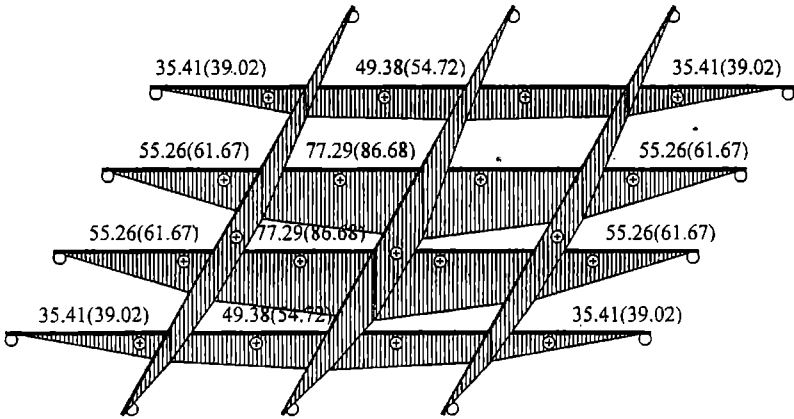


Рис. 3. Эпюры прогибов, мм

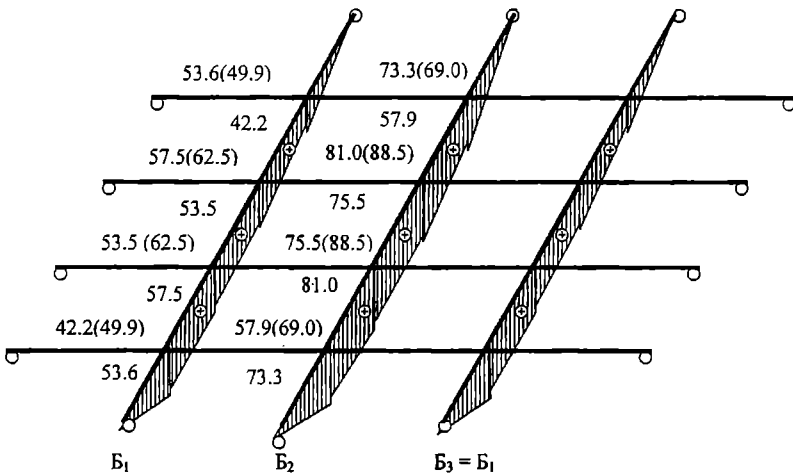


Рис. 4. Эпюры изгибающих моментов  $M_x$ , кНм

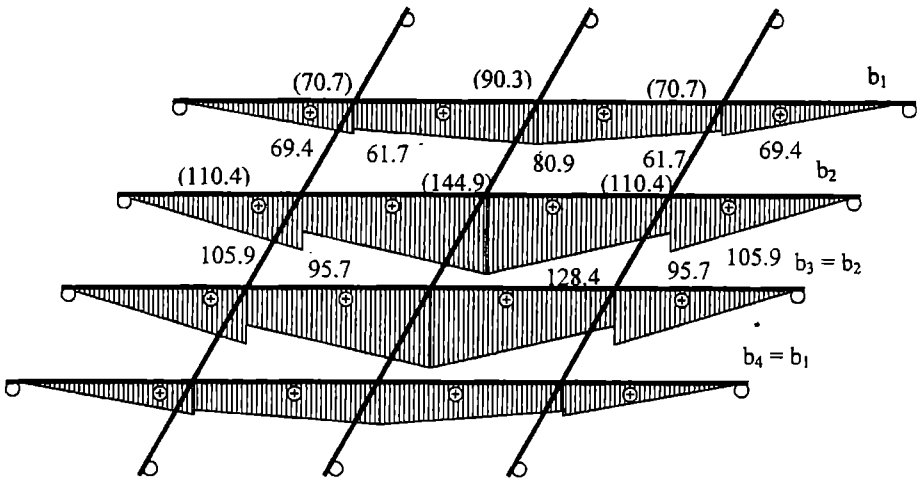


Рис. 5. Эюра изгибающих моментов  $M_y$ , кНм

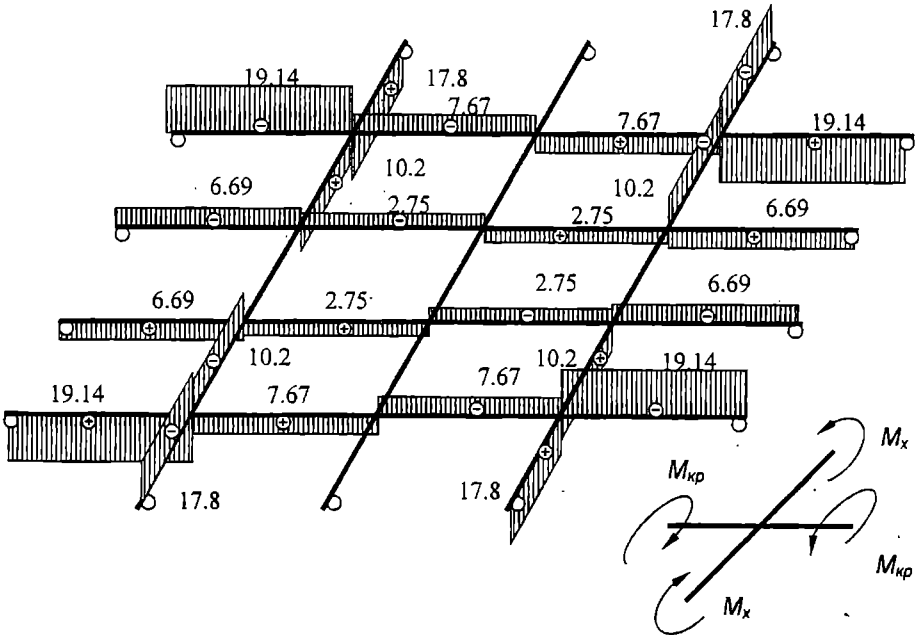
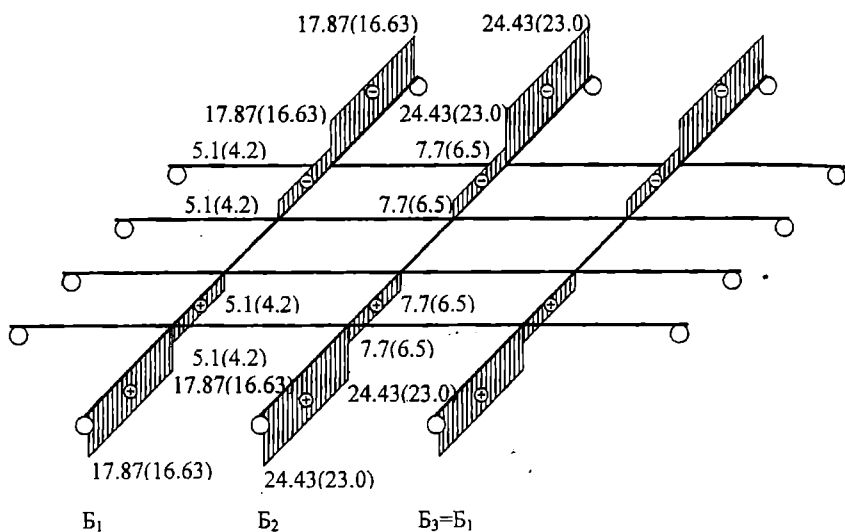
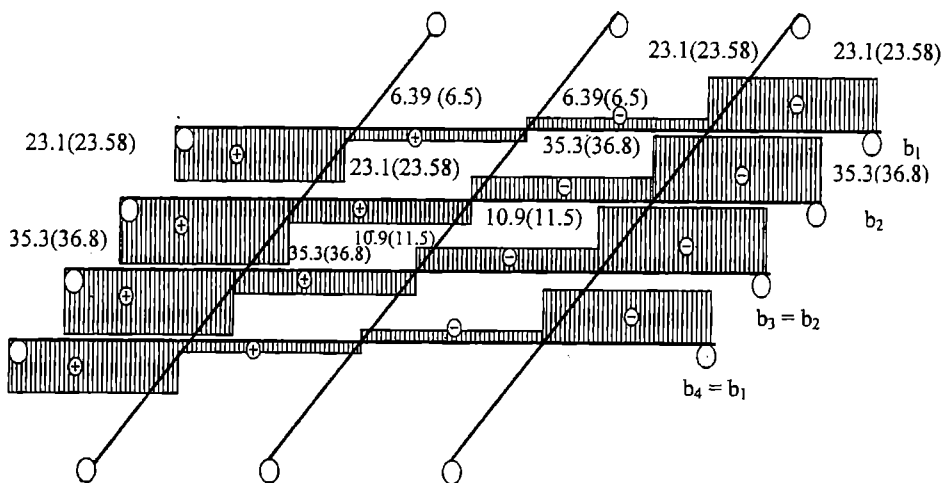


Рис. 6. Эюра крутящих моментов, кНм



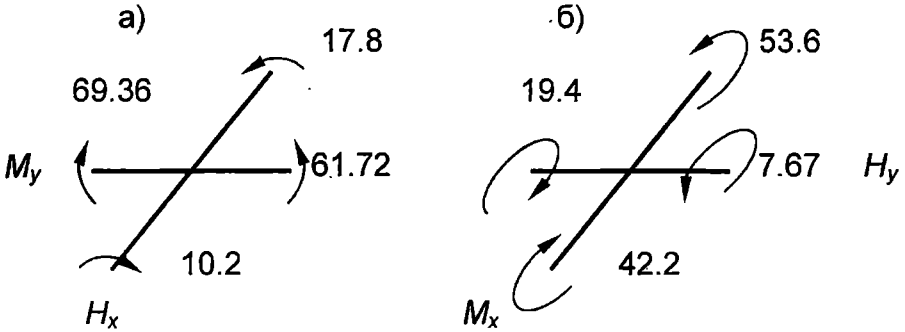
*Рис. 7. Эюра  $Q_x$*



*Рис. 8. Эюра  $Q_y$*

Они получены для двух вариантов расчета: с учетом и без учета сопротивления ростверка кручению. Для второго варианта числовые данные приведены в скобках.

Нетрудно убедиться в том, что узлы перекрестной системы под действием изгибающих и крутящих моментов уравновешены; так для узла 11:



$$а) \sum m_y = 69,36 + 10,2 - 61,72 - 17,8 = 79,56 - 79,52 = 0,04.$$

$$б) \sum m_x = 42,2 + 19,14 - 53,6 - 7,67 = 61,34 - 61,27 = 0,07.$$

Погрешность 0,1%.

Равнодействующая нагрузки  $29,5 \times 12 = 354$  кН.

Для случая системы, сопротивляющейся кручению сумма опорных реакций:

$$2(17,87 \cdot 2 + 24,42) + 2 \cdot 2 \cdot (23,12 + 35,3) = 120,32 + 233,68 = 354 \text{ кН.}$$

## 5. Выводы

1. Построен алгоритм расчета перекрестных балочных ростверков (системы перекрестных балок) по методу перемещений. Выполнен пример расчета перекрестной системы, состоящей из 7-и балок. Алгоритм пригоден и для расчета систем, состоящих из произвольного количества балок.

2. В случае если жесткость при кручении составляет 0,25 от жесткости при изгибе, крутящие моменты на порядок меньше, чем изгибающие. При этом прогибы, изгибающие моменты, и поперечные силы уменьшаются примерно на 10% по сравнению со случаем, когда кручение не учитывалось. Проверка равновесия узлов и всей системы выполняется. Это подтверждает достоверность предлагаемой методики расчета.

3. Последовательное решение задачи позволяет в три раза снизить порядок общей системы алгебраических уравнений, сохранив при этом точность решения.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Гнідець Б.Г. Збірно-монолітні статично невизначені залізобетонні конструкції з напруженими стиками і регулюванням зусиль / Вісник Львівського ДАУ «Архітектура і сільське будівництво». – Львів, 2000. – Вип. № 1. С.5-43.
2. Сосис П.М., Хакало Б.П. Расчет неразрезных и перекрестных балок. – К.: Госстройиздат УССР, 1958. – 162 с.
3. Кваша В.Г., Яременко А.Ф., Филін О.В. Расчет перекрестно – ребристых несущих систем автодорожных мостов // Зб. «Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди». Вип. 10 – Рівне, 2003. – С.90-103.
4. Горбунов-Посадов М.И., Маликова Т.А., Соломин В.И. Расчет конструкций на упругом основании. – М.: Стройиздат, 1984. – 679 с.
5. Руководство к практическим занятиям по курсу строительной механики (статика стержневых систем): Учебное пособие / Под ред. Г.К.Клейна. М.: Высшая школа, 1980. – 384с.

Надійшла 08.02.05

## УСКОРЕННЫЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ КАК ОБЪЕКТЫ СТАНДАРТИЗАЦИИ

*Рассмотрены различные методы оценки индивидуальных характеристик сопротивления усталости деталей машин. Показано, что наилучшие результаты даёт метод, основанный на уравнении Вейбулла с уточнёнными дифференцированными параметрами кривой усталости.*

*Ключевые слова: усталость, нагружение, предел выносливости.*

Совершенствование современных машин нельзя осуществить без конструктивного усовершенствования различных их деталей. Известно [1], что на предел выносливости  $\sigma_R$  детали, оказывает значительное влияние конструктивные формы детали, ее термообработка, упрочнение поверхности детали, ее шероховатость и размеры. Поэтому определение предела выносливости детали является важной технической задачей. Традиционные методы построения кривой усталости и определения предела выносливости отличаются высокой стоимостью и длительностью, а иногда вообще не могут быть применены из-за значительных затрат на изготовление и испытания деталей, особенно больших размеров [2-8]. Поэтому применение ускоренных методов построения кривой усталости, которые не уступали бы длительным по разрешающей способности, становятся потребностью научно-технического прогресса. Без ускоренных методов невозможно оперативно решать задачи по усовершенствованию деталей машин.

Вопрос о широком использовании ускоренных методов не нов [4]. Доказана на практике пригодность и эффективность использования многих таких методов [2-9]. Так как методов ускоренного определения предела выносливости большое множество [2-9], то в 70-х годах прошлого века в СССР была предпринята попытка стандартизировать некоторые из них. Объектом стандартизации был выбран метод Локати [5], который предполагает испытание образца или детали (объекта испытания) при ступенчатом увеличении нагрузки. Теоретической основой метода служит линейная гипотеза суммирования повреждений при нерегулярном нагружении со ступенчатым увеличением нагрузки

$$\sum_{i=1}^p \frac{n_i}{N_i} = a, \quad (1)$$

- где  $n_i$  – число циклов нагружений при уровне напряжений  $\sigma_i$ ;  
 $N_i$  – долговечность соответствующая напряжению  $\sigma_i$  по кривой усталости;  
 $p$  – число ступеней нагружения;  
 $a$  – сумма накопленных повреждений (Локати принимал  $a = 1$ ).

На рис. 1 в полулогарифмических координатах  $\lg N - \sigma$  процесс нагружений представлен в виде ступенчатой линии. Вначале объект испытаний нагружают на уровне начального напряжения  $\sigma_1$ . На этом уровне объект испытывается в течении  $n_1$  циклов. Затем повышают напряжение на величину  $\Delta\sigma$  и на уровне  $\sigma_2 = \sigma_1 + \Delta\sigma$  объект испытывают в течении  $n_2$  циклов. Обычно принимают  $\Delta\sigma = \text{const}$  и  $n_1 = n_2 = \dots = n_{p-1} = \text{const}$ . Продолжительность работы детали на последней ступени нагружения  $n_p \leq n_1$ . Для определения предела

выносливости  $\sigma_R^{yc}$  на этом же графике наносят условные кривые усталости А, Б и В полагая, что они охватывают область возможного расположения искомой кривой усталости (рис. 1). По полученным значениям трех сумм  $a$  накопленных повреждений строят график их зависимости от пределов выносливости условных кривых усталости.

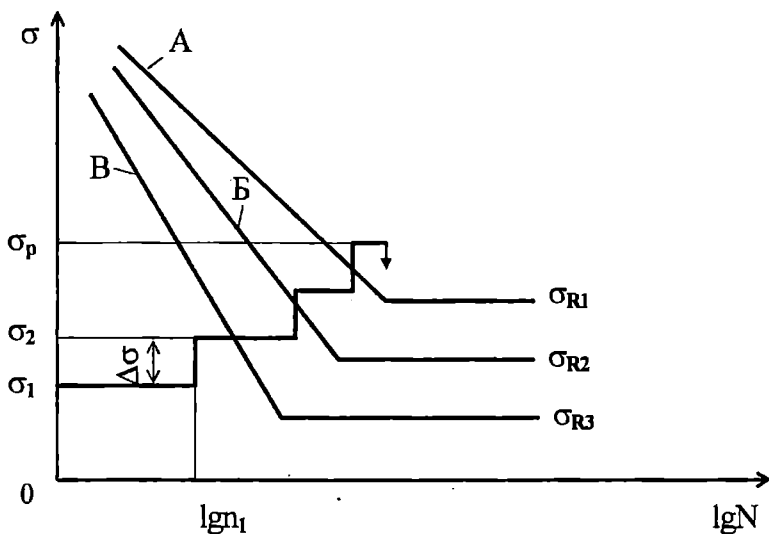


Рис. 1. Схема к определению предела выносливости по методу Локати

Значение  $\sigma_R^{yc}$ , для которого выполняется условие (1) при  $a=1$  принимается в качестве предела выносливости  $\sigma_R^{yc}$ .

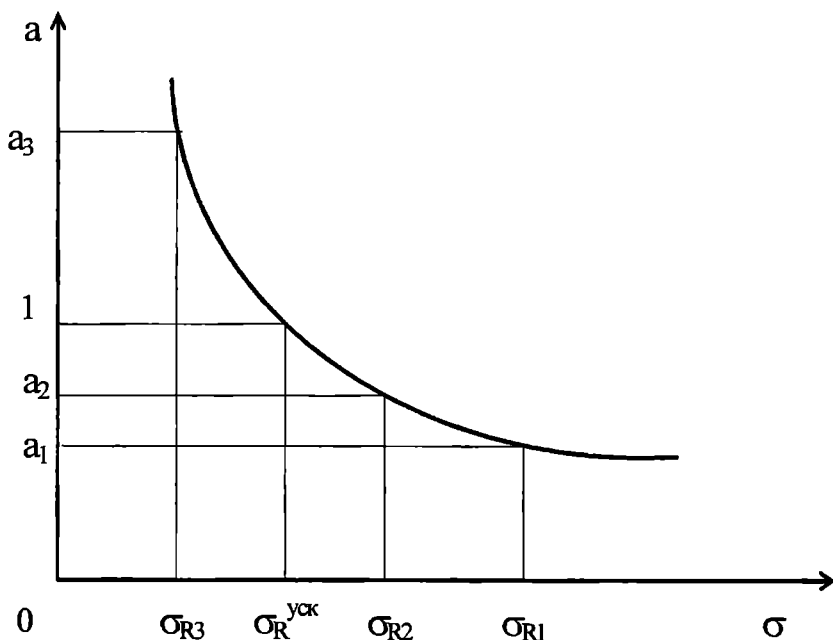
На основе метода Локати был создан ГОСТ 19533-74. Внедрение этого стандарта обеспечило для научно-исследовательских лабораторий:

а) определение индивидуального предела выносливости каждого объекта испытаний;

б) значительное сокращение числа испытанных объектов; для надежного определения средневероятного предела выносливости требуется испытать обычно 5 – 7 объектов согласно методу Локати, при этом погрешность определения такого предела выносливости не превосходит  $\pm 10\%$  (согласно классической методике определения предела выносливости методом «вверх-вниз» [4] для надежного определения средневероятного предела выносливости требуется испытать 30...50 объектов);

в) значительно, приблизительно в 50 раз, сократилось время испытаний;

г) сокращение времени испытаний и числа испытанных объектов позволило значительно удешевить проведение испытаний.



*Рис. 2. Кривая сумм накопленных повреждений для определения предела выносливости по методу Локати*



Однако ГОСТ 19533-74 имел ряд существенных недостатков, присущих методу Локати:

а) для надежного определения предела выносливости необходимо было знать точное расположение условных кривых усталости (рис. 1);

б) в связи с этим метод рассматривался только как контрольный.

Между тем разработка новых ускоренных методов построения индивидуальных кривых усталости [2-4, 6-9] и их опытная проверка показали, что такие методы могут являться не только контрольными, но и основными методами определения характеристик сопротивления усталости.

Заслуживают внимание как объектов стандартизации 5 методов, основанные на корреляционных связях между параметрами уравнений кривых усталости [2-4, 6-9].

## **Методы, рассматриваемые как объекты стандартизации**

### ***Метод, основанный на связях уравнения Вейбулла с дифференцированными параметрами***

Метод основан на уравнении Вейбулла [1-4, 6-9]

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_w} \cdot N = 10^{C_w} = const, \quad (2)$$

где  $\sigma$  и  $N$  – текущее значение напряжения и долговечности до разрушения;

$m_w$  и  $C_w$  – параметры.

В отличие от других уравнений кривых усталости, уравнение (2) надежно описывает экспериментальные данные во всем диапазоне долговечностей области многоциклового усталости или по крайней мере при долговечностях свыше  $3 \cdot 10^5$  циклов [6].

Проведенные исследования параметров уравнения Вейбулла позволили определить статические взаимосвязи между параметрами  $m_w$  и  $C_w$  и пределом выносливости  $\sigma_R$  [6]

$$m_w = f_w(\sigma_R) = 0,002\sigma_R + 0,8, \quad (3)$$

$$C_w = F_w(\sigma_R) = 0,005\sigma_R + 6,8. \quad (4)$$

Метод позволяет однозначно определять положение индивидуальной кривой усталости каждого разрушенного объекта, т.е. для каждого испытанного объекта вычислить предел выносливости  $\sigma_R$  и по связям (3) и (4) – параметры индивидуальной кривой усталости.

Метод может быть применен как при испытаниях ступенчатой возрастающей нагрузкой, так и при испытаниях монотонно возрастающей нагрузкой. В первом случае решение уравнения (2) с учетом линейной гипотезы суммирования повреждений (1) имеет вид

$$\sum_{i=1}^{P-1} (\sigma_i - \sigma_R)^{f_w(\sigma_R)+1} \cdot n_i + (\sigma_P - \sigma_R)^{f_w(\sigma_R)+1} \cdot n_P = 10^{F_w(\sigma_R)}. \quad (5)$$

Во втором случае решение уравнения (2) с учетом линейной гипотезы суммирования повреждений для плавно изменяющейся нагрузки

$$\int_0^{n_c} \frac{dn}{N} = 1, \quad (6)$$

позволяет получить

$$(\sigma_P - \sigma_R)^{f_w(\sigma_R)+1} - (\sigma_1 - \sigma_R)^{f_w(\sigma_R)+1} = \alpha [f_w(\sigma_R)+1] \cdot 10^{F_w(\sigma_R)}, \quad (7)$$

где  $n_c$  – суммарная наработка до разрушения.

Здесь  $\alpha = \frac{d(\sigma - \sigma_R)}{dn}$  – скорость изменения напряжений.

Формула (7) используется, если ожидаемое значение предела выносливости меньше начального напряжения  $\sigma_1$ , в противном случае соотношение (7) переписывается в виде

$$(\sigma_P - \sigma_R)^{f_w(\sigma_R)+1} = \alpha [f_w(\sigma_R)+1] \cdot 10^{F_w(\sigma_R)}. \quad (8)$$

Проведенная проверка метода показала, что погрешность определения предела выносливости  $\sigma_R$  по соотношениям (7) или (8) составляет от – 7,4 % до 4,0 % [6]. Метод проверялся на гладких и надрезанных лабораторных образцах при скорости нагружения  $a$  от 100 Па/цикл до 600 Па/цикл.

**Метод, основанный на связях уравнения Вейбулла с уточненными дифференцированными параметрами**

Метод основан на уравнении Вейбулла и коррекционных связях (3) и (9). В работе [8] приведено некоторое уточнение коррекционной связи (4) в виде

$$C_w = F'_w(\sigma_R) = 0,005\sigma_R + 6,6. \quad (9)$$

Это уточнение связано с тем, что соотношения (5), (7), (8) дают заниженные значения предела выносливости.

Метод имеет те же возможности, что и предыдущий. Определение параметров индивидуальной кривой усталости производится по уравнениям

$$\sum_{i=1}^{p-1} (\sigma_i - \sigma_R)^{f_w(\sigma_R)+1} \cdot n_i + (\sigma_p - \sigma_R)^{f_w(\sigma_R)+1} \cdot n_p = 10^{F_w(\sigma_R)}, \quad (10)$$

$$(\sigma_p - \sigma_R)^{f_w(\sigma_R)+1} - (\sigma_1 - \sigma_R)^{f_w(\sigma_R)+1} = \alpha \cdot [f_w(\sigma_R)+1] \cdot 10^{F_w(\sigma_R)}, \quad (11)$$

$$(\sigma_p - \sigma_R)^{f_w(\sigma_R)+1} = \alpha \cdot [f_w(\sigma_R)+1] \cdot 10^{F'_w(\sigma_R)}. \quad (12)$$

Проверка метода при его использовании для объектов, испытанных при монотонно возрастающей нагрузке показала, что он, по сравнению с рассмотренным выше, давал несколько завышенные значения предела выносливости [6].

**Метод, основанный на связях унифицированного уравнения Вейбулла**

Исследования уравнения Вейбулла показали, что параметр  $m_w$  достаточно стабилен и значение его мало отличается от 1, поэтому предложено [10] уравнение (2) записать в виде

$$(\sigma - \sigma_R) \cdot N = 10^{C_w} = const. \quad (13)$$

В этом случае параметр  $m_w = 1$ , а статистическая взаимосвязь между параметрами  $C_w$  и предел выносливости имеет вид [6]

$$C_w = F_w^n(\sigma_R) = \lg \sigma_R + 5,1. \quad (14)$$

Определение параметров индивидуальной кривой усталости производится по уравнениям

$$\sum_{i=1}^{p-1} (\sigma_i - \sigma_R)^2 \cdot n_i + (\sigma_p - \sigma_R)^2 \cdot n_p = 10^{F_w^n(\sigma_R)}, \quad (15)$$

$$(\sigma_p - \sigma_R)^2 - (\sigma_1 - \sigma_R)^2 = 2 \cdot \alpha \cdot 10^{F_w^n(\sigma_R)} \quad (16)$$

или

$$(\sigma_p - \sigma_R)^2 = 2 \cdot \alpha \cdot 10^{F_w^n(\sigma_R)}. \quad (17)$$

Использование предложения  $m_w = 1$  позволило заметно упростить определение характеристик сопротивления усталости. Проверка метода показала, что погрешности определения предела выносливости составляет от -26,5 % до 11,4 % [3].

#### *Метод, основанный на связях уравнения Про*

В классическом методе Про испытания проводят при монотонно возрастающей нагрузке. Разрушающее напряжение  $\sigma_p$  связано с пределом выносливости зависимостью [2]

$$\sigma_p = \sigma_R + A \cdot \alpha^r, \quad (18)$$

где  $A$  и  $r$  – параметры уравнения Про.

В работе [7] получены статистические взаимосвязи между параметрами уравнения Про и пределом выносливости  $\sigma_R$

$$A = 7,029 \cdot \sigma_R + 3599 \quad (19)$$

и

$$r = 5,254 \cdot \sigma_R^{0,1} - 5,038. \quad (20)$$

Известно [9], что уравнение (18) базируется на уравнении Вейбулла (2) и их параметры связаны между собой следующими зависимостями

$$A = \left[ (m_w + 1) \cdot 10^{C_w} \right]^{\frac{1}{m_w + 1}} \quad (21)$$

и

$$r = \frac{1}{m_w + 1}. \quad (22)$$

Совместное решение уравнений (19) - (22) позволяет получить новые связи для параметров  $m_w$  и  $C_w$  уравнения (2)

$$m_w = f^*(\sigma_R) = \frac{1}{r} - 1 = \frac{1}{5,254 \cdot \sigma_R^{0,1} - 5,038} - 1 \quad (23)$$

и

$$C_w = F^*(\sigma_R) = \lg \frac{A^{m_w + 1}}{m_w + 1} = \lg \left[ \frac{(7,029 \cdot \sigma_R + 3599)^{f^*(\sigma_R) + 1}}{f^*(\sigma_R) + 1} \right]. \quad (24)$$

Данный метод предлагает несколько другую связь между  $m_w$  и  $\sigma_R$ , чем зависимость (3). Как видно из формулы (23) с увеличением предела выносливости значение  $m_w$  уменьшается, а по формуле (3) увеличивается.

Определение параметров индивидуальной кривой усталости можно производить в этом случае по формулам

$$\sum_{i=1}^{P-1} (\sigma_i - \sigma_R) f_w^*(\sigma_R)^{+1} n_i + (\sigma_P - \sigma_R) f_w^*(\sigma_R)^{+1} n_P = 10 F_w^*(\sigma_R), \quad (25)$$

$$(\sigma_P - \sigma_R) f_w^*(\sigma_R)^{+1} - (\sigma_1 - \sigma_R) f_w^*(\sigma_R)^{+1} = \alpha \cdot [f_w^*(\sigma_R) + 1] \cdot 10 F_w^*(\sigma_R) \quad (26)$$

или

$$(\sigma_P - \sigma_R) f_w^*(\sigma_R)^{+1} = \alpha \cdot [f_w^*(\sigma_R) + 1] \cdot 10 F_w^*(\sigma_R). \quad (27)$$

Тщательная проверка метода не проводилась.

**Метод, основанный на связях степенной модели кривой усталости**

Как объект стандартизации заслуживает внимания метод, основанный на степенной модели кривой усталости

$$\sigma^m \cdot N = 10^C = const, \quad (28)$$

где  $m$  и  $C$  – параметры этого уравнения. В работе [6] приведены полученные статические взаимосвязи между параметрами и пределом выносливости в виде

$$m = f(\sigma_R) = 0,027 \cdot \sigma_R + 1,4 \quad (29)$$

и

$$C = F(\sigma_R) = 0,997 \left[ f(\sigma_R) + 1 \right] \lg \sigma_R + 4,25. \quad (30)$$

Метод позволяет определять индивидуальные параметры кривой усталости как при плавном изменении нагрузки, так и при ступенчатом изменении нагрузки.

В первом случае решается уравнение

$$\sigma_P f(\sigma_R)^{+1} - \sigma_1 f(\sigma_R)^{+1} = \alpha [f(\sigma_R) + 1] \cdot 10 F(\sigma_R), \quad (31)$$

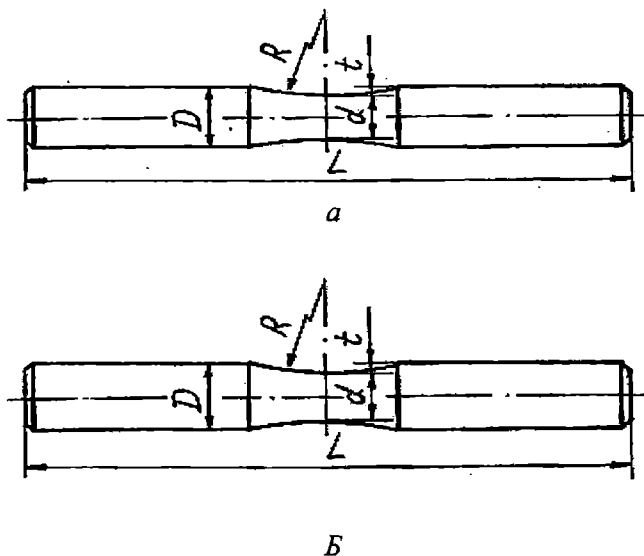
а во втором случае

$$\sum_{i=1}^{P-1} \sigma_i \cdot f(\sigma_R) \cdot n_i + \sigma_P \cdot f(\sigma_R) \cdot n_P = 10 \cdot F(\sigma_R) \quad (32)$$

Метод подвергался многочисленным проверкам, которые в основном дали положительные результаты. Погрешность метода обычно не превышала  $\pm 10\%$ .

Целью данной работы является выявление лучшего из рассмотренных пяти методов оценки индивидуальных характеристик сопротивления усталости. Для этого предлагается производить такую оценку по одним и тем же данным испытаний при монотонно возрастающей нагрузке, это позволяет исключить субъективизм каждого метода. В качестве результатов испытаний возьмем данные, приведенные в работе [3].

Испытаниям подвергались гладкие лабораторные образцы (рис. 3 а) и образцы с концентратором напряжений (рис. 3 б). Образцы изготавливались из двух марок стали – сталь 45 и сталь 40Х. Технология изготовления образцов выдерживалась согласно рекомендациям ГОСТ 25.502-79.



*Рис.3. Конструкции образцов  
а – гладкий образец;  
б – образец с концентратором напряжений*

## Специальные вопросы судовой механики

Параметры образцов для проведения испытаний приведены в таблице 1.

Таблица 1

### Характеристики образцов для испытаний

Тип образца	Форма рабочей части	Размеры, мм					$\omega$	$K_T$	$\lg\left(\frac{L}{G}\right)$
		L	D	d	t	R			
I	гладкий	226	12	10	1,0	50	-	1,029	2,196
II	с надрезом	226	12	10	1,0	2,0	-	1,556	1,418
III	с надрезом	226	12	7,5	2,25	1	80° 08'	1,772	1,017
IV	с надрезом	226	12	10	1,0	0,4	70° 34'	2,625	0,781

Теоретический коэффициент концентрации напряжений  $K_T$  подсчитывали по формулам Г. Нейбера [4], а критерий подобия усталостного разрушения  $\frac{L}{G}$  определяли по зависимостям, приведенным в работе [1]. Испытания проводили при чистом изгибе при частоте нагружения 50 Гц.

Результаты ускоренных испытаний при различных скоростях увеличения нагрузки и значения пределов выносливости  $\sigma_R^{дл}$  (полученных методом «вверх-вниз» [4]) приведены в таблице 2.

Таблица 2

### Результаты испытаний образцов

Номер п/п	$\alpha$ , Па/цикл	$\sigma_1$ , МПа	$n_C$ , цикл	$\sigma_R$ , МПа	$\sigma_R^{дл}$ , МПа
1	2	3	4	5	6
<b>Сталь 45</b>					
<b>Образцы I типа</b>					
1	100	240	535200	293,5	250
2			541300	294,1	
3			593700	299,4	
4			608100	300,8	
5			683200	308,3	



## Специальные вопросы судовой механики

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6
1	200	225	359400	296,9	
2			411400	307,3	
3			412600	307,5	
4			415100	308,2	
5			418000	308,6	
<b>Образцы II типа</b>					
1	50	180	1320600	246,0	204
2			1329200	246,5	
3*			1362000	248,1	
4			1402800	250,1	
5			1442300	252,1	
1	100	180	702700	250,3	
2			786900	258,7	
3			928000	270,8	
4			921100	272,1	
5			978100	277,8	
1	200	180	502700	280,5	
2			527700	285,5	
3			530900	286,2	
4			540200	288,0	
5			540200	288,0	
<b>Образцы IV типа</b>					
1	100	120	778700	197,9	145
2			860600	206,1	
3			903400	210,3	
4			909000	210,9	
1	200	120	508300	221,6	
2			518600	223,7	
3			547400	229,5	
4			561800	232,4	
1	400	120	304200	241,7	
2			308200	243,3	
3			311900	244,8	
4			313500	245,4	
5			330800	252,3	
1	600	120	234400	260,6	
2			235400	261,2	
3			237800	262,7	
4			240600	264,4	

1	2	3	4	5	6
<b>Сталь 40X</b>					
<b>Образцы I типа</b>					
1	50	280	596600	309,8	274
2			682600	314,1	
3			811500	320,6	
4			863400	323,2	
5			866500	323,3	
6			885800	324,3	
7			903800	325,2	
8			1007400	330,4	
9			1031700	331,6	
10			1120600	336,0	
1	100	280	567200	336,7	
2			610600	341,1	
3			636000	343,6	
4			644300	344,4	
5			736300	353,6	
1	200	280	243700	328,7	
2			365300	353,1	
3			378300	355,7	
4			412200	362,4	
5			457400	365,5	
<b>Образцы III типа</b>					
1	50	160	509400	185,5	154
2			631800	191,6	
3			810300	200,6	
4			1133300	216,7	
<b>Образцы IV типа</b>					
1	50	130	1218200	190,9	159
2			1629200	211,5	
3			1632800	211,6	
4			1672200	213,6	
5			1773700	218,7	
1	100	130	762700	206,3	
2			793700	209,4	
3			824600	212,5	
4			991200	229,1	
5			1020800	232,1	

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6
1	200	130	500100	230,0	
2			531500	236,3	
3			548000	239,6	
4			562900	242,6	
5			579300	245,9	

Результаты расчетов пределов выносливости  $\sigma_R^{yc}$  индивидуальных кривых по уравнениям (7) – (8), (11) – (12), (16) – (17), (26) – (27) и (31), что соответствовало предложенным методам 1 – 5, приведены в таблице 3. Там же даны отклонения  $\delta$  значений  $\sigma_R^{yc}$  от  $\sigma_R^{\partial л}$

$$\delta = \frac{\sigma_R^{yc} - \sigma_R^{\partial л}}{\sigma_R^{\partial л}} \cdot 100\%. \quad (33)$$

Расчеты производились по данным таблицы 2.

Анализ таблицы 3 показывает, что наилучшие результаты дает метод 2, основанный на связях (3) и (9). Средняя оценка погрешности предела выносливости  $\bar{\sigma}_R^{yc}$  для каждого типа образцов не выходит из диапазона от -12,8 % до 5,2 %, а для большинства случаев редко выходит за диапазон  $\pm 5$  %. Если по результатам испытаний каждого типа образцов устанавливать места, характеризующие точность ускоренного определения предела выносливости по его средним значениям  $\sigma_R^{yc}$ , то оказалось, что метод 2 чаще других рассмотренных методов показывал наиболее близкие результаты к пределу выносливости  $\sigma_R^{\partial л}$ , так как его сумма мест составляет 1,88.

На второе место по точности определения предела выносливости следует отнести метод 5 с использованием связей (29), (30) для степенного уравнения. Средняя погрешность оценки предела выносливос-

*Результаты обработки данных по рассматриваемым методам*

№ п/п	α, Па цикл	Расчет по методу									
		1		2		3		4		5	
		$\sigma_R^{уск}$ , МПа	δ, %	$\sigma_R^{уск}$ , МПа	δ, %	$\sigma_R^{уск}$ , МПа	δ, %	$\sigma_R^{уск}$ , МПа	δ, %	$\sigma_R^{уск}$ , МПа	δ, %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Сталь 45</b>											
<b>Образцы I типа</b>											
1	100	212,1	-15,2	227,6	-8,9	215,9	-13,6	246,4	-1,4	221,0	-11,6
2		212,8	-14,9	228,2	-8,7	216,6	-13,3	247,0	-1,2	221,7	-11,3
3		218,8	-12,5	233,4	-6,7	222,5	-11,0	252,5	1,0	228,0	-8,8
4		220,2	-11,9	234,7	-6,1	224,0	-10,4	254,0	1,6	229,5	-8,2
5		227,8	-8,9	241,5	-3,4	231,5	-7,4	261,7	4,7	237,8	-4,9
<b>Средние значения</b>		<b>218,3</b>	<b>-12,7</b>	<b>233,1</b>	<b>-6,8</b>	<b>222,1</b>	<b>-11,2</b>	<b>252,3</b>	<b>2,0</b>	<b>227,6</b>	<b>-9,0</b>
1	200	189,3	-24,3	209,9	-16,1	193,3	-22,7	228,9	-8,4	203,9	-18,5
2		200,7	-19,7	219,7	-12,1	203,8	-18,5	239,8	-4,1	214,7	-14,1
3		200,9	-19,7	219,9	-12,1	204,0	-18,4	240,0	-4,0	214,9	-14,0
4		201,6	-19,4	220,5	-11,8	204,7	-18,1	240,7	-3,7	215,6	-13,8
5		202,0	-19,2	220,8	-11,7	205,0	-18,0	241,2	-3,5	216,0	-13,6
<b>Средние значения</b>		<b>198,9</b>	<b>-20,5</b>	<b>218,1</b>	<b>-12,8</b>	<b>202,2</b>	<b>-19,1</b>	<b>238,1</b>	<b>-4,8</b>	<b>213,0</b>	<b>-14,8</b>
<b>Образцы II типа</b>											
1	50	191,2	-6,3	200,7	-1,6	196,3	-3,8	211,8	3,8	201,7	-1,1
2		191,7	-6,0	201,2	-1,4	196,7	-3,6	212,3	4,1	202,3	-0,9
3		193,1	-5,3	202,6	-0,7	198,2	-2,9	214,0	4,9	203,9	0
4		194,9	-4,4	204,5	0,2	199,9	-2,0	216,1	5,9	206,0	1,0
5		196,7	-3,6	206,3	1,1	201,7	-1,1	218,1	6,9	208,1	2,0
<b>Средние значения</b>		<b>193,6</b>	<b>-5,1</b>	<b>203,1</b>	<b>-0,5</b>	<b>198,6</b>	<b>-2,7</b>	<b>214,5</b>	<b>5,1</b>	<b>204,4</b>	<b>0,2</b>
1	100	176,9	-13,3	189,6	-7,1	182,5	-10,5	201,2	-1,4	184,7	-9,5
2		184,4	-9,6	197,1	-3,4	189,6	-7,1	210,1	3,0	193,3	-5,3
3		195,1	-4,4	207,9	1,9	199,9	-2,0	222,8	9,2	205,3	0,6
4		196,2	-3,8	209,1	2,5	201,0	-1,5	224,1	9,9	206,5	1,2
5		201,3	-1,3	214,2	5,0	205,8	0,9	230,1	12,8	212,1	4,0
<b>Средние значения</b>		<b>190,7</b>	<b>-6,5</b>	<b>203,6</b>	<b>0,2</b>	<b>195,8</b>	<b>-4,0</b>	<b>217,6</b>	<b>6,7</b>	<b>200,4</b>	<b>-1,8</b>
1	200	179,0	-12,3	196,2	-3,9	184,2	-9,7	211,6	3,7	191,7	-6,0
2		183,3	-10,1	200,5	-1,7	188,2	-7,8	216,9	6,3	196,5	-3,7
3		183,9	-9,8	201,2	-1,4	188,7	-7,5	217,6	6,7	197,2	-3,3
4		185,5	-9,1	202,7	-0,6	190,2	-6,8	219,5	7,6	198,9	-2,5
5		185,5	-9,1	202,7	-0,6	190,2	-6,8	219,5	7,6	198,9	-2,5
<b>Средние значения</b>		<b>183,5</b>	<b>-10,1</b>	<b>200,7</b>	<b>-1,6</b>	<b>188,3</b>	<b>-7,7</b>	<b>217,0</b>	<b>6,4</b>	<b>196,6</b>	<b>-3,6</b>

# Специальные вопросы судовой механики

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Образцы IV типа</b>											
1	100	130,7	-9,9	142,7	-1,6	138,8	-4,3	144,4	-0,4	138,7	-4,3
2		137,9	-4,9	150,0	3,5	145,6	0,4	153,5	5,9	146,5	1,0
3		141,6	-2,3	153,8	6,1	149,1	2,8	158,1	9,0	150,4	3,7
4		142,1	-2,0	154,3	6,4	149,5	3,1	158,8	9,5	151,0	4,1
<b>Средние значения</b>		<b>138,1</b>	<b>-4,8</b>	<b>150,2</b>	<b>3,6</b>	<b>145,7</b>	<b>0,5</b>	<b>153,7</b>	<b>6,0</b>	<b>146,6</b>	<b>1,1</b>
1	200	127,9	-11,8	144,4	-0,4	138,2	-4,7	147,1	1,4	139,5	-3,8
2		129,7	-10,5	146,2	0,9	139,8	-3,6	149,5	3,1	141,4	-2,5
3		134,7	-7,1	151,3	4,4	144,3	-0,5	156,0	7,6	146,7	1,1
4		137,3	-5,3	153,9	6,1	146,5	1,0	159,3	9,9	149,3	2,9
<b>Средние значения</b>		<b>132,4</b>	<b>-8,7</b>	<b>149,0</b>	<b>2,7</b>	<b>142,2</b>	<b>-1,9</b>	<b>153,0</b>	<b>5,5</b>	<b>144,2</b>	<b>-0,5</b>
1	400	112,9	-22,2	135,5	-6,5	128,1	-11,7	135,6	-6,5	134,5	-7,3
2		114,3	-21,2	136,9	-5,6	129,2	-10,9	137,5	-5,2	135,9	-6,3
3		115,6	-20,3	138,2	-4,7	130,3	-10,2	139,3	-3,9	137,2	-5,4
4		116,1	-19,9	138,7	-4,3	130,7	-9,9	140,0	-3,4	137,7	-5,0
5		122,1	-15,8	144,7	-0,2	135,5	-6,6	148,2	2,2	143,8	-0,9
<b>Средние значения</b>		<b>116,2</b>	<b>-19,9</b>	<b>138,8</b>	<b>-4,3</b>	<b>130,8</b>	<b>-9,8</b>	<b>140,1</b>	<b>-3,4</b>	<b>137,8</b>	<b>-4,97</b>
1	600	104,3	-28,1	132,1	-8,9	123,8	-14,6	130,7	-9,9	136,5	-5,9
2		104,9	-27,7	132,6	-8,6	124,2	-14,3	131,4	-9,4	137,0	-5,5
3		106,2	-26,8	133,9	-7,7	125,2	-13,7	133,3	-8,1	138,3	-4,6
4		107,8	-25,7	135,3	-6,7	126,3	-12,9	135,4	-6,6	139,7	-3,6
<b>Средние значения</b>		<b>105,8</b>	<b>-27,1</b>	<b>133,5</b>	<b>-8,0</b>	<b>124,9</b>	<b>-13,9</b>	<b>132,7</b>	<b>-8,5</b>	<b>137,9</b>	<b>-4,91</b>
<b>Сталь 40X</b>											
<b>Образцы I типа</b>											
1	50	240,3	-12,3	255,1	-6,9	243,5	-11,1	277,5	1,3	249,0	-9,1
2		247,1	-9,8	260,7	-4,9	250,8	-8,5	282,0	2,9	255,9	-6,6
3		255,7	-6,7	267,9	-2,2	260,0	-5,1	288,7	5,4	265,2	-3,2
4		258,8	-5,6	270,6	-1,2	263,2	-3,9	291,3	6,3	268,7	-1,9
5		258,9	-5,5	270,7	-1,2	263,4	-3,9	291,4	6,4	268,9	-1,9
6		260,0	-5,1	271,7	-0,8	264,6	-3,5	292,5	6,7	270,2	-1,4
7		261,1	-4,7	272,6	-0,5	265,6	-3,1	293,4	7,1	271,4	-1,0
8		266,6	-2,7	277,5	1,3	271,3	-1,0	298,7	9,0	277,9	1,4
9		267,8	-2,3	278,6	1,7	272,6	-0,5	299,9	9,5	279,5	2,0
10		272,1	0,7	282,6	3,1	276,9	1,1	304,4	11,1	284,7	3,9
<b>Средние значения</b>		<b>258,8</b>	<b>-5,5</b>	<b>270,8</b>	<b>-1,1</b>	<b>263,2</b>	<b>-4,0</b>	<b>292,0</b>	<b>6,6</b>	<b>269,1</b>	<b>-1,8</b>

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	100	250,6	-8,6	266,3	-2,8	252,3	-7,9	290,9	6,2	262,0	-4,4
2		255,5	-6,8	270,6	-1,2	257,5	-6,0	295,4	7,8	267,2	-2,5
3		258,2	-5,8	273,0	-0,4	260,3	-5,0	298,0	8,7	270,0	-1,5
4		259,0	-5,5	273,8	-0,1	261,2	-4,7	298,8	9,0	270,9	-1,1
5		268,4	-2,0	282,1	3,0	270,5	-1,3	308,2	12,5	281,1	2,6
<b>Средние значения</b>		<b>258,3</b>	<b>-5,7</b>	<b>273,2</b>	<b>0,3</b>	<b>260,4</b>	<b>-5,0</b>	<b>298,2</b>	<b>8,9</b>	<b>270,2</b>	<b>-1,4</b>
1	200	201,6	-26,4	229,6	-16,2	200,6	-26,8	262,1	-4,4	227,0	-17,2
2		237,6	-13,3	260,1	-5,1	235,5	-14,1	287,2	4,8	255,9	-6,6
3		240,6	-12,2	262,4	-4,2	238,5	-13,0	289,9	5,8	258,7	-5,6
4		248,0	-9,5	268,3	-2,1	246,0	-10,2	296,8	8,3	265,9	-3,0
5		251,3	-8,3	271,1	-1,1	252,7	-7,8	299,9	9,5	269,1	-1,8
<b>Средние значения</b>		<b>235,8</b>	<b>-13,9</b>	<b>258,3</b>	<b>-5,7</b>	<b>234,7</b>	<b>-14,4</b>	<b>287,2</b>	<b>4,8</b>	<b>255,3</b>	<b>-6,8</b>
<b>Образцы III типа</b>											
1	50	128,9	-16,3	142,7	-7,4	138,6	-10,0	144,5	-6,2	133,6	-13,2
2		138,6	-10,0	150,3	-2,4	146,6	-4,8	153,6	-0,3	142,9	-7,2
3		149,6	-2,9	159,4	3,5	156,1	1,4	163,8	6,4	154,8	0,5
4		164,9	7,1	174,1	13,0	170,4	10,6	181,0	17,5	173,4	12,6
<b>Средние значения</b>		<b>145,5</b>	<b>-5,5</b>	<b>156,6</b>	<b>1,7</b>	<b>152,9</b>	<b>-0,7</b>	<b>160,7</b>	<b>4,4</b>	<b>151,2</b>	<b>-1,8</b>
<b>Образцы IV типа</b>											
1	50	141,6	-10,9	150,5	-5,3	147,8	-7,1	153,4	-3,6	150,6	-5,3
2		160,2	0,8	169,3	6,5	165,8	4,3	175,5	10,4	171,1	7,6
3		160,3	0,8	169,4	6,5	165,9	4,4	175,6	10,4	171,2	7,7
4		162,1	1,9	171,2	7,7	167,7	5,5	177,7	11,8	173,1	8,9
5		166,7	4,8	175,9	10,6	172,2	8,3	183,1	15,2	178,0	12,0
<b>Средние значения</b>		<b>158,2</b>	<b>0,5</b>	<b>167,3</b>	<b>5,2</b>	<b>163,9</b>	<b>3,1</b>	<b>173,0</b>	<b>8,8</b>	<b>168,8</b>	<b>6,2</b>
1	100	138,1	-13,2	150,2	-5,5	145,7	-8,4	153,7	-3,3	146,0	-8,2
2		140,8	-11,4	153,0	-3,8	148,3	-6,7	157,1	-1,2	148,9	-6,3
3		143,5	-9,7	155,8	-2,0	150,9	-5,1	160,5	1,0	151,9	-4,5
4		158,2	-0,5	170,6	7,3	164,7	3,6	178,6	12,3	167,6	5,4
5		160,9	1,2	173,3	9,0	167,2	5,2	181,8	14,3	170,4	7,2
<b>Средние значения</b>		<b>148,3</b>	<b>-6,7</b>	<b>160,6</b>	<b>1,0</b>	<b>155,4</b>	<b>-2,3</b>	<b>166,3</b>	<b>4,6</b>	<b>157,0</b>	<b>-1,3</b>
1	200	135,2	-15,0	151,8	-4,5	144,7	-9,0	156,6	-1,5	146,8	-7,7
2		140,6	-11,6	157,3	-1,1	149,5	-6,0	163,7	2,9	152,5	-4,1
3		143,5	-9,8	160,2	0,8	152,1	-4,4	167,3	5,2	155,5	-2,2
4		146,1	-8,1	162,8	2,4	154,4	-2,9	170,6	7,3	158,2	-0,5
5		149,0	-6,3	165,7	4,2	157,0	-1,2	174,3	9,6	161,2	1,4
<b>Средние значения</b>		<b>142,9</b>	<b>-10,2</b>	<b>159,6</b>	<b>0,4</b>	<b>151,5</b>	<b>-4,7</b>	<b>166,5</b>	<b>4,7</b>	<b>154,8</b>	<b>-2,6</b>

ти  $\sigma_R^{ус}$  находилась в диапазоне от  $-14,79\%$  до  $6,17\%$  и средняя сумма для этого метода составляет 2,19, т.е. метод достаточно стабильно находится на 2-ом месте оценки предела выносливости.

Третье место по точности определения предела выносливости занимает метод 3 с использованием связи (14) для унифицированного уравнения Вейбулла. В этом случае средняя сумма мест метода составила 2,88, а средняя погрешность метода находилась в диапазоне от  $-19,14\%$  до  $3,05\%$ .

На четвертое место по точности определения предела выносливости относится метод 4 с использованием связей (22) и (23), которые получены из параметров уравнения Про. Средняя сумма мест такого метода равна 3,63, а средняя погрешность метода составила от  $-8,49\%$  до  $12,27\%$ .

Наихудшие результаты, среди рассмотренных методов, были получены для связей (3) и (4). Метод 1 стабильно давал наихудшие результаты. Средняя сумма мест метода составила 4,38, а средняя погрешность изменялась в диапазоне от  $-19,14\%$  до  $0,5\%$ .

Таким образом в качестве метода, на основании которого можно было бы создать стандарт на ускоренные испытания на усталость, следует рекомендовать метод 2, основанный на связях (3) и (9) уравнения Вейбулла.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Когаев В.П., Махутов Н.Я., Грузенков А.П. *Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник*. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
2. Олейник Н.В., Скляр С.П. *Ускоренные испытания на усталость*. – К.: Наукова думка, 1985. – 304 с.
3. Олейник Н.В., Коноплев А.В., Кобаков А.Г. *Методы ускоренного определения характеристик сопротивления усталости в практических приложениях*. – Одесса: Астропринт, 2000. – 140 с.
4. Троценко В.Т., Сосновский Л.А. *Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник в 2-х частях*. – К.: Наукова думка, 1987. – 504 с.
5. Lorati L. *Le prove di fatica come ausilio alla prodettazione ed alla preduzione* // *Met. Ital.* – 1955. – 47. – № 9. – P. 832-837.
6. Олейник Н.В. *Высокопроизводительные испытания на усталость и оценка индивидуальных характеристик сопротивления усталости*. – Одесса: Астропринт, 1999. – 184 с.

7. Коноплев А.В., Селюкова Е.В. Определение предела выносливости деталей машин методом Про с учетом взаимосвязи между его параметрами // Детали машин: Республиканский межведомственный научно-технический сборник. – 1987. – Вып. 44. – С. 108-112.
8. Олейник Н.В., Магденко А.Н., Скляр С.П. Сопротивления усталости материалов и деталей машин в коррозионных средах. – К.: Наукова думка, 1987. – 200 с.
9. Олейник Н.В., Коноплев А.В., Скляр С.П. Оценка сопротивления усталости деталей машин на основе метода Про. – Львов, 1985. – 48 с. (Препринт / АН УССР. Физ.-мех. институт; № 103).

Надійшла 27.01.05



## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ИСХОДНОЙ РАСЦЕНТРОВКИ ВАЛОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА С УЧЕТОМ НЕРАВНОМЕРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ОПОР

### Постановка задачи

*Описывается опыт определения величины относительного перемещения корпусов центробежного компрессора во время прогрева при пуске, которое используется для корректировки исходной расцентровки в холодном состоянии.*

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, тепловые деформации, центровка валов.

На Одесском припортовом заводе в установках по производству аммиака используются два центробежных воздушных компрессора с паровой турбиной мощностью 12620 кВт (рис. 1). Номинальная частота вращения турбины составляет 4600 об/мин. В процессе эксплуатации указанных компрессоров имели место поломки соединительных зубчатых муфт турбина – КНД, а также образование и развитие трещин в роторах КНД со стороны турбины. В этой связи возникла необходимость тщательно изучить условия работы соединительных зубчатых муфт между турбиной и КНД, чтобы исключить все факторы, снижающие ресурс компрессора.

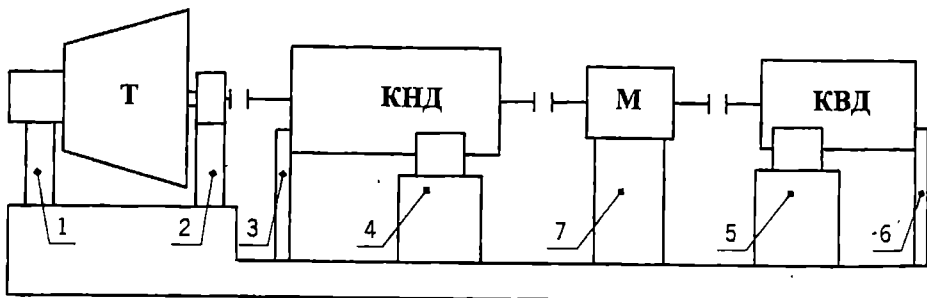


Рис. 1. Схема центробежного компрессора:

- 1, 2 – подвижная и жесткая опоры турбины;
- 3, 4 – гибкая и жесткая опоры КНД;
- 5, 6 – жесткая и гибкая опоры КВД;
- 7 – опора мультипликатора

В процессе пуска турбокомпрессора происходит разогрев турбины, КНД, мультипликатора, КВД, их опор и фундамента. В результате этого возникают тепловые расширения, от равномерности которых зависит относительное положение опор подшипников, т.е. центровка валов. Изменение центровки в свою очередь вызывает перераспределение реакций опор, изменение условий работы вала на смазочном слое подшипников и соответствующее изменение вибрации роторов [1].

При расцентровке валов значительно тяжелее становятся условия работы соединительных муфт. В случае значительных смещений полумуфт возникают динамические удары в моменты «переключения внутреннего зазора в муфте», когда полумуфты перемещаются во взаимно противоположных радиальных направлениях.

При расцентровке особенно типично повышенное значение второй гармоники  $2X$  частоты вращения ротора, кроме этого возрастает уровень гармоник  $3X$ ,  $5X$  и  $7X$ , происходит значительное деформирование эллипсовидной орбиты перемещения шейки ротора в расточке подшипника.

Данные признаки повышенной расцентровки валов имели место при работе указанных турбокомпрессоров. Так, на рис. 2 приведен спектр вибрации ротора турбины, где видно, что вторая гармоника частоты вращения ротора  $2X$  значительно больше по уровню первой роторной гармоники  $1X$ . А на рис. 3 представлена форма вибрационного сигнала и деформированная орбита перемещения ротора КНД при частоте первой гармоники  $1X$ .

POINT: 1TVR2 /45° Right Waveform Pk to Pk: 23.0 um pp  
MACHINE SPEED: 4736 rpm  
06 SEP 2004 13:24:37 Delta Time  
WINDOW: None SPECTRAL LINES: 400

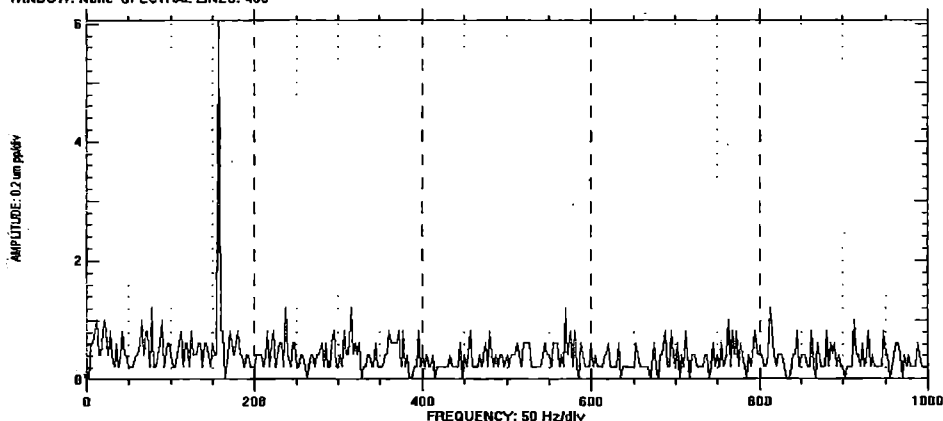


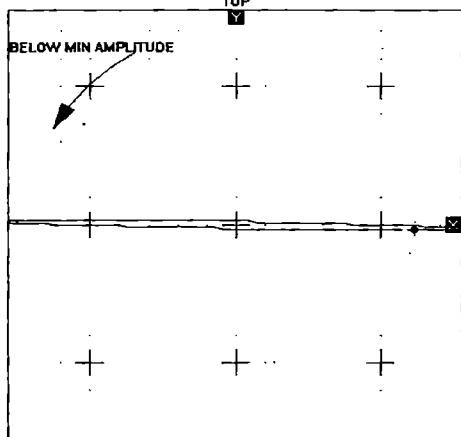
Рис. 2. Спектр вибрации ротора турбины в подшипнике 2

Приведенные данные показывают, что действительно имеет место значительная расцентровка роторов турбины и КНД при работе компрессора.

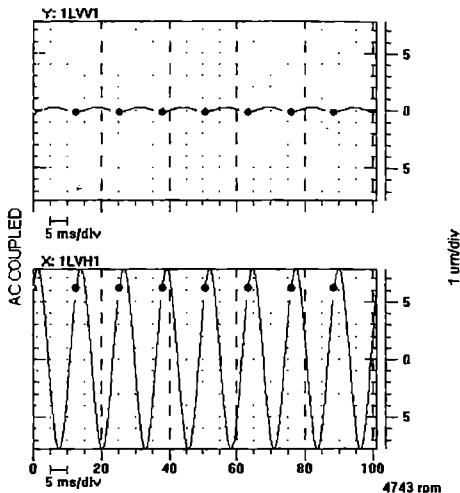
В этой связи была поставлена задача по определению значения исходной расцентровки валов в холодном состоянии, чтобы при работе после прогрева всех составных частей компрессора была обеспечена соосность валов в пределах допускаемых значений с целью обеспечения надежной работы машины.

Y: 1LVW1 /0° VECTOR: 0.478 um pp/NA° SR: 9.13/270° 14SEP2003 22:22:14 @67rpm  
 X: 1LVH1 /90° Right VECTOR: 15.5 um pp/NA° SR: 11.8/177° 14SEP2003 22:22:14 @67rpm

06SEP2004 13:31:50 Delta Time 1X COMP  
 TOP



NOTATION: X TO Y (CCW)



*Рис. 3. Орбита перемещения ротора КНД в подшипнике 3 при частоте первой роторной гармонике 1X*

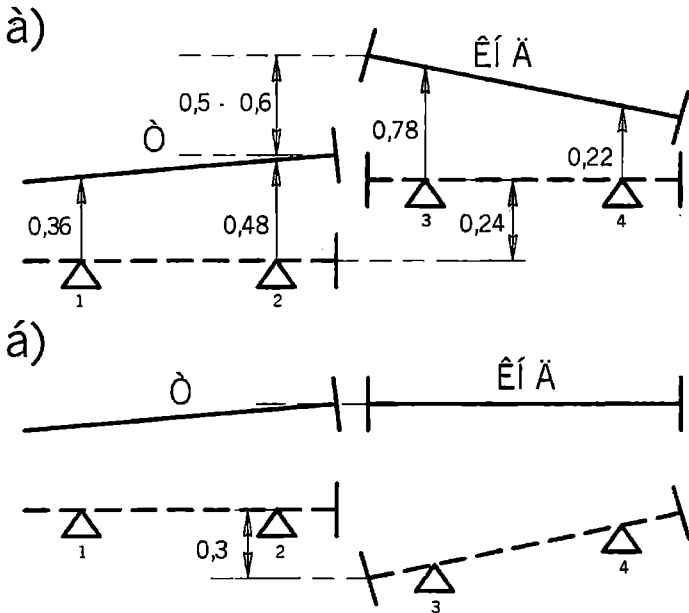
### Анализ результатов измерений

По инструкции завода-изготовителя данной машины при центровке роторов в холодном состоянии за базу следовало считать ось ротора КНД. При этом ось ротора турбины при центровке должна быть на 0,24 мм ниже оси ротора КНД, полагая, что при прогреве оси турбины и КНД займут положение, соответствующее действующим нормам на расцентровку валов, то есть до 0,05 мм по параллельному смещению и до 0,05 мм/м по угловому смещению.

На первом этапе исследований были выполнены измерения температур опор турбины и КНД при прогреве компрессора с помощью бесконтактного измерителя температур Thermopoint 40, а также современного пирометра Therna CAM™ P60. Результаты измерений позволили рассчитать удлинения вверх опор при прогреве. Расчеты пока-

зали, что удлинение смежных опор турбины и КНД происходит таким образом, что исходная расцентровка, рекомендуемая фирмой-изготовителем, не является оптимальной и оси роторов при работе занимают иное положение, которое приводит к дополнительным возмущениям на муфту (рис. 4 а).

Так, после окончательного прогрева опора 2 турбины удлиняется вверх на величину до 0,5 мм, а смежная опора 3 КНД – до 0,8 мм. В этом случае при исходной расцентровке валов в 0,24 мм (ротор турбины ниже ротора КНД, как это практиковалось ранее), параллельное смещение осей валов по вертикали может составить от 0,5 до 0,6 мм. Это, безусловно, приводит к тяжелым условиям работы зубчатых муфт.



**Рис. 4. Взаимное положение роторов турбины и КНД:**  
 а) параллельная расцентровка – ротор турбины ниже ротора КНД на 0,24 мм при центровке;  
 б) то же – ротор турбины выше ротора КНД на 0,3 мм при центровке;  
 - - - - положение валов в холодном состоянии при центровке;  
 ————— положение валов в рабочем состоянии

При очередном ремонте турбокомпрессора была применена другая схема исходной расцентровки валов, т.е. ось ротора турбины была

установлена на 0,3 мм выше оси ротора КНД (рис. 4 б). При этом вследствие неодинакового удлинения опор 3 и 4 ротор КНД в холодном состоянии был выставлен с определенным значением углового смещения по отношению к ротору турбины (раскрытие полумуфта внизу).

Для определения фактической расцентровки валов в рабочем состоянии были выполнены измерения смещения корпуса КНД относительно корпуса турбины в процессе пуска компрессора с помощью новейшего устройства PERMALIGN.

Система PERMALIGN предназначена для бесконтактного измерения величины смещения элементов машины, в нашем случае вследствие тепловых расширений. Данная система позволяет измерять относительное вертикальное и горизонтальное угловое и параллельное смещения величиной до 16 мм на расстоянии в пределах до 10 м.

Принцип работы система PERMALIGN основан на измерении перемещения лазерного луча, испускаемого монитором. В нашем случае монитор был закреплен на корпусе турбины. Лазерный луч попадает на призму, закрепленную на корпусе КНД, отражается и попадает на детектор в мониторе. При этом любое смещение корпуса КНД относительно корпуса турбины фиксируется на детекторе, а затем обрабатывается компьютером для графического представления относительного смещения корпусов. При измерениях использовались две пары мониторов с призмой, в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

В процессе пуска машины выполнялись измерения штатных параметров, косвенно характеризующих изменение теплового состояния опор при прогреве (рис. 5).

На рис. 6 а показаны результаты измерения относительного параллельного смещения корпуса КНД, отнесенного к среднему сечению проставки между полумуфтами турбины и КНД. На рис. 6 б приведены данные по угловому смещению корпусов.

Анализ полученных данных позволяет определить характер изменения относительного положения валов в процессе прогрева машины.

Так, на первом этапе работы компрессора (на минимальной частоте вращения до 1000 об/мин) начинает интенсивно прогреваться корпус турбины, повышается температура отработавшего пара до 95 – 110 °С («греется хвост»). В это время корпус КНД и его гибкая опора практически остаются холодными, поэтому ось корпуса турбины перемещается вверх относительно КНД примерно на 0,22 мм (участок 1-2 на кривой рис. 6 а), а с учетом предварительной расцентровки валов в конце данного этапа прогрева параллельная расцентровка достигает до 0,52 мм. Такое состояние является кратковременным и не является опасным, т.к. компрессор не нагружен.

В начале второго этапа пуска компрессора (выход на рабочую частоту вращения и дальнейшая работа) продолжается прогрев корпуса турбины. Однако это не сказывается на температуре опоры турбины со стороны КНД, т.к. температура отработавшего пара, а, следовательно, и выхлопного патрубка турбины снижаются до 70-75 °С, а температура масла на сливе из подшипника стабильна на уровне от 45 до 55 °С.

Таким образом, удлинения вверх опоры турбины со стороны КНД во время второго этапа прогрева агрегата практически не происходит и достигнутое положение оси ротора турбины в конце первого этапа сохраняется примерно тем же.

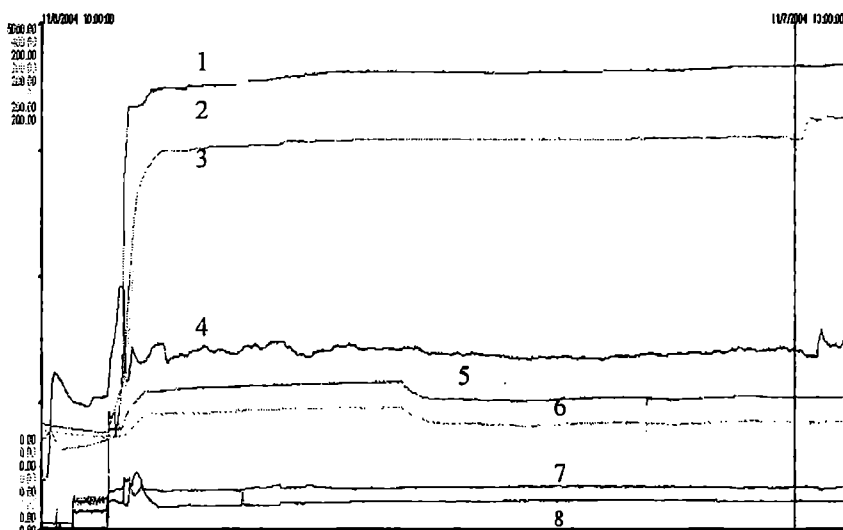
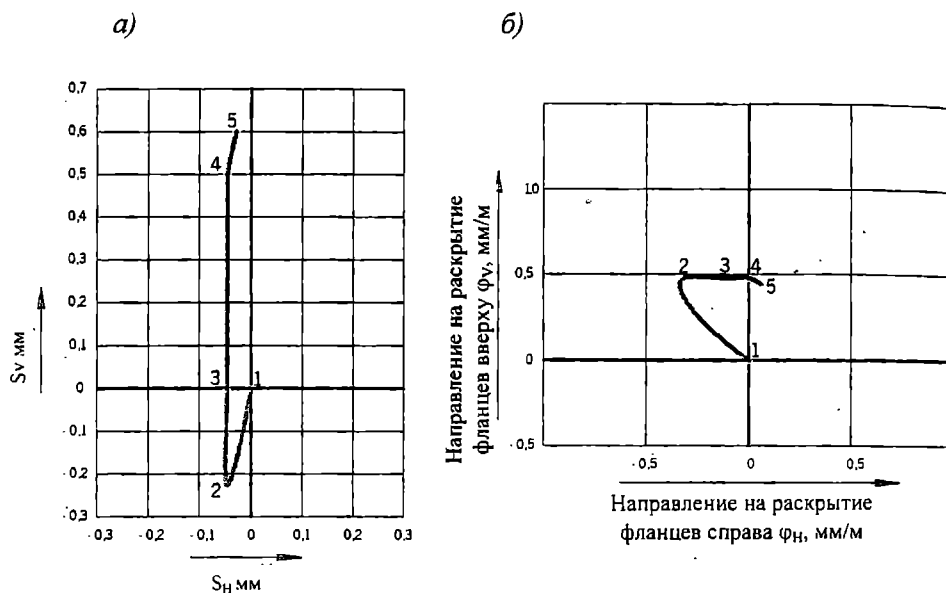


Рис. 5. Тренды основных параметров, характеризующих изменение теплового и вибрационного состояния турбины и КНД компрессора при пуске:

- 1 – частота вращения ротора, об/мин;
- 2 – температура наружной стенки корпуса турбины в районе регулировочной ступени, °С;
- 3 – температура воздуха на выходе из второй ступени КНД, °С;
- 4 – температура отработавшего пара турбины, °С;
- 5 – температура масла на сливе из подшипника турбины, °С;
- 6 – температура масла на сливе из подшипника КНД, °С;
- 7 – вибрация ротора турбины в подшипнике 2, мкм;
- 8 – вибрация ротора КНД в подшипнике 3, мкм

Однако с начала второго этапа происходит активный прогрев

корпуса КНД. Об этом можно судить по повышению температуры воздуха на выходе из второй секции КНД до 145-150 °С, что, естественно, приводит к прогреву гибкой опоры, непосредственно закрепленной к корпусу КНД и находящейся в непосредственной близости от неизолированного выпускного патрубка воздуха. Сначала ось корпуса КНД достигает исходного положения относительно корпуса турбины (точка 3 на кривой рис. 6 а), а затем опора КНД продолжает прогреваться и перемещаться выше оси корпуса турбины (в конечном итоге точка 5 на кривой рис. 6 а).



*Рис. 6. Смещение корпуса компрессора низкого давления относительно корпуса турбины в сечении муфты при прогреве во время пуска:*

*а – параллельное смещение;*

*б – угловое смещение;*

*$S_v$  – смещение в вертикальном направлении, мм;*

*$S_h$  – смещение в горизонтальном направлении, мм;*

*$\varphi_v$  – угловое смещение в вертикальной плоскости, мм/м;*

*$\varphi_h$  – угловое смещение в горизонтальной плоскости, мм/м*

В результате общее удлинение вверх гибкой опоры КНД при прогреве составляет до 0,82 мм. А в конечном итоге после стабилизации теплового состояния ось ротора КНД оказывается на 0,2 – 0,25 мм выше оси ротора турбины.

На рис. 6 б приведена кривая, характеризующая изменение значения углового смещения корпусов (излом осей) в мм/м в среднем сечении проставки между полумуфтами. При центровке в холодном состоянии было задано угловое смещение в 0,3 мм/м (раскрытие фланцев внизу, рис. 4 б).

В процессе прогрева гибкая опора 3 КНД удлинялась в большей степени, чем опора 4, поэтому ось ротора поворачивалась относительно ротора турбины в вертикальной плоскости. Сначала уменьшалось раскрытие фланцев внизу, а в конечном итоге после стабилизации теплового состояния появилось раскрытие фланцев вверх на величину до 0,12 мм/м. На рис. 6 а кривая 1-5 характеризует изменение величины углового смещения за весь период прогрева машины.

Измерения относительного перемещения корпусов турбокомпрессора проводились при прогреве во время двух пусков, а также при остывании после остановки. Сопоставление результатов измерений показывает совпадение общей тенденции изменения взаимного перемещения корпусов при изменении их теплового состояния.

### Заключение

В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы. В данной машине принципиально правильным является размещение вала турбины выше вала КНД при центровке в холодном состоянии. Заданная величина параллельной расцентровки в 0,3 мм по вертикали при ремонте можно считать верной, т.к. с учетом перемещения корпусов расцентровка валов в работе составляет от 0,2 до 0,25 мм. В данном случае не учитывается величина всплывания роторов на масляной пленке в подшипниках.

Для дальнейшего снижения вертикальной расцентровки валов было предложено установить изоляционный экран между выпускным патрубком КНД и гибкой опорой. Такой эксперимент был проведен и оказалось, что это приводит к снижению нагрева опоры, сокращению ее по высоте и, следовательно, к уменьшению расцентровки валов еще на 0,1 мм. Таким образом, можно достигнуть значения расцентровки по вертикали до 0,1 – 0,15 мм.

Измерения показали незначительные смещения корпуса КНД относительно корпуса турбины в горизонтально-поперечном направлении.

Полученные результаты относительных параллельных и угловых смещений корпусов в сечении муфты турбина – КНД использованы для корректировки исходной расцентровки валов в холодном состоянии.

Результаты исследования показали существенное влияние неоиди-



накового удлинения опор на относительное положение валов при работе, что вызывает необходимость продолжить аналогичные измерения смещений корпусов КНД и КВД относительно мультипликатора данной машины, а также в проблемных узлах других компрессоров установки по производству аммиака.

## **ЛИТЕРАТУРА**

1. Рунов Б.Т. *Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов.* – М.: Энергоиздат, 1982. – 352 с.

Надійшла 18. 01.05

## СИНТЕЗ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДЛЯ СУДОВЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ ВОЗДУХА

*В статье приводятся результаты синтеза автоматической системы регулирования для судового кондиционера. Синтезированный регулятор совмещает в одном блоке устройство для компенсации возмущающих воздействий и регулятор, реализующий пропорциональный закон управления.*

*Ключевые слова:* кондиционер, регулятор, автоматическая система, возмущающее воздействие, микроконтроллер.

Анализ результатов исследования условий эксплуатации оборудования судовых кондиционеров известных типов [2] позволяет предъявлять при разработке соответствующей автоматической системы регулирования (АСР) следующие требования: минимальное влияние возмущающих воздействий на параметры воздуха на выходах технологических аппаратов; максимальная точность воспроизведения управляющих воздействий; максимальная точность поддержания требуемых значений параметров воздуха на выходах технологических аппаратов.

В соответствии с требуемыми показателями качества проведён синтез АСР для кондиционера воздуха. В основу синтеза положены методы, используемые при аналитическом конструировании комбинированных АСР с учётом определённых реальных динамических свойств технологического оборудования судового кондиционера [1].

В целях компенсации возмущающих воздействий синтез АСР проведён на основе использования прямого метода Ляпунова. Для решения поставленной задачи составлена функция, минимизирующая разность между возмущающим сигналом и управляющим воздействием вида

$$I = 0.5(U_1 - K_1 f)^2, \quad (1)$$

где  $U_1$  – управляющее воздействие, компенсирующее возмущающее воздействие  $f$ ;

$K_1$  – коэффициент усиления объекта.

Для непрерывных функций, имеющих первую производную, скорость изменения  $I$ , в соответствии с [3], определяется

$$\frac{dI}{d\tau} = \frac{\partial I}{\partial f_1} \frac{df_1}{d\tau} + \frac{\partial I}{\partial f_2} \frac{df_2}{d\tau} + \dots + \frac{\partial I}{\partial f_n} \frac{df_n}{d\tau} = \text{grad}I \cdot \vec{f}. \quad (2)$$

Скалярное произведение  $n$ -мерного вектора состояния объекта, характеризующего изменение минимизирующей функции в момент времени  $\tau$ , можно записать в виде

$$\frac{dI}{d\tau} = \begin{vmatrix} \frac{\partial I}{\partial f_1} \\ \frac{\partial I}{\partial f_2} \\ \vdots \\ \frac{\partial I}{\partial f_n} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \frac{df_1}{d\tau} & \frac{df_2}{d\tau} & \dots & \frac{df_n}{d\tau} \end{vmatrix} \quad (3)$$

Модуль скалярного произведения (3) максимален при параллельных векторах  $\vec{I}$  и  $\vec{f}$ . Следовательно, между составляющими векторов существует пропорциональность (коэффициент пропорциональности  $\rho$ ).

С учётом поиска минимума функции  $I$  можно записать

$$\frac{df_1}{d\tau} = -\rho \frac{\partial I}{\partial f_1}, \frac{df_2}{d\tau} = -\rho \frac{\partial I}{\partial f_2}, \dots, \frac{df_n}{d\tau} = -\rho \frac{\partial I}{\partial f_n}; \quad (4)$$

$$\frac{d\vec{f}}{d\tau} = -\rho \text{grad}I. \quad (5)$$

где  $\rho$  – достаточно большое число.

Учитывая нестационарность, вызванную изменением  $f$  во времени, получим

$$\frac{d\vec{f}}{d\tau} = -\rho \text{grad}I + \frac{\partial I}{\partial \tau}. \quad (6)$$

$$\frac{dI}{d\tau} = \text{grad}I \cdot \bar{f} + \frac{\partial I}{\partial \tau}. \quad (7)$$

Для технологического аппарата центрального кондиционера можно записать

$$\frac{dI}{d\tau} = (U_1 - K_1 f) \dot{U}_1 - (U_1 - K_1 f) \dot{f} K_o. \quad (8)$$

Определяющее дифференциальное уравнение имеет вид

$$\dot{U}_1 = -\rho(U_1 - K_1 f). \quad (9)$$

После подстановки (9) в (8) следует, что (1) функция Ляпунова

$$\frac{dI}{d\tau} = -0.5\rho(U_1 - K_1 f)^2 - 0.5(U_1 - K_1 f) \dot{f} K_1. \quad (10)$$

Первое слагаемое уравнения (10) всегда отрицательно, второе может быть как положительным, так и отрицательным. Условие устойчивости определяется неравенством

$$\left| \rho(U_1 - K_1 f)^2 \right| > \left| (U_1 - K_1 f) \dot{f} K_1 \right|. \quad (11)$$

Следовательно, функция, минимизирующая разность между возмущающим сигналом и управляющим воздействием вида (1), является функцией Ляпунова при выполнении условия (11). При этом должны выполняться условия

$$I \geq 0; \quad \frac{dI}{d\tau} < 0. \quad (12)$$

С учётом задающего воздействия ( $y_o$ ) функция (1) имеет вид

$$I = 0.5(U_1 - K_1 f - y_o)^2. \quad (13)$$

Тогда управляющее воздействие  $U_1$  будет определяться

$$\frac{dU_1}{d\tau} = -\rho(U_1 - K_1 f - y_o). \quad (14)$$

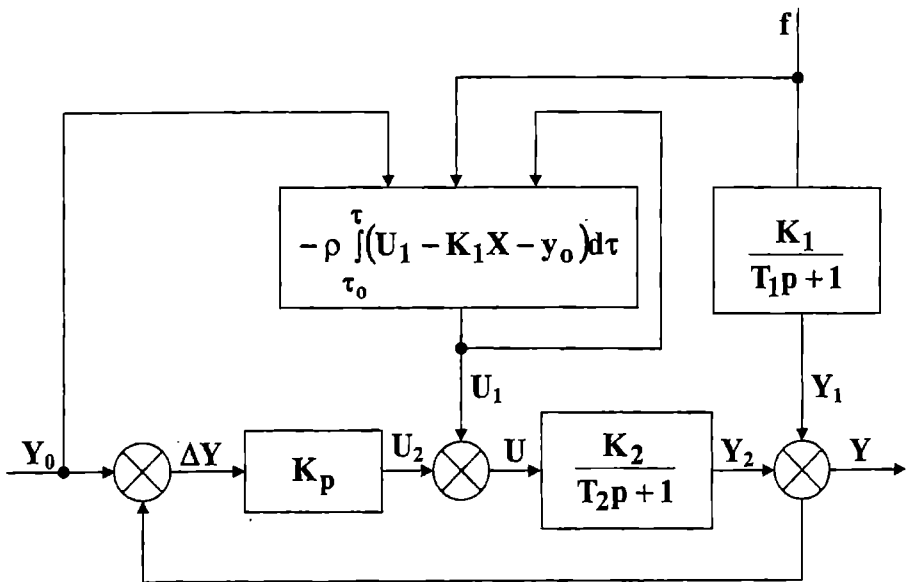
Для стабилизации параметров воздуха на выходе технологического аппарата кондиционера с учётом результатов [2] наиболее целесообразно использовать регулятор с П-законом управления в обратной связи. В этом случае второе управляющее воздействие определяется

$$U_2 = -K_p \Delta y . \quad (15)$$

Суммарное управляющее воздействие на выходе комбинированного регулятора

$$U = -\rho \int_{\tau_0}^{\tau} (U_1 - K_1 X - y_0) dt - K_p \Delta y . \quad (16)$$

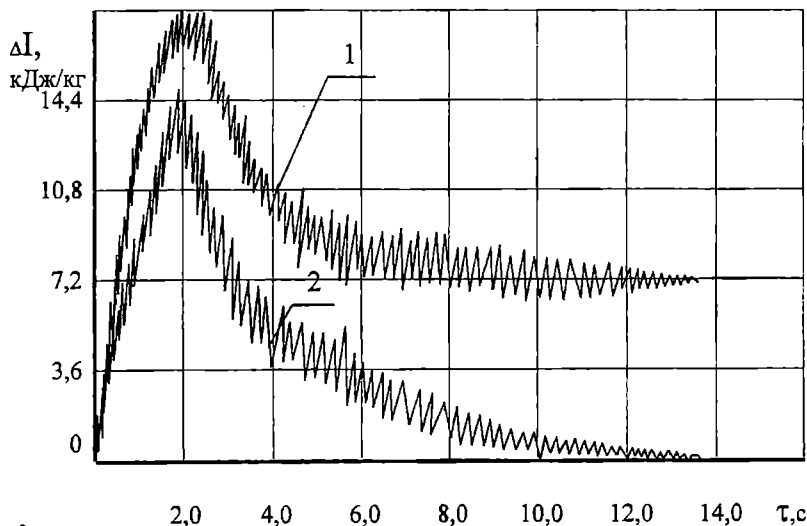
Структурная схема разработанной АСР для кондиционера воздуха представлена на рис. 1.



*Рис. 1. Структурная схема АСР для кондиционеров воздуха*

Условия устойчивости разработанной комбинированной АСР определялись расчётным путём по критерию Гурвица. Результаты расчёта свидетельствуют о том, что предлагаемая АСР устойчива.

На рис.2 приведены результаты исследований одноконтурной АСР без (1) и с корректирующим элементом (2). Из результатов проведенных исследований следует, что введение в одноконтурную АСР корректирующего элемента синтезированной структуры позволяет уменьшить динамическое отклонение и свести к нулю статическую ошибку поддержания управляемого параметра. Предлагаемая АСР обеспечивает высокое качество регулирования в широком диапазоне изменения нагрузки, характеризуется устойчивостью к изменениям возмущающих и задающих воздействий и может быть применена для управления любыми параметрами воздуха в кондиционере.



*Рис.2. Результаты исследований одноконтурной АСР:*

*1 - без корректирующего элемента; 2 - с корректирующим элементом*

Таким образом, в результате проведенного синтеза определена структура комбинированного регулятора, совмещающего в одном приборе устройство для компенсации возмущающего воздействия и регулятор, реализующий пропорциональный закон управления.

Разработанная структура комбинированного регулятора реализуется на основе использования восьмиразрядного микроконтроллера семейства HC908 фирмы Motorola [4].

Микроконтроллер содержит высокопроизводительное 8-разрядное CISC-процессорное ядро. Максимальная частота внутренней шины составляет 8 МГц. Система команд включает 90 инструкций языка ассемблера. Архитектура процессорного ядра оптимизирована для создания компилятора с языка СИ. Синтезированный закон функциониро-

вания комбинированной АСР (16) для кондиционера воздуха реализуется программным способом в микроконтроллере. Схема АСР отличается простотой, лёгкой настройкой.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Вычужанин В.В., Медзеновский В.Б. Исследование характеристик судового центрального кондиционера // Холодильная техника, 1984. – № 3. – С. 28-31.
2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – Л.: Судостроение. – 1993. – 584 с.
3. Моисеев Н.Н. Численные методы в теории оптимальных систем. – М.: Наука. – 1971. – 424 с.
4. Ремизевич Т. Новые модели микроконтроллеров семейства HC908 фирмы Motorola // CHIP NEWS. – 2002. – № 5. – С. 2-9.

Надійшла 08.02.05

УДК 620.193.629.12

А.В. Кобзарук  
О.И. Стальниченко

## ОЦЕНКА ЗАЩИТНОЙ СПОСОБНОСТИ ЛАКОКРАСОЧНЫХ ПОКРЫТИЙ ОТ КОРРОЗИИ И КОРРОЗИОННОЙ УСТАЛОСТИ СУДОКОРПУСНЫХ СТАЛЕЙ В МОРСКОЙ ВОДЕ

*С целью оценки защитных свойств лакокрасочных покрытий типа БЭП приведены результаты экспериментов при много- и малоцикловой усталости, а также на опытных моделях экспонированных непосредственно в акватории моря.*

*Ключевые слова: судокорпусные стали, коррозия, лакокрасочные покрытия.*

Разработка и использование методов защиты от коррозии затруднены из-за многообразия судовых конструкций и условий их эксплуатации. Чаще всего эффективная защита достигается сочетанием различных методов защиты: рациональным проектированием, электрохимической защитой, ингибированием и лакокрасочными покрытиями (ЛКП) и др. Каждый из перечисленных методов сам по себе довольно сложен и включает в себя многообразие мероприятий, иногда дополняющих друг друга, а иногда и ограничивающих одно другое [1].

Известно, что степень электрохимической защиты корпуса судна строго регламентирована из-за опасности водородного охрупчивания материала, а также вспучивания и разрушения защитных ЛКП выделяющимся из металла водородом при «перезащите» конструкции. Основным, дополняющим все известные методы коррозионной защиты, является широко применяемый в судостроении и судоремонте метод систем лакокрасочных покрытий [1]. Судовые противокоррозионные ЛКП должны быть надежной и долговечной защитой конструкции от коррозии в различных средах, обладать хорошей адгезией к защищаемому металлу (подложке), к грунтовкам, хорошо совмещаться с другими средствами противокоррозионной защиты, особенно электрохимической, быть ремонтно-пригодными, стойкими в потоке воды и сочетаться с противоположающимися покрытиями.

В процессе эксплуатации корпус судна испытывает деформации переменные по знаку, величине и частоте. Величина амплитуды циклической деформации отдельных его узлов находится в упруго-плас-



тической области и достигает уровня  $0,7\sigma_{0,2}$ . Исходя из вышеизложенного, надежной защитой судокорпусных конструкций от коррозионно-механических разрушений в принципе может быть обеспечена нанесением на его поверхность беспористого, гидроизолирующего ЛКП, обладающего достаточной эластичностью и способностью сопротивляться деформациям. Одними из целого ряда хорошо зарекомендовавших себя защитных материалов являются покрытия на эпоксидной основе типа БЭП [1].

Проанализировав известные нам публикации, касающиеся эффективности применения судовых ЛКП, нами проведены лабораторные исследования защитной способности покрытий типа БЭП при много- и малоцикловой усталости в морской воде. Эксперимент проведен на образцах из судостроительной стали, покрытых этими материалами. На основе многолетних стендовых испытаний дана оценка защитных свойств ЛКП в природных морских условиях на моделях сварных судовых секций натурной величины и сварных образцах-штабах.

Целью работы явилась оценка защитной способности лакокрасочных покрытий судостроительной стали в природной морской воде при циклических и постоянно действующих нагрузках, вызванных эксплуатационными условиями, технологией сборки и сварки с учетом старения ЛКП и воздействия средств электрохимической защиты.

При воздействии на окрашенные судокорпусные конструкции статических и циклических нагрузок, что неизбежно при эксплуатации, соответствующие деформации покрытия  $\varepsilon_n$  зависят от степени деформации несущей основы  $\varepsilon_{мет}$ , а возникающие в покрытии реактивные напряжения определяются соответствующими характеристиками упругости и текучести материала покрытия. При упругом кратковременном нагружении металлической подложки ввиду того, что  $\varepsilon_n \approx \varepsilon_{мет}$ , то максимально возможные напряжения в покрытии  $\sigma_n$  могут быть выражены через напряжения в металлической основе  $\sigma_{мет}$  соотношением

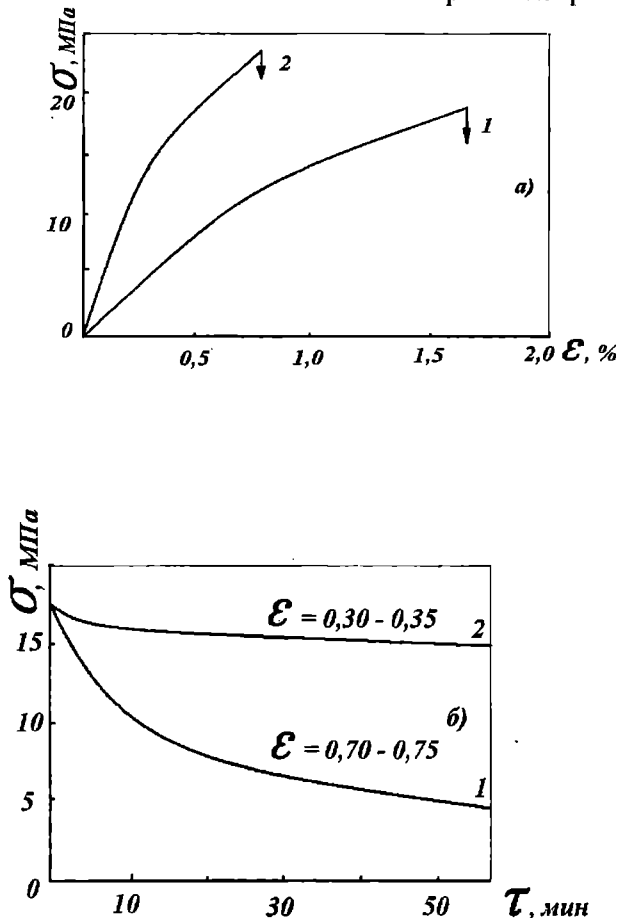
$$\sigma_n = \sigma_{мет} \cdot \frac{E_n}{E_{мет}}, \quad (1)$$

где  $E_n, E_{мет}$  – соответственно модули упругости покрытия и металла.

Из выражения (1) следует, что чем выше предел текучести защищаемого материала, тем большие напряжения может испытать покрытие в эксплуатационных условиях.

Наибольшую опасность, способствующую появлению трещин в

покрытии, представляет раскрытие дефектов подложки и локальная деформация в местах концентрации напряжений в процессе нагружения защищенной конструкции. При этом, чем выше пластические свойства и удельное разрывное напряжение покрытия, тем большую местную деформацию оно может выдержать. Для покрытий на полимерной основе эти характеристики существенно зависят от скорости приложения нагрузки и могут значительно изменяться при прочих одинаковых условиях испытаний в зависимости от степени старения покрытия [2].

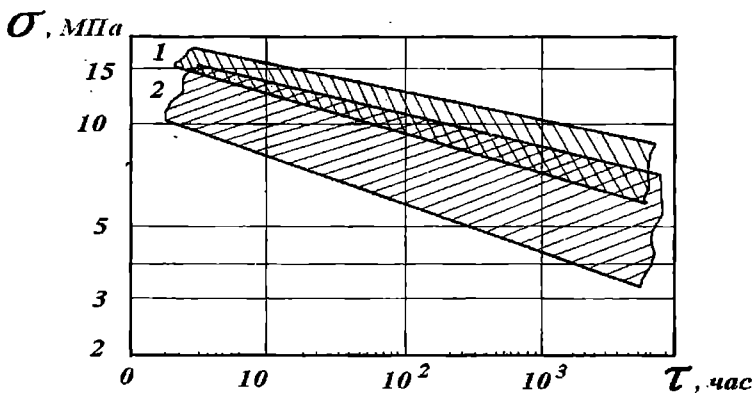


*Рис. 1. Диаграмма растяжения (а) и временная зависимость релаксации напряжений при заданной деформации (б) образцов из свободных пленок покрытий типа Б-ЭП-421 толщиной 0,5 мм, выдержанных 1 месяц на воздухе (1) и в 3,5 % растворе NaCl при  $t^{\circ}=60^{\circ}\text{C}$  (2)*

На рис. 1 представлены диаграмма растяжения и временная зависимость релаксации напряжений свободных пленок из Б-ЭП-421, состаренных в различных условиях. При постоянно действующих нагрузках длительная прочность полимерных покрытий значительно меньше, чем при кратковременных нагрузках, и они могут быть склонны к своеобразному охрупчиванию, особенно в коррозионной среде. На рис. 1б приведены данные о длительной прочности свободных пленок из покрытия Б-ЭП-421 на воздухе и в 3,5 % растворе NaCl.

Рис. 2 иллюстрирует предел разброса полученных нами экспериментальных данных о длительной прочности пленок Б-ЭП-421. При длительном воздействии статических нагрузок на металлическую основу полимерное ЛКП ведет себя как вязкоупругий материал, т.е. имеет место снижение со временем упругих деформаций и релаксация напряжений. В результате, через какое-то время, хотя подложка и остается под напряжением, покрытие может оказаться частично разгруженным и, наоборот, после снятия напряжения с основы в покрытии могут возникнуть напряжения. Именно скорость релаксации напряжений в данном покрытии во многом определяет его способность противостоять растрескиванию в коррозионно-активных средах и тем самым обеспечивает защиту от коррозионного растрескивания напряженной металлической подложки.

Процессы релаксации напряжений при заданной деформации ( $\epsilon = \text{const}$ ) связаны с особенностями молекулярного старения полимерного покрытия. Старение покрытия, сопровождающееся измене-



*Рис. 2. Длительная прочность свободных пленок покрытия (Б-ЭП-421) толщиной 0,4-0,6 мм, состаренных естественным путем в течение 1 года на воздухе (1) и в 3,5 % растворе NaCl (2)*

нием его химического строения и, в частности, отрывом длительных молекулярных связей, приводит к возрастанию жесткости покрытия (рис.16). О влиянии релаксационных явлений в полимерах на их циклическую долговечность указывалось в работе [3], в которой отмечалось, что наименьшая долговечность должна быть в тех случаях, когда продолжительность цикла нагрузки сопоставима со временем релаксации напряжений. Из вышеизложенного следует, что знание физико-механических свойств рассматриваемых покрытий при различных режимах нагружения, применительно к разным стадиям старения, необходимо для выбора наиболее устойчивых к нагрузкам покрытий.

Прогнозирование циклической стойкости ЛКП может проводиться либо непосредственно опытным путем при выбранных режимах циклического деформирования образцов с покрытием, либо методом оценки циклической долговечности материала покрытия по результатам испытания на длительную прочность свободных пленок из данного покрытия в соответствии с известными из механики полимеров положениями [4].

Имеющиеся литературные данные [5, 6] по циклическим испытаниям окрашенных образцов свидетельствуют о возможном снижении адгезионной (или когезионной) прочности покрытия в результате циклических нагрузок, что наиболее заметно проявляется с повышением уровня деформации подложки.

Оценка критических значений степени деформации покрытия при сжатии может быть сделана на основе энергетического подхода, предложенного в работе [7] для анализа условий расслоения композитных материалов.

Решая предложенные авторами соотношения для плоской и кривой поверхностей с учетом равенства  $\varepsilon = \sigma/E$ , получаем, что, независимо от того, по какому типу происходит отслаивание, оно возможно при условии

$$\varepsilon > \left[ \frac{\gamma}{(1-\nu) \cdot Eh} \right]^{1/2}, \quad (2)$$

где  $\varepsilon$  – действующие деформации;

$\nu$  – коэффициент Пуассона;

$E$  – модуль упругости;

$h$  – толщина покрытия;

$\gamma$  – работа разрушения на единицу поверхности.

Следовательно, допустимая критическая деформация при сжатии тем больше, чем больше работа отрыва покрытия и меньше модуль упругости и толщина покрытия.

**Влияние ЛКП типа БЭП на сопротивление  
коррозионно-усталостному разрушению стали  
в морской воде**

Исследование циклической повреждаемости и степени защиты при многоцикловой усталости проводились на стальных образцах, покрытых эмалями Б-ЭП-421 и ЭП 755 в двух состояниях. Первая партия образцов подвергалась испытанию на усталость в морской воде после предварительной выдержки в этой же среде в течение около 2-х лет, вторая – без предварительной выдержки в агрессивной среде, но с трещиноподобным искусственным дефектом. Испытания на усталость проводились на стандартной машине МУИ-6000, цилиндрические образцы из стали 12ХН4А ( $\sigma_B = 1200$  МПа,  $\sigma_{0,2} = 1000$  МПа) подвергались круговому чистому изгибу с частотой 50 Гц.

При циклической деформации повреждаемость обоих типов свеженанесенных покрытий на воздухе на базе  $10^7$  циклов отмечалась при  $\epsilon_a = 0,2-1,0$  %. После выдержки в коррозионной среде повреждаемость покрытия типа ЭП-755 снижалась до 0,1 %, а типа Б-ЭП-421 – до 0,2 %.

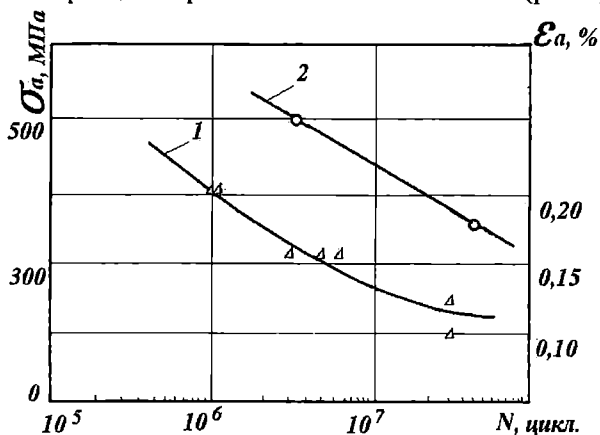
Существенное влияние на характер разрушения имеют адгезионные свойства покрытий.

Покрытие ЭП-755, обладающее большей адгезионной способностью, но меньшей сопротивляемостью циклическим деформациям, не имело отслаиваний, но на всей рабочей части образца покрылось кольцевыми трещинами на расстоянии около 0,5-1,0 мм друг от друга. Все трещины располагались перпендикулярно действующим главным нормальным напряжениям.

Покрытие Б-ЭП-421 разрушалось с образованием единичных трещин, но одновременно практически полностью отслаивалось от подложки. При испытаниях в морской воде повреждаемость обоих покрытий не превышает их повреждаемости на воздухе. Если при  $\epsilon_a = 0,2$  % в покрытии ЭП-755, при испытаниях его на воздухе, появилось множество волосовидных трещин после 5-14 миллионов циклов, то после аналогичных испытаний в морской воде трещины не обнаружались даже после 10-15 миллионов циклов.

Выдержка в морской воде приводит к снижению защитной способности эпоксидного покрытия за счет проникновения коррозионной среды через покрытие. Внешний вид покрытия после длительной выдержки в коррозионной среде практически не изменился, покрытие лишь слегка потускнело. Вспучивания, пузырей, отслоений и трещин при осмотре под бинокулярным микроскопом не обнаруживалось. Однако при циклических испытаниях наблюдалось существенное снижение соп-

ротивления усталостному разрушению стальной подложки. В морской воде долговечность стальных образцов покрытых Б-ЭП-421 оказалась гораздо выше, чем образцов окрашенных эмалью ЭП-755 (рис.3).



*Рис. 3. Кривые усталости образцов из стали типа 12ХН4А с покрытиями ЭП-755 (1) и Б-ЭП-421 (2), испытанных в морской воде, после предварительной экспозиции в морской воде в течение 7000-10000 часов*

По сравнению с испытанием на воздухе предел выносливости образцов с эпоксидным покрытием Б-ЭП-421, выдержанным в морской воде 1-2 года и не имеющем видимых механических повреждений, снизился с 560 МПа до 240 МПа (рис.4).

В то же время защитная роль покрытия все же сохранилась. Предел выносливости образцов с набухшим покрытием оказался в 2 раза ниже предела выносливости стали на воздухе, но он в 5 раз превышал предел выносливости стали в морской воде без покрытия. Главная особенность — долговечность образцов практически не зависела от того, при каких условиях проводились испытания: на воздухе или в морской воде. По-видимому, влагопоглощение покрытия и проникновение коррозионной среды через него к поверхности металла во время предварительной выдержки определяет сопротивление усталости металлической подложки, а контакт внешней поверхности покрытия с воздухом или морской водой во время деформирования имеет второстепенное значение.

Наблюдение в микроскоп (x40) и использование химического способа выявления дефектов с помощью железосинеродистого калия не показали наличия трещин в защитном покрытии. Они не были обнаружены в покрытии Б-ЭП-421, выдержанном в морской воде в тече-

ние 7, 10, 16 тысяч часов и испытанных на воздухе при амплитудах напряжений 240, 260 и 280 МПа в течение 50 миллионов циклов.

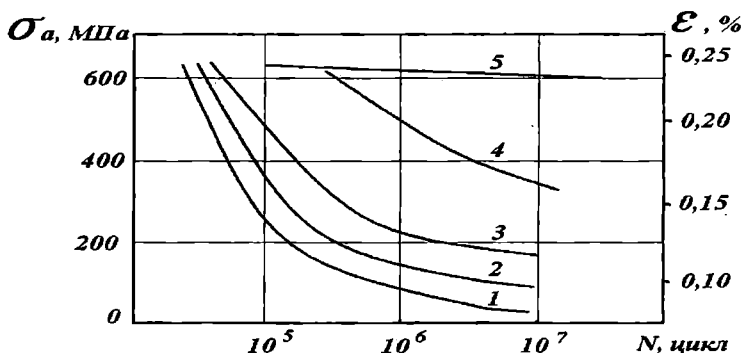


Рис. 4. Результаты испытаний на усталость в морской воде образцов из стали типа 12ХН4А: в незащищенном состоянии (1), со свеженанесенным покрытием Б-ЭП-421 (2), с трещиноподобным дефектом в покрытии (3), с покрытием без повреждений после экспозиции в морской воде более 11200 часов (4), а также покрытых образцов на воздухе (5)

Тонкие волосовидные дефекты, возникающие в эпоксидных защитных покрытиях типа ЭП-755 и Б-ЭП-421, при циклических деформациях подложки, а также трещиноподобные дефекты (надрезы шириной 0,1 мм и более) резко снижают защитную способность покрытия при коррозионной усталости окрашенных образцов. Такого рода дефекты в покрытии, при деформациях  $\epsilon_a = 0,15-0,20\%$ , снижают долговечность образцов в морской воде до значений, близких к долговечности образцов в той же среде без защиты. При  $\epsilon_a > 0,2\%$  долговечность образцов, имеющих в покрытии кольцевой надрез шириной 0,1 мм и образцов с покрытием, удаленным с 2,5; 5,0 и 100% площади рабочей поверхности, составила 0,2-0,3 миллиона циклов (рис. 4). При более низких деформациях ( $\epsilon_a < 0,2\%$ ) влияние тонких дефектов на снижение долговечности металлической подложки ослабевает. При  $\epsilon_a = 0,05-0,10\%$  образцы с трещиноподобными дефектами в покрытии в морской воде имели долговечность в 3-10 раз превышающую долговечность непокрытых образцов. Предел выносливости защищенных образцов на базе более 50 млн. циклов равен 120 МПа, в то время как для незащищенных покрытием он составил 40 МПа.

**Влияние ЛКП типа БЭП на сопротивление малоцикловому разрушению стали в морской воде**

С целью исследования защитных свойств покрытия типа БЭП при циклических нагрузках близких к  $\sigma_{0,2}$  проведены испытания двух серий образцов из стали 12ХН4А, покрытых Б-ЭП-421 на малоцикловую усталость (МЦУ) в морской воде. Первую серию образцов испытывали при чистом изгибе, вторую – при растяжении. Плоские образцы корсетной формы с сечением в рабочей части 7,5×15мм испытывали на малоцикловую усталость на машине ММИ-1 [8]. Покрытие наносили на поверхность образца кистью по системе: 1 слой грунта Б-ЭП-0126 и 2 слоя эмали марки Б-ЭП-421, общая толщина покрытия  $\sigma_{оп} = 0,4$ мм. Эксперимент проводили при чистом изгибе, с частотой  $\nu = 0,1$ Гц, уровень относительной деформации  $\epsilon_a = 0,2 - 0,6\%$ , цикл – отнулевой ( $R=0$ ) и симметричный ( $R = -1$ ). Образцы без покрытия испытывали на воздухе и в морской воде, с покрытием – только в морской воде. В процессе испытания фиксировали число циклов до зарождения трещины в металлической подложке, моменты нарушения целостности покрытия и окончательное разрушение образца. Число циклов до зарождения трещин в подложке определяли металлографическим путем по методике, изложенной в работе [9]. Момент нарушения покрытия регистрировали по резкому скачкообразному изменению электродного потенциала образца с покрытием, когда  $\Delta\phi$  достигал – 0,400В по хлорсеребряному электроду сравнения (ХСЭ). Число циклов до зарождения трещины в подложке и до нарушения покрытия практически совпало, т.е. свеженанесенное покрытие обеспечивает защиту металла от воздействия коррозионной среды в интервале  $0,5\sigma_{0,2} - 1,0\sigma_{0,2}$ .

Тщательным измерением установлено, что нарушение покрытия БЭП при циклическом деформировании явилось следствием появления трещин на образце под покрытием. В районе образовавшейся трещины сцепление ЛКП с поверхностью было нарушено из-за локальных пластических деформаций значительной величины. Результаты испытания на МЦУ плоских образцов представлены в таблице 1, где долговечность образцов оценивали по результатам испытания 3 образцов в каждой серии.

Из таблицы 1 следует, что долговечность образцов с покрытием Б-ЭП-421 в морской воде при отнулевом цикле нагружения превышает долговечность незащищенных образцов в 2-3 раза. С увеличением уровня нагрузки эффект защиты уменьшается. В условиях симметричного нагружения, когда покрытие испытывает попеременно растяжение и сжатие, эффект защиты ниже, например, при  $\epsilon = 0,36\%$  (~750 МПа) долговечность образцов с покрытием и без него практически одинакова.



Таблица 1

*Испытания плоских образцов*

Циклическая деформация $\varepsilon_a$ %	Образцы с покрытием, N циклов, морская вода		Образцы без покрытия, N циклов до разрушения	
	Нарушение покрытия	Разрушение образца	Морская вода	Воздух
	а) Отнулевой цикл $R = 0$			
0,61	6310	18210	9210	9635
0,52	19800	33480	14082	18613
0,43	36100	49592	31418	45385
0,30	109120	142382	47335	96060
	б) Симметричный цикл $R_r = -1$			
0,36	1470	13705	13595	-
0,30	12332	26206	17660	-
0,22	69918	77670	47552	-

Снижение защитных свойств покрытий БЭП с увеличением уровня деформации вызывает необходимость их оценки в районе концентрации напряжения, где локальный уровень деформации может быть значительно выше номинального. С этой целью были испытаны на МЦУ цилиндрические образцы из стали типа 12ХН4А, имеющие кольцевой концентратор глубиной 0,5мм с углом надреза  $\alpha = 60^\circ$ . Образцы были окрашены БЭП по штатной схеме аналогично покрытию вышеупомянутых плоских образцов. Образцы испытывали отнулевое растяжение с частотой  $\nu = 0,0033$  Гц на стандартной машине УМЭ-10ТМ.

Итог опыта сведен в таблицу 2, где долговечность образцов оценивали по результатам испытания 3 образцов в каждой серии.

Таблица 2

*Испытание цилиндрических образцов*

Условия испытания	Долговечность, N циклов (средние значения)		
	$0,8\sigma_{0,2}$	$1,0\sigma_{0,2}$	$1,1\sigma_{0,2}$
Без покрытия на воздухе	5260	2510	1020
Без покрытия в морской воде	2730	1115	560
С покрытием в морской воде	3680	1690	636

Из таблицы 2 следует, что долговечность защищенных образцов с концентратором напряжения, испытанных в морской воде, не достигает долговечности образцов без покрытия, испытанных на воздухе. Опытным путем было показано, что свеженанесенное полимерное эпоксидное покрытие Б-ЭП-421 обеспечивает высокий уровень защиты только в том случае, если фактические напряжения в концентраторе не превышают  $\sigma_{0,2}$ .

### **Длительные натурные испытания**

Стендовые и натурные испытания крупномасштабных сварных образцов и моделей проводились в акватории Одесской бухты на морском полигоне Отдела морской коррозии Физико-механического института им. Г.В. Карпенко НАН Украины. Такого рода испытания позволяют наиболее достоверно установить долговечность элементов конструкций и оценить ресурс средств защиты.

Защитную роль покрытий в сочетании с протекторной защитой и постоянно действующими сварочными напряжениями исследовали на опытных образцах-щитах размером примерно  $1 \times 1$  м., помещенных в кассетах и крупномасштабных моделях-отсеках весом до 50 тонн.

#### ***Испытание крупномасштабных моделей-отсеков***

Два отсека были изготовлены из сталей типа 15ХН3А, 12ХН4А и 15ХН5А, сварка производилась электродами типа ЭА-48М/22. Верхняя, проницаемая часть корпуса изготовлена из стали 10ХСНД. Корпус каждой модели защищался 36 протекторами из сплава АП-2 типа П-КОА-5, каждая модель окрашивалась различными ЛКП, продолжительность испытаний составила 45 месяцев.

Первая модель окрашивалась по схеме: грунт Б-ЭП-0126 – 1 слой, эмаль Б-ЭП-421 – 1 слой. На одном из бортовых участков отсека была нанесена в 2 слоя противообрастающая краска ХВ-5153.

Испытание I конструкции: сохранность ЛКП на основе эмали типа Б-ЭП-421 составила за 45 месяцев 98-99%, как на участке с противообрастающим покрытием, так и без него. Было зафиксировано единичное вспучивание ЛКП, под которым обнаружена морская вода. Поверхность металла в этих участках подвержена незначительному коррозионному воздействию, коррозионно-механических повреждений корпусной конструкции – не обнаружено. В связи с высокой степенью сохранности ЛКП износ протекторов был незначительный (менее 50%). Корпус находился в условиях катодной защиты и имел потенциал, который колебался в пределах 0,82-0,85В по ХСЭ.

Вторая модель имела участок борта с неокрашенной поверхностью, для покрытия остальной части модели использовали 5 разных марок

эмалей: ХС-720,ЭП-755,ЭП-43,Б-ЭП-65 и Б-ЭП-421.

Испытание II конструкции: неокрашенная поверхность была подвержена общей неравномерной коррозии с отдельными язвами глубиной 0,1-0,3 мм. Коррозионно-механических повреждений не обнаружено. Наибольшую коррозию зафиксировали в зоне термического влияния (ЗТВ) аустенитных швов. Поверхность с покрытием ХС-720 в 6 слоев после 45 месяцев находилась в неудовлетворительном состоянии (сохранность 40-50 %). На оставшейся краске – вспучивание отдельных участков диаметром до 50 мм и отслаивание, в основном в районе переменной ватерлинии (ПВЛ).

На местах отслаивания – общая равномерная коррозия глубиной более 0,15 мм.

Поверхность, окрашенная по схеме: грунт ВЛ-0,2 (2 слоя), эмаль ЭП-755 (4 слоя) имела повреждения краски в районе приварки вварышей, стыковых швов и кромок листов, местами – шелушенные покрытия и вспучивание. На сварных швах сохранность покрытия составляла 60%, на остальной поверхности – 85-90 %. В местах отсутствия покрытия на металле отмечена незначительная равномерная коррозия.

Покрытие по схеме: грунт ВЛ-02 (2 слоя), эмаль ЭП-43 (1 слой) сохранилась на 90-99 %. Имелись отдельные вспучивания диаметром до 50 мм на сварных швах.

Сохранность покрытия на основе грунта Б-ЭП-0169 (1 слой) и Б-ЭП-65 (2 слоя) составила 97-98 %.

Наиболее высокой эффективностью обладает покрытие по системе: грунт Б-ЭП-0169 (1 слой), Б-ЭП-421 (1слой), которое сохранилось почти полностью (99 %). Протектор из сплава АП-2, установленный рядом с неокрашенным участком поверхности, имел износ около 95 %. В процессе испытаний потенциал корпуса II конструкции колебался в пределах 0,60-0,69В по ХСЭ.

### ***Испытания образцов-щитов с покрытиями***

Проверка эффективности различных систем ЛКП непосредственно в море проводилась на образцах-щитах из стали типа 15ХНЗА в течение 7 лет. Результаты испытаний представлены в таблице 3.

Исследованиями показано, что наиболее эффективными покрытиями являются Б-ЭП-421, ЭП-43 и УП-2212К, которые обеспечивают надежную защиту стали в течение 5 лет. Ввиду возможности проявления склонности сталей подобного типа с  $\sigma_{0,2} > 800$  МПа к водородному охрупчиванию при высоких уровнях катодной поляризации, проведенными исследованиями было установлено, что для обеспечения надежной комплексной высокоэф-

фективной защиты от коррозионно-механических разрушений корпусных конструкций, окрашенных БЭП, необходимо применение строго регламентированной электрохимической защиты.

Таблица 3

*Результаты испытаний в Черном море*

Система окраски	Продолжительность испытаний в годах					
	2	3	4	5	6	7
Грунт БЭП-0121 (1 сл.) Эмаль БЭП-421 (1 сл.)	Покрытие без измен. Сохран. 100%	—//—	—//—	—//—	В отдельных местах слабая адгезия к Сталлу. Сохран. 100%	Слабая адгезия по всей поверх. Сохран. 90%
Грунт ВЛ-02 (2 сл.) Эмаль ЭП-43 (2 сл.)	Покрытие без измен. Сохран. 100%	—//—	—//—	—//—	Отсутствие покрытия на наплавке. Сохран. 80%	Сохранность 70%
Полиуретановая краска УП-2212К- (3 сл.)	Покрытие без измен. Сохран. 100%	—//—	—//—	Отслоение покрытия у торца обр. Сохран. 98%	Отсутствие краски на наплавке. Сохран. 85%	Сохранность 80%
Грунт ВЛ-02 (2 сл.) Эмаль ЭП-755 (5 сл.) Краска ХВ 54 (2 сл.)	Покрытие без измен. Сохран. 100%	Вздутие на торце образца. Сохран. 100%	Отдельные пузыри в до 15 мм. Сохран. 100%	Отсутствие покрытия на наплавке. По поверхности-пузыри. Сохран. 80 %	Многочисленные пузыри. Сохран. 70%	Сохранность 60%

### Выводы

Анализируя известные в литературе данные, а также вышеизложенные результаты, можно прийти к следующему:

1. Выбор наиболее устойчивых к агрессивному воздействию среды и к нагрузкам покрытий должен основываться на исследованиях их физико-механических свойств, процесса старения, степени деформации и релаксации, работы отрыва и др. Такие исследования базируются либо на результатах испытания на длительную прочность свободных пленок покрытия в соответствии с известными из механики полимеров положе-

ниями, либо на результатах эксперимента по определению долговечности металлических образцов с покрытиями в условиях по воздействию среды и параметрам нагружения близких к эксплуатационным.

2. Защитные покрытия типа ЭП-755 и Б-ЭП-421 при циклических деформациях являются надежным средством защиты корпусной стали типа 12ХН4А в морской воде при  $\epsilon_a < 0,2$  %. Предел выносливости защищенных образцов в морской воде на базе  $0,5 \cdot 10^7$  циклов равен 120 МПа, а у незащищенных – 40 МПа.

3. Покрытие типа Б-ЭП-421 является надежным средством защиты стали типа 12ХН4А в морской воде при малоцикловых нагружениях отнулевым циклом при  $\epsilon_a < 0,36$  %, при увеличении уровня деформации а также при переходе к симметричному циклу эффективность защиты снижается. Покрытие обеспечивает высокий уровень защиты в районе концентрации напряжений только в том случае, если фактическое напряжение в концентраторе не превышает  $\sigma_{0,2}$ .

4. Многолетними натурными испытаниями моделей конструкций и сварных швов в акватории Черного моря показано, что среди различных покрытий типа БЭП сохранность покрытия Б-ЭП-421 в сочетании с протектором из сплава АП-2 в течение 45 месяцев оказалась наилучшей и составила 99 %. Кроме вышеуказанного покрытия надежную защиту сварных конструкций в морской воде в течение 5 лет обеспечивают покрытия ЭП-43 и УП-2212К.

Авторы выражают благодарность коллективу сотрудников Отдела морской коррозии Физико-механического института им. Г.В. Карпенко НАН Украины за помощь в проведении экспериментов.

### Литература

1. *Коррозия и защита судов: Справочник / Под ред. Е.Я. Люблинского, В.Д. Пирогова. – Л.: Судостроение, 1987. – 376 с.*
2. *Нильсен Лоуренс Е. Механические свойства полимеров и полимерных композиций / Пер. с англ. П.Г. Бабаевского. – М.: Химия, 1978. – 310 с.*
3. *Степанов В.А., Никонов Ю.А., Беляева Л.А. и др. О причинах снижения долговечности полимеров при циклическом нагружении // Механика полимеров, 1976. № 2. – С.279-283.*
4. *Огibalов П.М. Механика полимеров: Учебн. пособие для ун-тов и втузов / П.М. Огibalов, В.А. Ломакин, Б.П. Кишкин. – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1975. – 528 с.*
5. *Johnson T.A. Fatigue Fracture in polymethylmethacrylat // J. Appl. Phys. 1972. – № 3. – P. 1311-1313.*

6. *Басин В.Е., Артемова Г.И., Андреева Т.Н. Влияние деформации системы пленка – подложка на физико-механические свойства пленок и адгезионную прочность // Механика полимеров, 1973. – № 3. – С. 526-530.*
7. *Качанов Л.М. Разрушение композитных материалов путем расслоения // Механика полимеров, 1976. – № 5. – С. 918-922.*
8. *Карпенко Г.В., Кацов К.Б., Кокотайло И.В. и др. Малоцикловая усталость стали в рабочих средах. – К.: Наукова думка, 1977. – 112 с.*
9. *Кобзарук А.В. Металлографические исследования разрушения стали типа 15ХНЗДМА в морской воде при малоцикловой усталости // Физико-химическая механика материалов, 1977. №1. – С. 70-73.*

Надійшла 18.02.05

УДК 532.616

В.Х. Кириллов

## ТЕЧЕНИЕ ТОНКОГО СЛОЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ ПО ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ С РЕГУЛЯРНОЙ ШЕРОХОВАТОСТЬЮ В УСЛОВИЯХ КОНТАКТА С ГАЗОВЫМ ПОТОКОМ

*Рассмотрено воздействие газового противотока и регулярной шероховатости стенки плоского канала на плёночное течение жидкости. Численный анализ показал существование поверхностных регулярных стоячих волн.*

*Ключевые слова: двухфазный разделенный поток, теплообмен.*

Одним из эффективных способов тепломассообменного взаимодействия жидкости и газа является прямое контактирование фаз при плёночных гравитационных течениях жидкости. Для такого вида взаимодействия фаз характерна высокая интенсивность процессов переноса при малых затратах энергии. Этим объясняется широкое применение плёночных аппаратов в химической и пищевой промышленности, теплоэнергетике и других процессах производства, которые связаны с тепломассообменом, физическими и химическими превращениями.

В отличие от пароконпресссионного энергоёмкого холодильного оборудования с озоноразрушающими рабочими телами, плёночные охладители отличаются экологической чистотой, устойчиво работают в условиях качки корабля, в условиях повышенного давления и разряжения, обладают малой инерционностью, отличаются развитой поверхностью контакта, сравнительно просты в изготовлении и эксплуатации. Создание высокоэффективных плёночных охладителей для судовой энергетики в настоящее время является достаточно актуальным.

Одним из наиболее перспективных методов интенсификации процессов тепломассопереноса в контактных устройствах плёночной аппаратуры является создание искусственной шероховатости на рабочей поверхности насадочного слоя. Этот метод относится к числу пассивных методов, так как не требует дополнительной затраты энергии на интенсификацию контактного взаимодействия.

Наличие шероховатости на поверхности, по которой происходит плёночное течение жидкости, существенно сказывается на процессах гидродинамики и тепломассообмена при взаимодействии с газовым потоком.

---

© Кириллов В.Х., 2005

Искусственная шероховатость создаётся обычно в целях интенсификации процессов переноса (теплообмена или массообмена). При этом, естественно, увеличивается и гидравлическое сопротивление в разделённом двухфазном потоке. Увеличение сопротивления в жидкой фазе (плёнке жидкости) приводит к увеличению толщины слоя жидкости (по сравнению с гладкой поверхностью). Так, что в случае сплошного орошения рабочей поверхности выступы шероховатости полностью покрываются жидкостью ( $\delta_0 > e$ ,  $\delta_0$  – средняя по расходу толщина плёнки жидкости,  $e$  – высота выступов регулярной шероховатости). В слое жидкости, примыкающем к шероховатой поверхности, могут образовываться во впадинах шероховатости зоны вихреобразования, которые могут переноситься вниз по потоку. Эти зоны характеризуются повышенной интенсивностью переноса вещества в жидкой фазе вследствие дополнительной турбулизации пристенного пограничного слоя [1]. С другой стороны, увеличение толщины слоя жидкости с пристенным возмущением приводит к дестабилизации ламинарного режима течения с гладкой свободной поверхностью. Такая дестабилизация приводит к образованию на поверхности жидкости помимо бегущих вниз по потоку волн [2], также и стоячих волн, повторяющих некоторым образом форму поверхности с регулярной шероховатостью [3]. Вместе с тем гидродинамическое взаимодействие плёнки жидкости с газовым потоком приводит к увеличению амплитуды поверхностных волн (неустойчивость Гельмгольца), что может приводить к подрезанию гребней волн с последующим каплеобразованием и выносом капель из рабочей зоны аппарата. Во избежание этих отрицательных явлений, которые существенно увеличивают гидравлическое сопротивление в двухфазном потоке необходимо создавать такую искусственную шероховатость, которая приводила бы к эффекту преобладания тепло- и массопередачи по сравнению с гидродинамическим сопротивлением.

Целью данной работы является теоретическое исследование влияния искусственной шероховатости на гидродинамическое взаимодействие жидкости и газа в условиях образования стоячих волн.

Нестационарное движение вязкой несжимаемой жидкости описывается уравнениями Навье – Стокса [4]

$$\frac{\partial \bar{V}}{\partial t} + (\bar{V} \nabla) \bar{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \bar{F} + \mu \Delta \bar{V} \quad (1)$$

Пусть по вертикальной поверхности с регулярной шероховатостью (РШ) под действием силы тяжести движется тонкий слой вязкой жидкости в контакте с газовым потоком (средняя по расходу скорость газа –  $V_2$ ). В вертикальном сечении (Оху) уравнение поверхности



с ПШ –  $y = f(x)$ , а уравнение свободной нестационарной (волновой) поверхности –  $y = h(t,x)$  (рис. 1).

Уравнение неразрывности (сплошности) имеет вид

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0,$$

где  $V_x, V_y$  – компоненты скорости жидкости.

Рассмотрим граничные условия рассматриваемой задачи:

1) условия прилипания на шероховатой поверхности

при  $y = f(x) \quad V_x = V_y = 0; \quad (3)$

2) кинематическое условие на свободной поверхности

при  $y = h(t,x) \quad V_y = \frac{\partial h}{\partial t} + V_x \frac{\partial h}{\partial x}; \quad (4)$

3) динамическое условие – непрерывность касательных напряжений на свободной поверхности.

при  $y = h(t,x) \quad p_{нт} = \pm \tau_r; \text{ или}$

$$-4\mu \frac{h'_x}{1+(h'_x)^2} \frac{\partial V_x}{\partial x} + \mu \frac{1-(h'_x)^2}{1+(h'_x)^2} \left( \frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) = \pm \tau_2. \quad (5)$$

Воздействие газового потока учитывается только через касательное и нормальное напряжения ( $\tau_2 = \lambda_2 \frac{\rho_2 V_2^2}{8}$ ,  $\lambda_2$  – коэффициент сопротивления)

4) динамическое условие – непрерывность нормальных напряжений на свободной поверхности

при  $y = h(t,x) \quad p_{nn} = p_m \quad (p_m = p_r - \text{const});$

или

$$-p_{жс} - 2\mu \frac{1-(N_x)^2}{1+(N_x)^2} \frac{\partial V_x}{\partial x} + 2\mu \frac{N_x}{1+(N_x)^2} \left( \frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) = -p_2 + \frac{\sigma N_x}{(1+(N_x)^2)^{3/2}} \quad (6)$$

Учитывая, что  $\alpha < 1$  ( $\alpha^2 \ll 1$ ) расходы жидкости таковы, что  $1/Re \sim \alpha$ , задача о движении тонкого слоя вязкой жидкости по поверхности с РШ с точностью до членов порядка  $\alpha^2$  сводится к решению уравнений пограничного слоя (в безразмерном виде)

$$\frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} - \frac{\partial V_x}{\partial y} \int_{f_1(x)}^y \frac{\partial V_x}{\partial x} dy = \frac{1}{Fr} + \frac{1}{We} \frac{\partial^3 h}{\partial x^3} + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_{f_1(x)}^h V_x dx = 0 \quad (8)$$

$$V_x = 0 \quad \text{при } y = f_1(x), \quad (9)$$

$$\frac{\partial V_x}{\partial y} = \tau_2 \quad \text{при } y = h(t,x), \quad (10)$$

где безразмерные переменные имеют вид

$$\bar{x} = \frac{x}{\delta_N} \left( \delta_N = \sqrt[3]{\frac{3Qv}{\rho g}} \right), \quad \bar{y} = \frac{y}{\delta_N}, \quad \varepsilon = \frac{e}{\delta_N}, \quad \bar{V}_x = \frac{V_x}{V_0}, \quad \bar{p}_{жс} = \frac{p_{жс}}{\rho V_0^2},$$

$$\bar{t} = \frac{tV_0}{\delta_N}, \quad \bar{\tau} = \frac{\tau_2 \delta_N}{\mu V_0}, \quad Re = \frac{V_0 \delta_N}{\nu} \quad (\text{плёночное число Рейнольдса}),$$

$$Fr = \frac{V_0^2}{g \delta_N} \quad (\text{плёночное число Фруда}), \quad We = \frac{\rho \delta_N V_0^2}{\sigma} \quad (\text{плёночное}$$

число Вебера).

В уравнениях (7) – (10) и в дальнейшем чёрточки над безразмерными переменными сняты.

Как показывают экспериментальные данные [3, 5], волновой режим на свободной поверхности плёнки жидкости, текущей по вертикальной поверхности с регулярной шероховатостью, представляет собой суперпозицию двух видов волн: прогрессивных и стоячих.

При регулярно-волновом режиме бегущие волны по поверхности плёнки перемещаются с постоянной скоростью  $c$ , а стоячие волны как бы повторяют профиль поверхности с РШ и период этих волн равен расстоянию между соседними выступами РШ.

Таким образом, решение дифференциальной задачи (7) – (10) ищем в виде (линейная теория) [6, 7]

$$\begin{aligned} h(t,x) &= \alpha_0 h_0(x - ct) + \varepsilon h_1(x) + O(\alpha_0 \varepsilon), \\ V_x(t,x) &= \alpha_0 V_0(x - ct) + \varepsilon V_1(x) + O(\alpha_0 \varepsilon), \end{aligned}$$

где  $h_0, V_0$  – определяют прогрессивные волны, бегущие со скоростью  $c$ ;  
 $\alpha_0$  – средняя амплитуда бегущих волн, причём  $\alpha_0 < 1$ , а;  
 $h_1(x)$  – стоячие волны ( $\varepsilon < 1$  – средняя амплитуда стоящих волн).

Как правило, для плёночных теплообменников аппаратов с насадочными элементами, имеющими регулярную шероховатость, расстояние между выступами шероховатости  $p$  значительно больше средней длины прогрессивных волн  $\lambda$  ( $p \gg \lambda$ ), поэтому бегущие волны представляют собой высокочастотные возмущения (рябь), распространяющиеся по поверхности стоячих волн. Поэтому определяющий волновой режим на поверхности тонкого слоя жидкости представляется стоячими волнами.

Стоячие волны на свободной поверхности тонкого слоя жидкости, текущей по вертикальной поверхности с регулярной шероховатостью, соответствуют стационарному по времени и периодическому по координате  $x$  течению.

Рассматривается установившееся течение жидкостной плёнки по вертикальной поверхности с РШ в контакте с противоточным газовым потоком. Математическое описание такого движения определяется стационарными уравнениями (7) – (10), где  $h = h(x)$  – искомое уравнение свободной поверхности, причём функция  $h(x)$  является периодической

$$h(x) = h(x + p),$$

с периодом  $p$ , равным периоду регулярной шероховатости.

В системе стационарных уравнений (7) – (10) выполним замену переменной (для упрощения граничных условий). Вводится переменная

$$\xi = y - f_1(x),$$

тогда

$$\frac{\partial}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial \xi}, \quad \frac{\partial}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} - f_1' \frac{\partial}{\partial \xi}.$$

После приведения подобных, получаем

$$V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} - \frac{\partial V_x}{\partial \xi} \int_0^\xi \frac{\partial V_x}{\partial x} d\xi = \frac{1}{Fr} + \frac{1}{We} \frac{\partial^3 h}{\partial x^3} + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 V_x}{\partial \xi^2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_0^{\delta} V_x dx = 0, \quad \delta(x) = h(x) - f_l(x) \quad (11)$$

$$V_x = 0 \quad \text{при } \xi = 0,$$

$$\frac{\partial V_x}{\partial \xi} = \tau_2 \quad \text{при } y = \delta(x).$$

Проведём осреднение первого уравнения системы (11) по толщине слоя  $\delta$ , т.е. проинтегрируем обе части этого уравнения по переменной  $\xi$  на промежутке  $[0, \delta]$  и разделим на величину  $\delta$ . В результате получим

$$2 \int_0^{\delta} V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} d\xi - V_x (\delta \int_0^{\delta} \frac{\partial V_x}{\partial x} d\xi) = \frac{\delta}{Fr} + \frac{\delta}{We} \frac{\partial^3 h}{\partial x^3} + \frac{1}{Re} \left[ \tau - \frac{\partial V_x}{\partial \xi}(0) \right] \quad (12)$$

$$\int_0^{\delta} V_x dx = l, \quad (13)$$

$$\text{при } \xi = 0 \quad V_x = 0, \quad (14)$$

$$\text{при } y = \delta(x) \quad \frac{\partial V_x}{\partial \xi} = \tau_2. \quad (15)$$

Уравнение (2.3) описывает движение вязкой жидкости в пограничном слое. Для его решения воспользуемся методом Кармана-Польгаузена [3], который широко применяется в теории пограничного слоя.

Скорость течения  $V_x(x, \xi)$  аппроксимируем квадратичной зависимостью по поперечной координате  $\xi$

$$V_x(x, \xi) = a(x) \xi^2 + b(x) \xi + c(x). \quad (16)$$

Величины  $a$ ,  $b$  и  $c$  находим из условий (13) – (15).  
В результате получим

$$V_x(x, \xi) = \frac{6 - \tau \delta^2}{2 \delta^2} \xi - \frac{3}{4} \frac{2 - \tau \delta^2}{\delta^3} \xi^2. \quad (17)$$

Подстановка этого выражения (17) в уравнение движения (12) позволяет получить дифференциальное уравнение относительно локальной толщины плёнки жидкости  $\delta(x)$ .

$$\delta^3 \delta''' + \frac{We}{40} \delta' (48 - 2\tau_2 \delta^2 - \tau_2^2 \delta^4) - \frac{We}{8} f_1' (12 - 8\tau_2 \delta^2 + \tau_2^2 \delta^4) + \left( \frac{3We}{Re} + f_1''' \right) \delta^3 - \frac{3We}{2Re} (2 - \tau_2 \delta^2) = 0 \quad (18)$$

при этом  $Fr = \frac{Re}{3}$ , или

$$\delta''' = \frac{3We}{2Re} \frac{2 - \tau_2 \delta^2}{\delta^3} - \left( \frac{3We}{Re} + f_1''' \right) - \frac{We}{40} \frac{48 - 2\tau_2 \delta^2 - \tau_2^2 \delta^4}{\delta^3} \delta' + \frac{We}{8} \frac{12 - 8\tau_2 \delta^2 + \tau_2^2 \delta^4}{\delta^3} f_1' \quad (19)$$

Периодическое решение данного нелинейного уравнения находим численным методом Рунге-Кутты, используя краевые условия периодичности

$$\begin{aligned} \delta(0) &= \delta(p) \\ \delta'(0) &= \delta'(p) \\ \delta''(0) &= \delta''(p). \end{aligned}$$

Дифференциальное уравнение сводится к системе уравнений первого порядка

$$\begin{aligned} \delta'(x) &= \delta_1(x) \\ \delta_1'(x) &= \delta_2(x) \end{aligned} \quad (20)$$

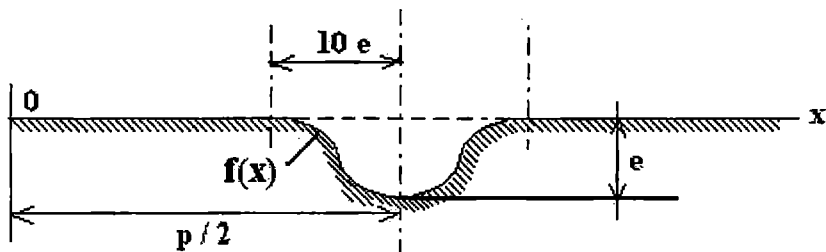
$$\begin{aligned} \delta_2' &= \frac{3We}{2Re} \frac{2 - \tau_2 \delta^2}{\delta^3} - \left( \frac{3We}{Re} + f_1''' \right) - \frac{We}{40} \frac{48 - 2\tau_2 \delta^2 - \tau_2^2 \delta^4}{\delta^3} \delta_1 + \\ &+ \frac{We}{8} \frac{12 - 8\tau_2 \delta^2 + \tau_2^2 \delta^4}{\delta^3} f_1'. \end{aligned}$$

Коэффициенты данного уравнения следующим образом выражаются через число Рейнольдса  $Re = \frac{\delta_N V_o}{\nu}$

$$\delta_N = \sqrt[3]{\frac{3Re\nu^2}{g}}, \quad We = \frac{\rho Re^2 \nu^2}{\sigma \delta_N}, \quad \bar{\tau} = \frac{\tau_2}{\tau_{ml}}$$

где 
$$\tau_2 = \lambda_2 \frac{\rho_2 V_2^2}{8}, \quad \tau_{nl} = \frac{\rho v^2 Re}{\delta_N^2}.$$

Расчёт проводился для поверхности  $f(x)$  с регулярной шероховатостью в виде косинусоидальных впадин ( $e = 0,1$  мм,  $p = 10$  мм).



*Рис. 2. Профиль шероховатой поверхности*

$$f(x) = \begin{cases} 0 & 0 \leq x \leq \frac{p}{2} - e \\ \frac{e}{2} \left\{ \cos \left[ \frac{\pi}{10e} \left( x - \frac{p}{2} + 10e \right) \right] - 1 \right\} & \frac{p}{2} - e \leq x \leq \frac{p}{2} + e \\ 0 & \frac{p}{2} + e \leq x \leq p \end{cases} \quad (21)$$

1. Расчёт локальной толщины плёнки жидкости без газового потока ( $\tau = 0$ )

Система дифференциальных уравнений (20) в этом случае имеет вид

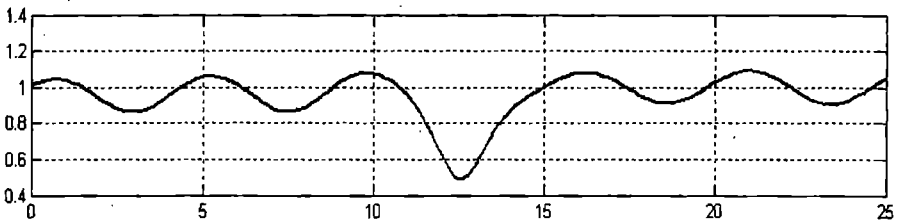
$$\begin{aligned} \delta_1'(x) &= \delta_1(x) \\ \delta_1'(x) &= \delta_2(x) \end{aligned} \quad (22)$$

$$\delta_2' = 3 \frac{We}{Re} \frac{1}{\delta^3} - \left( \frac{3We}{Re} + f_1''' \right) - \frac{6}{5} We \frac{\delta_1}{\delta^3} + \frac{3}{2} We f_1'.$$

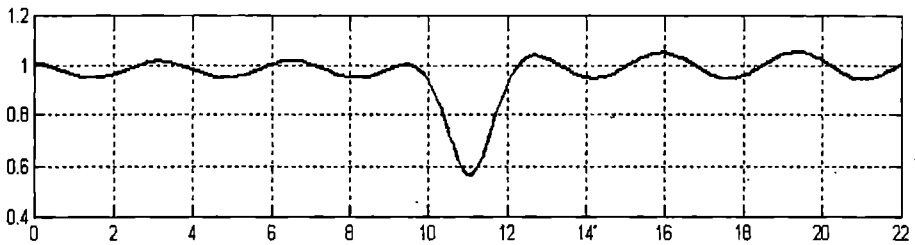
При условии периодичности

$$\begin{aligned} \delta(0) &= \delta(p) \\ \delta'(0) &= \delta'(p) \\ \delta''(0) &= \delta''(p). \end{aligned} \quad (23)$$

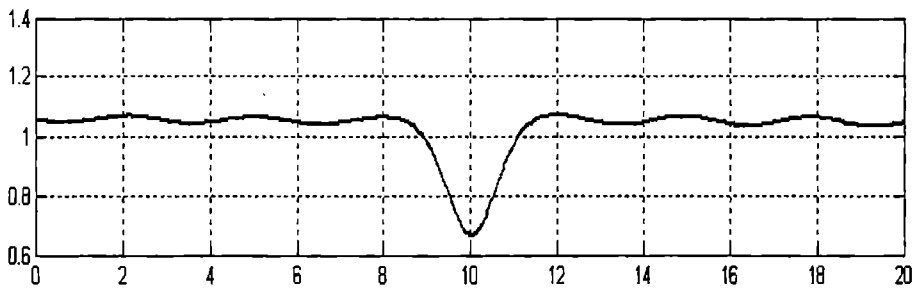
Визуализация решений системы (22) представлена на рисунках (3 – 5)



*Рис. 3. Локальная толщина плёнки жидкости при  $Re = 200$   
 $(\delta(0) = \delta(p) = 1,006, \delta'(0) = \delta'(p) = 0,1, \delta''(0) = \delta''(p) = -0,1)$*



*Рис. 4. Локальная толщина плёнки жидкости при  $Re = 300$   
 $(\delta(0) = \delta(p) = 1,008, \delta'(0) = \delta'(p) = -0,02, \delta''(0) = \delta''(p) = -0,1)$*



*Рис. 5. Локальная толщина плёнки жидкости при  $Re = 400, V_2 = 0$  м/с  
 $(\delta(0) = \delta(p) = 1,055, \delta'(0) = \delta'(p) = -0,026, \delta''(0) = \delta''(p) = 0,009)$*

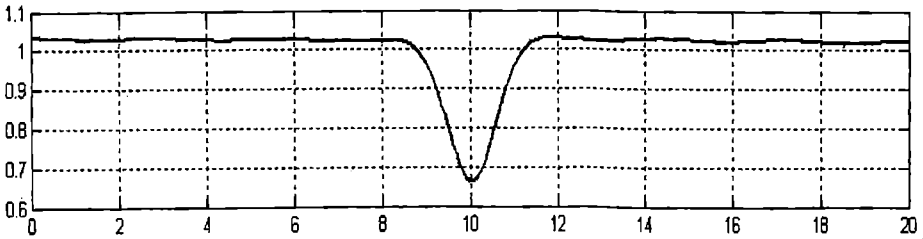
**2. Влияние газового потока на локальную толщину плёнки жидкости при противотоке фаз**

В этом случае локальная толщина слоя жидкости определяется из полного уравнения (20). Периодическое решение этого уравнения по-прежнему определяется граничными условиями

$$\begin{aligned} \delta(0) &= \delta(p) \\ \delta'(0) &= \delta'(p) \\ \delta''(0) &= \delta''(p). \end{aligned}$$

Как показывает численный анализ, влияние газового потока на толщину слоя сказывается лишь при скоростях газа  $V_2 \geq 8$  м/с.

При скорости газа  $V_2 = 10$  м/с локальная толщина жидкостной плёнки представлена на рис. 2.4.



*Рис. 6. Локальная толщина плёнки жидкости при  $Re = 400$ ,  $V_2 = 10$  м/с ( $\delta(0) = \delta(p) = 1,032$ ,  $\delta'(0) = \delta'(p) = -0,001$ ,  $\delta''(0) = \delta''(p) = -0,01$ )*

Из рисунка 6 видно, что газовый поток стабилизирует плёночное течение, поверхностные возмущения сглаживаются, а средняя толщина плёнки несколько уменьшается.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Наличие регулярной шероховатости на вертикальной поверхности, по которой стекает тонкий слой вязкой жидкости, приводит к возникновению системы стоячих волн на свободной поверхности не только в области наибольшего проявления шероховатости в виде выступов и впадин, но также и в области гладкой поверхности, причём длина волн этих возмущений коррелирует с протяжённостью впадины (выступа) регулярной шероховатости.
2. С увеличением числа Рейнольдса по жидкости (расхода жидкости) поверхностные возмущения затухают и локализуются лишь в области выступа (впадины) регулярной шероховатости.
3. Регулярная шероховатость приводит к увеличению средней толщины плёнки жидкости по сравнению с толщиной Нуссельта

$$\delta_N = \sqrt[3]{\frac{3 Re v^2}{g}},$$

которая определяет толщину слоя при течении

по гладкой вертикальной поверхности.

4. При взаимодействии с газовым потоком толщина слоя жидкости остаётся неизменной при скоростях газа  $V_2 \leq 8$  м/с.



5. При увеличении скорости газа газовый поток стабилизирует поверхностные стоячие возмущения, а средняя толщина плёнки уменьшается.

### **Литература**

1. Харин В.Ф., Николаев Н.А., Николаев А.М. Влияние шероховатой стенки на толщину плёнки жидкости при гравитационном стекании //Изв. вузов: Химия и хим. технол. – 1972. – Т.15. № 9. – С. 1406 – 1410.
2. Капица П.Л. Волновое течение тонких слоёв вязкой жидкости. I. Свободное течение. II. Течение в соприкосновении с потоком газа и теплопередача // Эксперим. и теорет. физ. – 1948. – Т. 19. № 1. – С. 3-28.
3. Логачевский В.И. Гидродинамика и тепломассообмен в аппаратах плёночного испарительного охлаждения со сложнопрофилированными насадками: Дис. ... канд. техн. наук: 05.04.03. – Одесса, 1988. – 155 с.
4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука. Гл. ред. физ.- мат. лит., 1973. – 847 с.
5. Дорошенко А.В. Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчёт, инженерная практика): Дис. ... док. техн. наук: 05.04.03. – Одесса, 1992. – 340 с.
6. Кириллов В.Х. Гидродинамика и тепломассообмен в двухфазных потоках плёночных аппаратов для холодильной техники: Дис. ... док. техн. наук: 05.04.03. – Одесса, 1993. – 281 с.

Надійшла 15.02.05

## ПІДСУМУВАННЯ ВТОМНИХ ПОШКОДЖЕНЬ ПРИ НЕРЕГУЛЯРНОМУ РЕЖИМІ НАВАНТАЖЕННЯ СТАЛЬНИХ ДЕТАЛЕЙ

*Розглянуто розподіл сум відносних довговічностей за експериментальними даними репрезентативних вибірок сталевих деталей, випробуваних при симетричному циклі нерегулярного навантаження. Виявлено асиметричність розподілу і можливість підпорядкування його закону Джонсона з модою, що приблизно становить  $a_0 = 0,85$  і може сприйматися як детермінована частка суми. Випадкова частка суми  $a_p = a \cdot A$  визначається в кожному випадку окремо і є невід'ємною від  $a_p$ . Це сприяє уточненню розрахунків деталей на втому.*

**Ключові слова:** нерегулярне навантаження, суми відносних довговічностей, розподіл сум, детермінована і випадкова частки сум, мода розподілу, випадкова складова.

У практиці розрахунків деталей машин на довговічність при нерегулярному навантаженні – режим навантаження практично завжди нерегулярний – виходять з лінійної гіпотези підсумування втомних пошкоджень. Згідно з цією гіпотезою сума накопичених пошкоджень як сума циклових відношень приймається такою, що дорівнює одиниці. При дискретному характері змінювання напруг умова підсумування записується у вигляді

$$\sum_{i=1}^k n_i / N_i = 1, \quad (1)$$

а при плавному змінюванні – у вигляді

$$\lambda \int_0^{n_0} dn / N = 1, \quad (2)$$

де  $k$  – число рівнів (ступенів) напруг у блоці (режим приймається блочним, до якого можна звести експлуатаційний спектр навантаження);

$n_i$  – число циклів навантаження напругою  $\sigma_i$  за весь строк служби  $N_{\Sigma}$ ,

$n_i = n_{i0} \cdot \lambda$ ;

$n_{\Sigma}$  – число циклів навантаження тією ж самою напругою у блоці;

$\lambda$  – число блоків до зруйнування, тобто за строк  $N_{\Sigma}$ , так що

$$N_{\Sigma} = \lambda n_{\Sigma};$$

$n_{\Sigma}$  – об'єм блока в циклах;

$N_i$  і  $N$  – довговічності на рівні  $\sigma_i$  і поточна, що відповідає напрузі  $\sigma$ , за рівнянням середньоімовірної кривої втоми;

$dn$  – приріст числа циклів, що відповідає приросту напруги  $d\sigma$  в процесі навантаження, який змінюється за тим чи іншим законом (що має той чи інший закон розподілу з відомою щільністю імовірності).

Умови (1) і (2) не є строгими: не можна вважати, що накопичення втомного пошкодження від циклу до циклу протікає пропорційно напрацюванню. Фізично процес цей складний і недостатньо досліджений. Він обумовлений багатьма факторами. Але за кінцевим результатом – зруйнуванню чи появі макроскопічних тріщин заданих розмірів – він близький до передбачуваного умовами (1) і (2). Цим, а також своєю простотою і відсутністю прийнятних для широкого практичного вживання більш гнучких моделей накопичення пошкоджень пояснюється розповсюдженість умов (1) і (2). І все ж дискусії відносно їх придатності не припиняються до цього часу і викликаються тими обставинами, що при експериментальній перевірці умов (1) і (2) виявилось більше чи менше відхилення сум відносних довговічностей від одиниці як в один, так і в інший бік. В результаті умови (1) і (2) стали записувати з правою частиною, що дорівнює  $a$ , відмінною від одиниці.

Перевірці умов (1) і (2) і їх коригуванню присвячено велику кількість робіт. Послідовно розглядалися різні аспекти проблеми. Спочатку важко було в'яснити, які з напруг експлуатаційного спектра викликають пошкодження матеріалу деталі, а які – ні. Можна було думати, що до перших відносяться ті, що лежать вище границі витривалості (для деталей, які не мають границі витривалості, наприклад, працюючих в корозійному середовищі, це питання відпадає). Але потім виявилось, що і напруги нижче границі витривалості приймають участь в пошкодженні, за винятком самих малих. Було введено поняття нижньої границі пошкоджуючих напруг як величини, що поділяє спектр експлуатаційного навантаження на дві частини: пошкоджуючу і непошкоджуючу. Причому виявилось, що нижня границя пошкоджуючих напруг залежить від режиму навантаження і може скласти половину і менше вихідної границі витривалості [1,2]. Виникло два уявлення відносно способу коригування лінійної гіпотези: на основі екстраполяції похилого відрізка кривої втоми до нижньої границі і навіть до нуля (тобто з охопленням всього спектра навантаження без поділу його на пошкоджуючу і непошкоджуючу частини) при  $a = 1$  [2] і на основі врахування долі фактичного спектра при регулярному режимі навантаження на рівні максимальної напруги спектра з віднесенням пош-

кодження тільки до напруг вище границі витривалості при  $a < 1$  [1]. Обидва ці способи приводили до приблизно однакових похибок оцінки довговічності.

Формулу для визначення довговічності при дискретному спектрі (не в ущерб спільності міркувань далі будемо мати на увазі такий спектр) записували у вигляді

$$N_{\Sigma} = a / \sum_{i=1}^k (\beta_i / N_i), \quad (3)$$

де  $\beta_i$  - відносна тривалість дії напруги  $\sigma_i$  за весь строк служби,  $\beta_i = n_i / N_{\Sigma}$ .

Звичайно необхідний строк служби достатньо великий (вимірюється десятками і сотнями мільйонів циклів), порівняно з ним об'єм блока малий (вимірюється десятками і сотнями тисяч циклів). Тому можна вважати, що довговічність  $N_{\Sigma}$  кратна об'єму блока, тобто  $\lambda$  - ціле число. Тоді  $\beta_i = n_i / N_{\Sigma} = n_{i6} / n_6$ .

Якщо покласти, що напруги в блоці упорядковані від вищої до нижчої ( $\sigma_1$  - найбільша,  $\sigma_k$  - найменша,  $\sigma_i / \sigma_1 = \alpha_i$ ), а вихідна крива втоми (при регулярному навантаженні) виражена степеневим рівнянням

$$\sigma^m N = \sigma_R^m \cdot N_G = 10^C, \quad (4)$$

то довговічність можна представити як

$$N_i = 10^C / \sigma_i^m = \sigma_R^m \cdot N_G / \sigma_i^m = (\sigma_k / \sigma_i) \cdot N_G, \quad (5)$$

де  $\sigma_i$  і  $N_i$  - поточні напруга і відповідне їй число циклів до зруйнування;  
 $m$  і  $C$  - параметри;

$\sigma_R$  - границя витривалості;

$N_G$  - довговічність, яка визначає перехід похилого відрізка кривої втоми, описаного рівнянням (4), в горизонталь  $\sigma = \sigma_R$ .

В логарифмічних координатах параметр  $m$  є кутовим коефіцієнтом, параметр  $C$  - початковою абсцисою, а  $\lg N_G$  - абсцисою точки злому кривої втоми.

Підставляючи значення  $N_i$  із виразу (5) і враховуючи співвідношення між напругами, формулу (3) для довговічності перепишемо у вигляді

$$N_{\Sigma} = a \cdot 10^C / (\sigma_1^m \cdot \sum_{i=1}^k \beta_i \cdot \alpha_i^m), \quad (6)$$

де параметри  $C$  і  $m$  відносяться до середньоімовірної кривої втоми. Отже, і довговічності  $N_i$  згідно з виразом (5) кривої втоми (4) є середньоімовірними, хоча з першого погляду на формулу (6) цього не скажеш. Що стосується формули (3), то в ній взагалі під  $N_i$  можна розуміти довговічності, визначені не за кривою втоми, а припустимо, знайдені дослідним шляхом і зовсім невідомо якій імовірності вони відповідають.

В цьому випадку виникають супутні міркування, які довгий час залишалися як би поза поля зору. Оцінка довговічності  $N_\Sigma$  залежить не тільки від того, яким було прийнято значення сум  $a$  (в формулах (3) і (6) його звичайно приймають таким, що дорівнює одиниці), але і від того, які використовують довговічності  $N_i$  на рівнях  $\sigma_i$  – відповідають малій, середній чи підвищеній імовірності зруйнування. Не говорити про це не можна. Прийшлося зробити уточнення, що під  $N_i$  слід розуміти середньоімовірні довговічності. Але цього мало. Вираз (3) є функцією випадкової величини  $N_\Sigma$  від випадкових аргументів  $N_i$ . Якщо як аргументи  $N_i$  приймати середні значення, то це зовсім не означає, що  $N_\Sigma$  одержить середнє значення [3]. В даному випадку вираз (3) – не лінійна функція. Значить, середнє значення функції не є функцією середніх значень аргументів. Коли ця важлива обставина була використана, то виявилось, що середнє значення  $\bar{N}_\Sigma$  і його дисперсія залежать від розсіювання довговічностей  $N_i$  [4,5]. Іншими словами, при однакових середніх  $N_i$ , але при різному розсіюванні довговічностей  $N_i$ , середні  $\bar{N}_\Sigma$  можуть бути різними [5]. Отже, як би ретельно не оцінювались суми  $a$  і які б жорсткі вимоги не пред'являлись до гіпотези підсумування пошкоджень невизначеність похибки при оцінці довговічності  $N_\Sigma$  збережеться, якщо не буде прийнята до уваги вказана обставина.

Давно було помічено [6], що сума  $a$  за своєю природою – випадкова величина: випадкові напрацювання  $n_i$  і повне напрацювання  $N_\Sigma$ , випадкові довговічності  $N_i$ , до яких відносяться напрацювання  $n_i$ . Як в такому випадку говорити про детерміноване значення сум  $a$ , байдуже дорівнює сума одиниці чи відрізняється від неї? Потрібно було б говорити про закон розподілу цих сум, їх математичне очікування і дисперсію. Розглядаючи задачу з цих позицій, приходимо до попереднього. В такій загальній постановці задача важкорозв'язувана. Проте її розв'язання полегшується, коли від формули (3) чи (6) не відмовляються, використовуючи в кожній із них середньоімовірнісні характеристики опору втоми, а для одержання середнього  $N_\Sigma$  ввести поправку, що відбиває розсіювання вихідних властивостей і інших особливостей об'єктів, що розраховуються.

Мета цієї праці довести, що випадкова величина  $a$  поділяється на сталу і випадкову складові. Стала складова буде служити якоюсь характеристикою об'єкта, його константою, яку можна використовувати поза зв'язку з тими особливостями, про які сказано вище. Випадкова ж складова буде порівнювати відхилення дійсного  $N_{\Sigma}$  від одержаного за формулою (3) чи (6) при припущенні, що в цих формулах фігурують середні значення  $N_i$ . При такому підході збережеться розрахункова формула (3) чи (6) і, з іншого боку, виділяться характеристики, що відбивають якусь (нехай навіть умовну) константу матеріалу об'єкта і розсіювання властивостей об'єктів. Унаслідок цього експериментальне визначення  $i$  тої, і другої стане більш коректним [4,5].

Відомо, що умову (1) чи (2) експериментально перевірити, строго кажучи, неможливо. При експериментальній перевірці її доводиться зіштовхуватися з тим фактом, що довговічності  $n_i$  як частини довговічності  $N_{\Sigma}$  визначаються випробуванням одної деталі, а довговічності  $N_i$  – інших. Сума  $a$  не може бути одержана випробуванням одної деталі. А якщо це так, то знайдене в досліді її значення нічого не прояснює. Воно мало б смисл, якби всі випробувані деталі були абсолютно однакові, тобто розсіювання властивостей повністю було відсутнє або якби одну і ту ж деталь можна було випробувати багаторазово – при нерегулярному і регулярному на всіх рівнях режимах. І те, і інше нереально. Тому коливання суми  $a$  в широких межах, яке спостерігається в експериментах, цілком можна пояснити. Частково обумовлене і способом підрахунку сум  $a$ , воно не може бути усунуто за своєю фізичною суттю.

Щоб зменшити вплив цього фактора на оцінку одержаної із досліді міри накопиченого пошкодження, потрібно визначати її за великим масивом даних. Тоді можна говорити про математичне очікування сум  $a$  чи про модальне їх значення, і в випадку, коли ці величини виявляться більш-менш стабільними, розглядати їх як константу матеріалу, детерміновану складову накопиченого пошкодження. Статистична оцінка сум  $a$  за представницькими вибірками показує, що вони наближаються до одиниці, а якщо і відрізняються від неї в один чи інший бік, то не дуже помітно [7].

Виходячи із даної концепції і прагнення одержати уявлення про закон розподілу сум  $a$ , були поставлені спеціальні експерименти при двоступінчастому спектрі навантаження з різними  $\alpha$ ,  $\beta_1$  і  $\beta_2$ . Експеримент проводили за уперше розробленою оригінальною методикою, яка дозволила одержати велику кількість значень  $a$  при невеликій кількості випробуваних деталей. Стосовно ж двоступінчастого спектру методика має наступний вигляд.

Напруги  $\sigma_1$  і  $\sigma_2$  призначають таким чином, щоб менша з них лежала вище границі витривалості. Це робиться для того, щоб при цій нарузі при регулярному навантаженні зруйнування випробовуваних деталей, як правило, відбувалося, а можливе незруйнування деталей було малоімовірнішим. Напругу  $\sigma_1$  при цьому призначають за прийнятим  $\alpha_2 = \sigma_2 / \sigma_1$ . Як видно із сказаного,  $\alpha_2$  не може бути дуже малим, інакше напруга  $\sigma_1$  перейде в малоциклову область. На відношення  $\beta_1$  і об'єм блока  $n_6$  обмеження не накладаються. Прийняте обмеження обумовлене ще і тим, щоб виключити необхідність враховувати пошкодження від нижньої частини спектра, що лежить за межею границі витривалості, і пов'язані з цим різночитання відносно кількісної оцінки цього пошкодження. Для корозійних кривих втоми, які не мають границі витривалості, підпорядкованих єдиному рівнянню, обмеження стає зайвим:  $\alpha_2$  можна вибирати в будь-яких реальних межах.

Таблиця 1

Геометричні характеристики зразків

Тип зразка	Діаметр D головок, мм	Діаметр d робочого відрізка, мм	Радіус R dna надрізу, мм	Глибина t надрізу, мм	Кут $\omega$ профілю надрізу, мм	Теоретичний коефіцієнт концентрації напруг $K_T$	Логарифм критерію подібності L / G
1 (гладкий)	12	10,0	50,0	1,00	-	1,0290	2,1981
2	12	10,0	2,0	1,00	-	1,5564	1,4177
3	12	7,5	1,0	2,25	80°08'	1,7723	1,0168
4	12	10,0	0,4	1,00	70°38'	2,6246	0,7811
5	12	7,5	0,3	2,25	52°18'	2,7897	0,5313

Примітка: L – периметр небезпечного перерізу, мм; G – відносний градієнт першої головної напруги, мм<sup>-1</sup>.

Припустимо, що при випробуваннях змінюючи рівні напруг  $\sigma_1$  і  $\sigma_2$  випробувано  $i$  деталей і нехай таку ж кількість деталей випробувано на рівнях  $\sigma_1$  і  $\sigma_2$  регулярного навантаження. Тоді кожне значення  $n_i$  можна віднести до  $i$  значень  $N_1$ , а кожне відношення  $n_i / N_1$  віднести до  $i$  значень  $n_2 / N_2$ , тобто одержати в результаті  $i^2$  значень сум  $a$  для однієї випробуваної при нерегулярному навантаженні деталі. Якщо при нерегулярному навантаженні випробувано  $i$  деталей, то всього вийде  $i^3$  значень сум  $a$ . Таким чином, за загальним числом випробовуваних деталей  $3i$  виходить  $i^3$  значень сум  $a$ , тобто в  $i^2 / 3$  рази більше. Наприклад, при  $i = 5$  – приблизно в 8,3 рази більше, при  $i = 10$  – в 33,3 рази, а при  $i = 20$  – в 133,3 рази більше. Звичайно число деталей можна брати і різним на рів-

нях  $\sigma_1$  і  $\sigma_2$  регулярного навантаження і при нерегулярному навантаженні. Методику можна узагальнити і на більш загальний випадок – багатоступінчастого навантаження. Економія деталей по відношенню до кількості одержуваних значень буде ще більшою.

Випробування на втому проводили при симетричному чистому згині на переобладнаних машинах МУИ-6000. Випробовували гладкі і надрізані зразки довжиною 226 мм із сталі 45 і 40Х [4,8]. Герметричні характеристики зразків наведені в таблиці 1, а результати випробувань на втому при регулярному навантаженні – в таблиці 2.

*Таблиця 2*

*Результати випробування зразків при регулярному навантаженні*

Тип зразка	Матеріал зразка	Границя витривалості $\sigma_{-1}$ , МПа	Параметри похилого відрізка кривої втому	
			m	C
1	Сталь 45	254	14,214	40,314
2	“-	174	9,022	26,661
3	“-	145	7,620	23,072
4	“-	126	5,593	18,051
5	“-	125	6,798	20,933
1	Сталь 40Х	262	19,140	53,016
2	“-	-	-	-
3	“-	-	-	-
4	“-	157	8,143	24,019
5	“-	137	6,514	20,386

Параметри m і C рівняння (4) одержані шляхом статистичної обробки даних за методом найменших квадратів [3]. Границі витривалості встановлювали на базі  $10^7$  циклів. Для визначення довговічностей  $N_1$  і  $N_2$  рівняннями похилих відрізків не користувалися.

При нерегулярному навантаженні в одних випадках випробовували по 6, а в інших – по 10 зразків. Відповідно таку ж кількість зразків випробовували в режимі регулярного навантаження при напругах  $\sigma_1$  і  $\sigma_2$ . Зразки, з якими проводили досліди, і напруги  $\sigma_1$  і  $\sigma_2$  вказані в таблиці 3. Масиви даних складали 216 і 1000 значень сум  $a$ . Такі масиви можна вважати достатньо представницькими (репрезентативними).

Виведені на друк ЕОМ суми  $a$  відображали гістограмами, частково представленими на рис. 1 (K – кількість сум  $a$ , що попадають в розглянутий інтервал їх значень). Як видно з рис. 1, гістограми свідчать про асиметричність розподілу сум  $a$ . Отже, нормальний закон лише дуже грубо може характеризувати розподіл сум  $a$ .



*Режими нерегулярного навантаження*

Тип зразка	Матеріал зразка	$\sigma_1$ , МПа	$\sigma_2$ , МПа	$\alpha_2$	$\beta_1$	$i$
2	Сталь 45	245	196	0,8	0,05	6
5	Сталь 45	200	160	0,8	0,05	10
2	Сталь 40Х	265	212	0,8	0,05	10
2	Сталь 40Х	260	208	0,8	0,25	6
3	Сталь 40Х	245	196	0,8	0,05	10
3	Сталь 40І	245	196	0,8	0,25	10

При аналізі гістограм представилося можливим використати розподіл  $S_B$  Джонсона [9], згідно з яким щільність імовірності

$$f(a) = \frac{n}{\sqrt{2\pi}} \cdot \frac{\lambda}{(a-\varepsilon)(\lambda+\varepsilon-a)} \exp\left\{-\frac{1}{2}\left[v + \eta \ln\left(\frac{a-\varepsilon}{\lambda+\varepsilon-a}\right)\right]^2\right\}, \quad (7)$$

де  $\eta, \lambda, \varepsilon, v$  – параметри розподілу, причому  $\varepsilon \leq a \leq \varepsilon + \lambda$ ;  $\eta > 0$ ;  $\lambda > 0$ ;  $-\infty < v < \infty$ ;  $-\infty < \varepsilon < \infty$ .

Параметри  $\eta$  і  $v$  характеризують форму,  $\varepsilon$  – центр, а  $\lambda$  – масштаб розподілу. Теоретично випадкова величина  $a$  обмежена границями  $\varepsilon$  і  $\varepsilon + \lambda$ . Якщо одна границя відома, що зустрічається в багатьох технічних задачах, оцінки невідомих параметрів знаходять прирівнюючи три емпіричні квантили до трьох відповідних квантилів нормального розподілу [9]. В даному випадку значення  $\varepsilon$  легко вибрати з тих міркувань, що сума  $a$  не може бути меншою нуля. При вибраному  $\varepsilon$  (приймали  $\varepsilon = 0,2-0,3$ ) оцінки інших параметрів розподілу знаходяться із виразів

$$\eta = (z_{1-\alpha} - z_\alpha) / \ln\left[\frac{(a_{1-\alpha} - \varepsilon)(\lambda + \varepsilon - a_\alpha)}{(a_\alpha - \varepsilon)(\lambda + \varepsilon - a_{1-\alpha})}\right], \quad (8)$$

$$\hat{\lambda} = (a_{50} - \varepsilon) \left[ \frac{(a_{50} - \varepsilon)(a_\alpha - \varepsilon) + (a_{50} - \varepsilon)(a_{1-\alpha} - \varepsilon) - 2(a_\alpha - \varepsilon)(a_{1-\alpha} - \varepsilon)}{(a_{50} - \varepsilon)^2 - (a_\alpha - \varepsilon)(a_{1-\alpha} - \varepsilon)} \right], \quad (9)$$

$$v = z_{1-\alpha} - \eta \ln\left[\frac{(a_{1-\alpha} - \varepsilon)}{(\lambda + \varepsilon - a_{1-\alpha})}\right], \quad (10)$$

де  $z_\alpha$  і  $z_{1-\alpha}$  – квантили нормованого нормального розподілу для імовірностей  $\alpha$  і  $1-\alpha$ ;

$a_\alpha$  і  $a_{1-\alpha}$  – відповідні емпіричні квантілі, які знаходяться як  $\alpha(r + 1)$  і  $(1 - \alpha)(r + 1)$  значення із  $r$  упорядкованих спостережень;  
 $\alpha$  – медіани сум  $a$  по емпіричним вибіркам.

Наприклад, при  $\alpha = 0,09$ ,  $z_{1-\alpha} = z_{0,91} = z_\alpha = -z_{0,09} = 1,34$  для зразків типу 2 і 5 із сталі 45 (таблиці 1-3) по формулам (8)-(10) одержали при  $a_{50} = 1,019$  і  $0,888$ ,  $\hat{\eta} = 1,7$  і  $1,5$ ,  $\hat{\lambda} = 6,2$  і  $7,4$  і  $\hat{\nu} = 3,3$  і  $3,2$ . Теоретичні криві розподілу нанесені на гістограми (рис. 1).

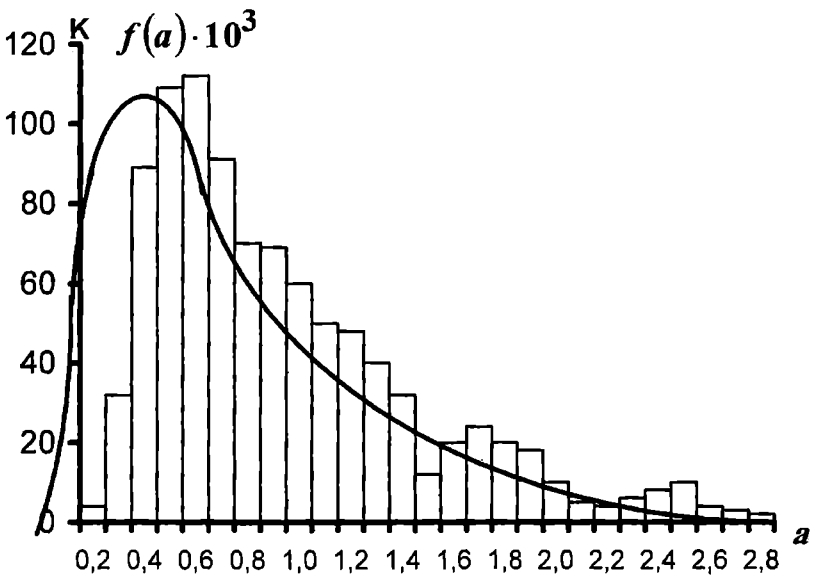
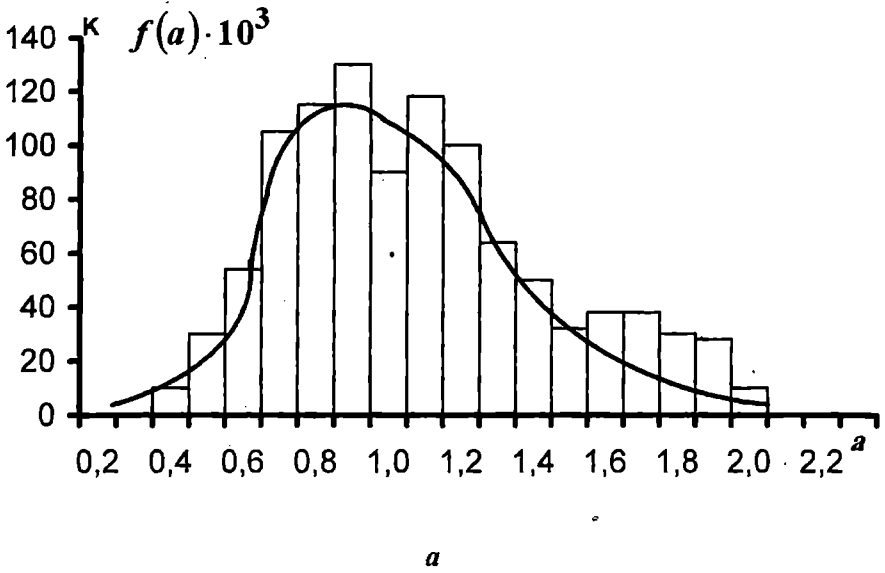
Їм відповідають щільності імовірності  $f(a)$  згідно з формулою (7), що нанесені на праву сторону від осі ординат.

Перевірка відповідності емпіричних розподілів закону  $S_B$  Джонсона за допомогою інформаційного критерію [10] підтвердила перевагу цього розподілу перед іншими законами.

Несиметричний розподіл зобов'язує орієнтуватися на моду, вважаючи, що найбільш імовірніше значення випадкової величини краще інших статистик може представляти міру накопиченого пошкодження як константу матеріалу. Із одержаних експериментальних даних випливає, що мода розподілу коливається для зразків різних типів і матеріалів від 0,65 до 1,05 – в порівняно широких межах. В зв'язку з цим викликає інтерес вивчити розподіл середніх значень сум  $a$ , одержаних для кожного випробуваного при нерегулярному навантаженні зразка. Виявилось, що і середні значення сум  $a$  задовільно підпорядковуються розподілу  $S_B$  Джонсона з модою 0,85 і параметрами  $\varepsilon = 0,5$ ,  $\hat{\eta} = 1,0$ ,  $\lambda = 2,1$  і  $\nu = 1,4$ .

Відхилення моди від одиниці приблизно на 15 % в менший бік свідчить про те, що, якщо ліві частини умов (1) і (2) дорівнюють одиниці, то це не приводить само по собі до помітної похибки прогнозування довговічності. Проте в розрахунках можна приймати модальне значення сум  $a$  (позначимо його  $a_0$ ) порядку 0,85 [4]. Якщо ж врахувати розходження середнього значення довговічності  $N_\Sigma$  і значення, одержаного за формулами (3) або (6) з допомогою поправки  $A$ , то розрахункове значення сум  $a$  (позначимо його  $a_p$ ) стане  $a_p = a_0 \cdot A$ , тобто буде більш помітно відрізнятися від одиниці, оскільки множник  $A$  – правильна дріб [5].

Підставивши  $a_p$  в формулу (3) чи (6), одержуємо середнє значення довговічності  $N_\Sigma$ , яке цілком коректно безпосередньо зіставляти з вибірковим середнім  $N_\Sigma$ , випробувавши достатню кількість деталей при заданому нерегулярному режимі. Оцінка довговічності  $N_\Sigma$  по розрахунковій сумі  $a_p$  задовільно узгоджується з результатами дослідів і спостережень в експлуатації, пояснює, чому в багатьох випадках розрахункова довговічність при  $a = 1$  в формулах (3), (6) виходить хоча і близькою до дослідної чи експлуатаційної, але все ж таки нижче неї.



б

Рис. 1. Гістограми і криві щільності розподілу сум  $a$  для зразків із сталі 40X другого (а) і третього (б) типів

Іншими словами, можна пояснити систематичне завищення розрахункової довговічності, знайденої відповідно до лінійної гіпотези в канонічному вигляді, порівняно з дослідною. Коректування довговічності здійснюється тут диференційовано, з урахуванням рівня міцності деталей, що розраховуються, розсіювання їх вихідних властивостей і режиму навантаження, від яких залежить поправка  $A$ .

Обчислення поправки  $A$  при складних випадкових спектрах навантаження є самостійною задачею. Для типових режимів вона порівняно просто вирішена з наглядним відображенням у вигляді графіків [11].

Хороша відповідність обчислених за формулами (3) і (6) довговічностей з дослідними при підстановці в ці формули значення  $a_p$  дозволяє стверджувати, що вираз сум  $a$  через сталу  $a_0$  як міру накопичених ушкоджень, константу і змінну  $A$ , яка відображує все інше, що пов'язане з випадковою природою зруйнування від втоми, може бути прийнято для практичного використання. Таке умовне відокремлення із сум  $a$  постійної складової не суперечить фізичній суті явища і знімає необхідність продовження сперечання про придатність або непридатність лінійної гіпотези для практичних розрахунків.

Гістограми розподілу сум  $a$ , які показані на рис. 1, одержані на конкретних деталях, випробуваних при конкретних, до того ж спрощених режимах навантаження. Тому може скластися враження, що вони справедливі тільки для вивчених умов, що переносити їх на інші випадки було б необґрунтованим. Якщо встати на формальну позицію, то легко заперечувати їхню спільність: не перевірене дослідями – не може вважатися вірогідним.

На рис. 2 наведені дані про розсіюванні сум  $a$  для зразків із сталей 45 і 12Х13, які підраховані за різними методиками, із яких впливає, що тенденція наближення сум  $a$  до одиниці при використанні індивідуальних значень як довговічностей  $N_i$ , чітко видна [12]. Аналогічні матеріали загального характеру можна знайти і в інших відомих працях [7]. Отже, твердження про те, що величину, близьку до одиниці, можна прийняти як детерміновану характеристику, не може викликати заперечення. Це – факт, підтверджений великою кількістю дослідів. В даній праці він знайшов ще одне підтвердження. Можна заперечувати лише проти того, що на підставі наведених даних рекомендується  $a \approx 0,85$ . Чому не 0,80 або не 0,90? Легко переконатися, що це не має принципового значення. Навіть  $a_0 = 1$  прийнятне і воно може фігурувати як імовірнісне значення. Взяти  $a_0 = 0,85$  або 0,90, тобто  $a_0 < 1$  – значить, як вже відзначалось, підвищити надійність розрахунку.

Інакше виглядає уявлення про закон розподілу сум  $a$ . Уперше виявлено, що цей закон ближчий за все до розподілу Джонсона.

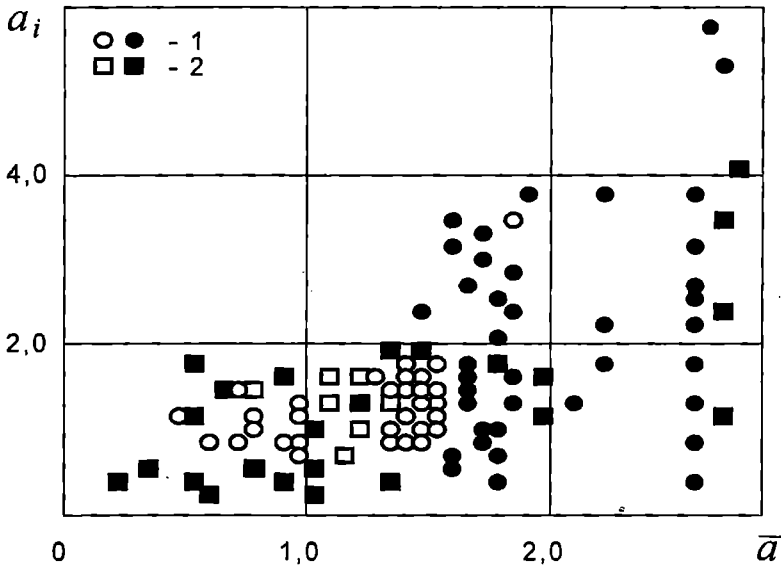


Рис. 2. Залежність сум  $a$  для окремих зразків, випробуваних при нерегулярному навантаженні, від середніх значень цієї величини:

1 – зразки із сталі 45; 2 – зразки із сталі 12X13.

Чорні точки – довговічності  $N_i$  за середньоімовірнісною кривою втоми;  
світлі точки – довговічності  $N_i$  індивідуальні за значеннями непружної деформації за цикл

Чи підтвердиться це положення при інших умовах досліду чи для інших деталей, далеких від досліджених, невідомо. З цього приводу сумніви можуть залишитися. Разом з цим асиметричний розподіл є найбільш загальним. Він більш конкурентоздатний порівняно з нормальним розподілом. Чи збережеться для сум  $a$  даний розподіл Джонсона або виявиться більш прийнятним інший асиметричний, покажуть подальші дослідження. Проте з практичної точки зору байдуже, чи є рекомендована константа  $a_0$  модою чи медіаною: важливіше якою конкретно вона повинна бути. Тому для розрахункової практики сумніви стосовно природи рекомендованої константи не можуть бути перешкодою для її використання. Із всього сказаного робимо висновок, що заперечення проти спільності внесених рекомендацій не дуже важливі. Уявлення внесених рекомендацій як достатньо спільних не суперечить накопиченому масиву дослідних даних і в той же час вносить важливий елемент у розрахункову практику – визначеність і чіткість, відкинувши сумніви відносно придатності правила підсумування пошкоджень Пальм-Грена-Майнера або у вигляді (1) чи (2), або з декілька скоригованою пра-

вою частиною ( $a_0 < 1$ ). Дуже важливо, щоб при цьому не ігнорувалась випадкова складова  $A$ , тобто щоб розрахунок проводився по  $a_p = a_0 A$ .

Про один окремих випадок треба сказати особливо. Мова йде про спектр експлуатаційного навантаження з дуже великими короткотривалими навантаженнями (піковими перевантаженнями), при яких може спостерігатися значне зменшення сум  $a$  – до 0,2 і навіть 0,1 [1,2]. Не торкаючись докладно цього випадку, відзначимо, що при піковому навантаженні, яке в 1,7-2,5 рази перевищує границю витривалості, спостерігається малоциклова втома, на яку правило підсумування пошкоджень на основі кривої багатоциклової втоми не поширюється. При переході в малоциклову область відбувається згин кривої втоми. Якщо цього не враховувати, то пошкодження від пікової напруги, можливо, буде оцінюватися з недоліком, що відібується і на сумі  $a$ . Відносячи цей випадок до особливих, які не часто зустрічаються, будемо вважати, що всі запропоновані рекомендації призначаються для області багатоциклової втоми. Тобто вони охоплюють спектри експлуатаційного навантаження, при яких інтенсивність напруженого стану призначається виходячи з тривалих строків експлуатації. Це, звичайно, більш характерні режими навантаження для більшості відповідальних деталей в машинобудуванні і суднобудуванні. Саме вони мають на увазі.

Таким чином, приймаючи до уваги, що експериментальна перевірка умов (1) і (2) підсумування пошкоджень носить наближений характер і що в дійсності самі ці умови не можуть бути відокремлені від природної відмінності властивостей тих декількох, а тим більш багатьох деталей, при наявності яких тільки й можуть перевірятися, розрахункове значення сум відносних довговічностей  $a_p$  можна виразити як добуток двох співмножників.

**Висновки.** Перший співмножник –  $a_0$  виражає об'єктивний закон досягнення граничного пошкодження або міри граничного пошкодження, хоча й не описую кінетику зростання пошкоджень, але дає кінцеве значення накопиченого пошкодження, яке відповідає дійсному для області багатоциклової втоми. Він є детермінованою величиною, константою, загальною якщо не для всіх конструкційних матеріалів, то принаймні для певних їх груп. В межах групи він може бути однаковим, незначно змінюючись від групи до групи. Кількісно його можна розташувати в інтервалі від 0,8 до 1,0. Причому  $a_0 = 1$  зовсім не слід виключати як надмірне. Воно в принципі реальне, і тільки щоб запобігти небезпечного для прогнозування довговічності завищення краще приймати  $a_0 < 1$ . Призначенням  $a_0$ , який приймається за константу матеріалу, фіксується ідеалізований випадок накопичення пошкоджень – при вимозі, що властивості всіх випробуваних об'єктів абсолютно однакові, тобто ніякого розсіювання властивостей немає. Цю абстракцію фізично

цілком можна представити, отже, не можна заперечувати, що вона може бути виражена константою у вигляді моди  $a_0$ . По відношенню до цієї суми всі міркування, які приведені вище з приводу реальних сум  $a$ , позбавляються підстав.

Випадкова складова  $a_p$  – А включає в себе все те, що відноситься до фактичної оцінки накопиченого пошкодження, що пов'язано з реальними деталями і умовами їх експлуатації. Складова А, визначення якої докладно описано [5], невід'ємна від  $a_p$ . Вона органічно входить у розрахункову суму  $a_p$ . Виконати розрахунок, обмежуючись тільки значенням  $a_0$  в формулі (3) чи (6) – принципово не вірно. Всі відомі розрахунки визначення середньої довговічності  $N_\Sigma$  при нерегулярному навантаженні грішили тим, що замикалися на детермінованому значенні сум  $a$ , навіть якщо брали їх меншими за одиницю. Штучним заниженням сум  $a$  можна лише в окремих випадках дати задовільний прогноз, тобто попросту його випадково вгадати. Звідси суперечливі висновки про якість прогнозу. Їм приходить кінець після введення поняття розрахункового значення сум  $a_p$ .

Використання міри  $a_0$  накопиченого пошкодження як константи матеріалу важливе як саме по собі, так і з позицій переосмислення розрахунків на довговічність, в тому числі і в імовірнісному тлумаченні.

### ЛІТЕРАТУРА

1. *Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени.* – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
2. *Олейник Н.В. Выносливость деталей машин.* – К.: Техніка, 1979. – 200 с.
3. *Смирнов Н.В., Душин-Барковский И.В. Курс теории вероятности и математической статистики для технических приложений* – М.: Наука, 1965. – 512 с.
4. *Олейник Н.В., Пахомова Н.И. К расчету долговечности деталей строительных и дорожных машин при нерегулярном нагружении // Строительные и дорожные машины.* – 1987. – № 4. – С. 25-27.
5. *Олейник Н.В., Пахомова Н.И. Вероятностная оценка усталостной долговечности деталей строительных и дорожных машин при нерегулярном нагружении // Строительные и дорожные машины.* – 1987. – № 10. – С. 27-28.
6. *Биргер И.А. Детерминированные и статистические модели суммирования повреждений // Проблемы прочности.* – 1978. – № 11. – С. 3-11.

7. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение. Пер. с англ. – М.: Мир, 1984. – 624 с.
8. Олійник М.В. Підсумування втомних пошкоджень і оцінка конструкційної міцності деталей // Вісник ОНМУ. – 2004. – № 13. – С. 230-242.
9. Хан Г., Шапиро С. Статистические модели в инженерных задачах: Пер. с англ. – М.: Мир, 1969. – 395 с.
10. Критериальная оценка законов распределения параметров, определяющих долговечность деталей машин // В.М.Гребеник, В.К.Цапко, В.В.Иванов и др. // Надежность и долговечность машин и сооружений: Респ. межвед. сб. науч. трудов. – К.: Наукова думка, 1986. – Вып. 9. – С. 12-16.
11. Олейник Н.В., Пахомова Н.И. Дифференцированный учет усталостных свойств деталей в оценке их долговечности при нерегулярном нагружении // Строительные и дорожные машины. – 1988. – № 1. – С. 27-29.
12. Олійник М.В. Оперативне дослідне визначення опору втомі деталей при монотонно зростаючому навантаженні // Проблеми техніки. – 2005. – № 1. – С. 24-33.

Надійшла 22.02.05



# СОДЕРЖАНИЕ

## *Мореходные качества судов*

**Вороьев Ю.Л., Давыдов И.Ф.**

МОРЕХОДНОСТЬ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ  
ПАРОМОВ ..... 3

**Романадзе Д.Д.**

ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ  
СУДНА С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ СКОРОСТИ ХОДА НА СИЛЫ  
ВОЛНОВОГО ДРЕЙФА ..... 24

**Давыдов И.Ф., Ефремова Н.В., Кириллов В.Н.**

ИЗМЕРЕНИЕ УГЛА КРЕНА И ОЦЕНКА ДОСТИЖИМОЙ  
ТОЧНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕТАЦЕНТРИЧЕСКОЙ ВЫСОТЫ  
В УСЛОВИЯХ ОПЫТА КРЕНОВАНИЯ СУДНА ..... 29

**Платонов В.В., Платонова Е.В.**

УСРЕДНЕНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ  
ДВИЖЕНИЯ СУДОВОГО КОМПЛЕКСА ПРИ ПРЯМОМ КУРСЕ  
СУДНА ..... 36

## *Транспортные системы*

**Postan M. Ja.**

STOCHASTIK MODELS OF MULTIMODAL TRANSPORTATION  
SYSTEMS AND THEIR APPLICATION ..... 41

**Курлянд А.М., Постан М.Я., Сторожев В.В.**

ОБ ОДНОЙ ЗАДАЧЕ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ  
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В МУЛЬТИМОДАЛЬНЫХ  
СИСТЕМАХ ДОСТАВКИ ГРУЗА ..... 56

**Лапкина И.А., Заборский Л.А.**

ВИДЫ ПЕРЕВОЗОК В ЛОГИСТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ..... 66

**Руденко С.В.**

УПРАВЛЕНИЕ ПРОЕКТОМ ЛИКВИДАЦИИ ПРУДОВ ПРОМЫВочно ПРОПАРочной СТАнЦИИ ОДЕССА-СОрТИРОВОчНАЯ .....	<b>76</b>
---	-----------

**Егоров Г.В.**

ОСНОВЫ РАСЧЕТНО-ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ КОРПУСОВ СУДОВ .....	<b>81</b>
---	-----------

**Шахов А.В., Чимшир В.И.**

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ РЕМОНТА СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ .....	<b>99</b>
--	-----------

**Лапкина И.А., Семенчук Е.Л.**

ОСОБЕННОСТИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ НА ФАЗАХ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА ПОЕКТА РАЗВИТИЯ СУДОХОДНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ .....	<b>110</b>
--	------------

**Куприенко С.В.**

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПОРТА В МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ ПРОГРАММЫ ЕГО РАЗВИТИЯ .....	<b>124</b>
---	------------

**Турлак А.А., Турлак Т.А.**

ПРФЕССИОНАЛЬНО-ПСИХОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СПЕЦИАЛИСТОВ ПЛАВСОСТАВА.....	<b>137</b>
---	------------

***Вопросы портового и гражданского строительства***

**Дубровский М.П., Слободяник А.В.**

ИССЛЕДОВАНИЕ ДАВЛЕНИЯ ГРУНТА НА ШПУНТОВУЮ СТЕНКУ С РЕБРАМИ ЖЕСТКОСТИ .....	<b>146</b>
---	------------

**Фортученко Ю.А.**

К ВОПРОСУ ОБ ИССЛЕДОВАНИИ НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МОДЕЛЕЙ СТАЛЬНЫХ ТРУБЧАТЫХ СВАЙ, ПОДВЕРГНУТЫХ ИЗГИБУ .....	<b>157</b>
---	------------

**Гришин В.А., Гришин А.В.**

ВЛИЯНИЕ ЗАГЛУБЛЕНИЯ ШТАМПА НА НАПРЯЖЕННО-  
ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ОСНОВАНИЯ ..... 165

**Яременко Н.А.**

О РАСЧЕТЕ БАЛОЧНЫХ РОСТВЕРКОВ МЕТОДОМ  
ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ..... 173

***Специальные вопросы судовой механики***

**Кобаков А.Г.**

УСКОРЕННЫЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК  
СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ КАК ОБЪЕКТЫ  
СТАНДАРТИЗАЦИИ ..... 189

**Соломатин С.Я., Сторчак А.А.**

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ИСХОДНОЙ РАСЦЕНТРОВКИ  
ВАЛОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА С УЧЕТОМ  
НЕРАВНОМЕРНЫХ ТЕПЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ОПОР ..... 208

**Вычужанин В.В.**

СИНТЕЗ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ  
ДЛЯ СУДОВЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ ВОЗДУХА ..... 217

**Кобзарук А.В., Стальниченко О.И.**

ОЦЕНКА ЗАЩИТНОЙ СПОСОБНОСТИ ЛАКОКРАСОЧНЫХ  
ПОКРЫТИЙ ОТ КОРРОЗИИ И КОРРОЗИОННОЙ УСТАЛОСТИ  
СУДОКОРПУСНЫХ СТАЛЕЙ В МОРСКОЙ ВОДЕ ..... 223

**Кириллов В.Х.**

ТЕЧЕНИЕ ТОНКОГО СЛОЯ ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ ПО  
ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ С РЕГУЛЯРНОЙ  
ШЕРОХОВАТОСТЬЮ В УСЛОВИЯХ КОНТАКТА С ГАЗОВЫМ  
ПОТОКОМ ..... 249

*Наукове видання*

**ВІСНИК**  
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО  
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

**Збірник наукових праць**

**Випуск 16**

*Українською, російською  
та англійською мовами*

Видається з 1998 р.

*Свідоцтво про державну реєстрацію:  
Серія КВ № 278  
від 25.07.1997 р.*

Комп'ютерна верстка та розробка  
оригінал-макету збірника – *Кобзева Н.Ю.*

---

Підписано до друку з оригінал-макету 26.05.05  
Формат 70x108/16. Папір офсетний. Ум. друк. арк. 16,7.  
Замовлення № 391. Тираж 100.

**Адреса редакційної колегії та видавництва ОНМУ:  
65029, Одеса, вул. Мечникова, 34, тел. 728-31-14.**